

PROYEK AKHIR - VM191879

**PERANCANGAN IMPELLER DAN PEMILIHAN POMPA
SLURRY PADA PROYEK *CUTTER SUCTION DREDGER***

MUHAMMAD ROZAQ
10211810010039

DOSEN PEMBIMBING
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
NIP. 19620216 199512 1 001

Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



PROYEK AKHIR - VM191879

**PERANCANGAN IMPELLER DAN PEMILIHAN POMPA
SLURRY PADA PROYEK *CUTTER SUCTION DREDGER***

MUHAMMAD ROZAQ
10211810010039

DOSEN PEMBIMBING
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
NIP. 19620216 199512 1 001

Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



FINAL PROJECT - VM191879

DESIGN OF IMPELLER AND SLURRY PUMP SELECTION ON CUTTER SUCTION DREDGER PROJECT

MUHAMMAD ROZAQ
10211810010039

Advisor
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
NIP. 19620216 199512 1 001

**Bachelor of Applied Science and Engineering of Energy Conversion Engineering
Technology**
Departement of Industrial Mechanical Engineering
Faculty of Vocation
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN IMPELLER DAN PEMILIHAN POMPA *SLURRY* PADA PROYEK *CUTTER SUCTION DREDGER*

PROYEK AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Terapan pada
Program Studi Diploma 4 Teknologi Rekayasa Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **MUHAMMAD ROZAQ**
NRP. 10211810010039

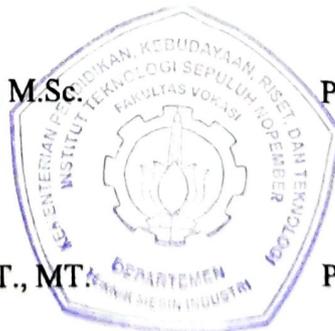
Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. Pembimbing

2. M. Lukman Hakim, ST., MT. Penguji

3. Giri Nugroho, ST., M.Sc. Penguji

4. Liza Rusdiyana, ST., MT. Penguji



SURABAYA
Juli, 2022

APPROVAL SHEET

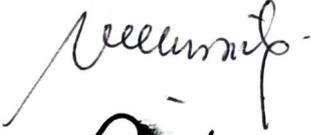
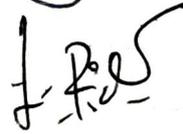
DESIGN OF IMPELELR AND SLURRY PUMP SELECTION ON CUTTER SUCTION DREDGE PROJECT

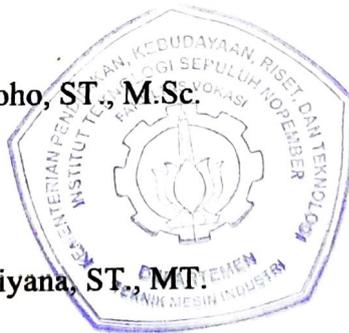
FINAL PROJECT

Submitted to fulfil one of the requirements
for obtaining a degree at
Bachelor of Applied Science and Engineering Program of
Energy Conversion Engineering Technology
Departement of Industrial Mechanical Engineering
Faculty of Vocation
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By: **MUHAMMAD ROZAQ**
NRP. 10211810010039

Approved by Final Project Examiner Team:

- | | | | |
|----|----------------------------|----------|---|
| 1. | Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. | Advisor |  |
| 2. | M. Lukman Hakim, ST., MT. | Examiner |  |
| 3. | Giri Nugroho, ST., M.Sc. | Examiner |  |
| 4. | Liza Rusdiyana, ST., MT. | Examiner |  |



SURABAYA
July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangn di bawah ini:

Nama Mahasiswa / NRP : Muhammad Rozaq / 10211810010039
Departemen : Teknik Mesin Industri
Dosen Pembimbing / NIP : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. / 19620216 199512 1 001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "PERANCANGAN IMPELLER DAN PEMILIHAN POMPA *SLURRY* PADA PROYEK *CUTTER SUCTION DREDGER*" adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinil, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, Juli 2022

Mengetahui
Dosen Pembimbing,

Mahasiswa,



Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
NIP. 19620216 199512 1 001



Muhammad Rozaq
NRP. 10211810010039

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of Student / NRP : Muhammad Rozaq / 10211810010039
Department : Industrial Mechanical Engineering
Advisor / NIP : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. / 19620216 199512 1 001

Hereby declare that the Final Project with the title of "DESIGN OF IMPELLER AND SLURRY PUMP SELECTION ON CUTTER SUCTION DREDGER PROJECT" is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing. If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

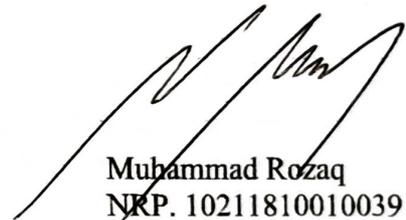
Acknowledged
Dosen Pembimbing,



Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
NIP. 19620216 199512 1 001

Surabaya, July 2022

Mahasiswa,



Muhammad Rozaq
NRP. 10211810010039

PERENCANAAN IMPELLER DAN PEMILIHAN POMPA *SLURRY* PADA PROYEK *CUTTER SUCTION DREDGER*

Nama Mahasiswa / NRP : Muhammad Rozaq / 10211810010039
Departemen : Teknik Mesin Industri
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

Abstrak

Proyek *Cutter Suction Dredger* direncanakan memiliki kapasitas 3000 m³/h dengan kedalaman pengerukan maksimal sebesar 15 m serta elevasi *discharge* 10 m diatas permukaan laut menggunakan *floating pipeline system* sepanjang 700 m. Untuk memindahkan sedimen hasil pengerukan ke tempat pembuangan digunakan pompa *slurry*. Dalam proyek ini bertujuan untuk memilih pompa *slurry* yang sesuai kebutuhan dan merancang impeller yang sesuai dengan standar API 610.

Tahapan dalam proyek ini terbagi menjadi tiga, yakni: 1) penghitungan karakteristik fluida dan Head efektif instalasi yang dilakukan secara manual dan secara numerik dengan software *pipeflow expert.*, 2) pemilihan pompa dilakukan dengan cara memplot hasil dari perhitungan kapasitas dan juga head efektif instalasi yang telah dilakukan kedalam kurva unjuk kerja pompa yang sudah tertera pada data sheet pompa dan 3) perancangan impeller dengan *point by point method* dimana dilakukan perhitungan terhadap beberapa variable meliputi kecepatan meridian, kecepatan relatif, sudut beta pada tiap titik pada sudu.

Hasil menunjukkan bahwa Fluida *slurry* memiliki karakteristik, yakni: Densitas (ρ) sebesar 1269 kg/m³, *Specific Gravity* (SG) sebesar 1,269, dan Viskositas Dinamis (μ) sebesar 0,0016252 kg/ms. Head efektif instalasi (H_{eff}) untuk fluida air secara analitik didapat 58,215 m dan secara numerik menggunakan *pipe flow expert* didapat 58,216 m sehingga tingkat kesalahannya 0,0023 % berada pada batas yang diijinkan <2%. Sehingga dalam proyek CSD ini, pompa *slurry* yang digunakan adalah *Shijiazhuang Nainater Slurry Pump Co., Ltd 450 WN.* dengan rimpeller tipe *moderate specific speed impeller*, Diameter Inlet Sudu 0,631 m, Diameter Outlet Sudu 1,263 m, Sudut Kelengkungan Sudu Inlet 15,98°, Sudut Kelengkungan Sudu Outlet 25°, dan Jumlah Sudu 5.

Kata kunci: Pompa *Slurry*, *Slurry*, Kapal Keruk, *Cutter Suction Dredger*

DESIGN OF IMPELLER AND SLURRY PUMP SELECTION ON CUTTER SUCTION DREDGER PROJECT

Nama of Student/ NRP : Muhammad Rozaq / 10211810010039
Department : Teknik Mesin Industri
Advisor : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

Abstract

The project of Cutter Suction Dredger is designed to have a capacity of 3000 m³/h and a maximum dredging depth of 15 m and a discharge elevation of 10 m above sea level using a 700 m floating pipeline system. To transfer the dredged sediment to the disposal site, a slurry pump is used. In this project the aims is to select the slurry pump according to the needs and design the impeller according to API 610 standard.

The stages in this project are divided into three: 1) Calculating the fluids characteristics and effective Head of the installation manually and numerically using Pipe Flow Expert software. 2) Pump selection done by plotting the calculation result of the capacity and effective head of the installation which has worked according to pump performance curve listed in pump datasheet and 3) Designing impeller using point by point method where calculations are carried out on several variables including meridian velocity, relative velocity, beta angle at each point on the blade.

The results showed the working slurry fluid has a characteristics, specifically: Density (ρ) of 1269 kg/m³, Specific Gravity (SG) of 1,269, and Dynamic Viscosity (μ) of 0,0016252 kg/ms. The Head effective installation (H_{eff}) for working liquid of water analytically is 58.215 m and numerically, using a pipe flow expert it is obtained 58,216 m thus resulted error rate of 0,0023% within the allowable limit <2%. Therefore, in this CSD project, the slurry pump used is Shijiazhuang Nainater Slurry Pump Co., Ltd 450 WN. with *moderate specific speed impeller* type impeller, Blade Inlet Diameter 0,631 m, Blade Outlet Diameter 1,263 m, Blade Inlet Angle 15,98°, Blade Outlet Angle 25°, and Number of Blades 5.

Keywords: Slurry Pump, Slurry, Dredger, Cutter Suction Dredger

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT, serta tak lupa sholawat dan salam saya ucapkan kepada Nabi Muhammad SAW, serta para sahabatnya. Berkat rahmat dan karunia Allah SWT sehingga, penulis dapat menyelesaikan seluruh pengerjaan Proyek Akhir dengan judul:

PERANCANGAN IMPELLER DAN PEMILIHAN POMPA SLURRY PADA ROYEK CUTTER SUCTION DREDGER

Penyelesaian proyek akhir ini merupakan syarat akademis yang harus ditempuh di Program Studi S1 Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Proyek Akhir ini, sehingga terselesaikannya dengan beberapa kekurangan dan kelebihan. Pada kesempatan kali ini perkenankanlah penulis menyampaikan ucapan terima kasih kepada:

1. Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T. Selaku Dosen pembimbing dan Kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
2. Bapak Arif Indra Prasetya selaku Pembimbing Lapangan serta seluruh karyawan dan staf PT. Banter Prima Sentosa yang tidak dapat kami sebutkan satu persatu.
3. Ir. Hari Subiyanto, M.Sc. Selaku Dosen Wali Penulis selama menempuh pendidikan di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T. Selaku Koordinator Program Studi Rekayasa Konversi Energi Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
5. Bapak-Ibu Dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Proyek Akhir ini. Serta seluruh Dosen dan staf pengajar Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama menempuh pendidikan di ITS.
6. Teruntuk keluarga penulis yang telah membimbing dan memotivasi hingga menjadi seperti ini serta memberi dukungan moril dan materiil serta do'a yang tak pernah putus selama ini.
7. Andre, Dea, Yuanita, Fian, Fa'izul, dan Arinda selaku teman seperbimbingan yang telah banyak membantu dalam penyelesaian Proyek Akhir ini.
8. Teman-teman D3MITS angkatan 2018 khususnya Andrian.
9. Seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu yang telah memberi bantuan dan dukungan dalam menyelesaikan Proyek Akhir ini.

Semoga Proyek Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca dan penulis khususnya. Penulis sadar bahwa laporan magang industri ini masih jauh dari kesempurnaan. Dengan kerendahan hati kami mohon kritik dan saran yang bersifat membangun guna penyempurnaan laporan ini dan pembelajaran penulis kedepannya.

Surabaya, 22 Juni 2022

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iv
PERNYATAAN ORISINALITAS	vi
ABSTRAK	viii
KATA PENGANTAR.....	x
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL	xvi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah.....	1
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Tujuan Penulisan.....	2
1.5. Manfaat Penulisan.....	2
1.6. Sistematika Penulisan	2
BAB II DASAR TEORI.....	3
2.1. Kapal Keruk Cutter Suction Dredger PB21A PT. Banter Prima Sentosa	3
2.2. Tinjauan Umum Pompa	3
2.3. Klasifikasi Pompa	3
2.4. Pemilihan Pompa	5
2.5. Pompa Sentrifugal.....	6
2.6. Pompa <i>Slurry</i>	8
2.7. <i>Slurry</i>	8
2.8. Jenis Aliran Fluida	10
2.9. Aliran <i>Slurry</i>	11
2.10. Kecepatan Aliran <i>Slurry</i>	11
2.11. Persamaan Kontinuitas	12
2.12. Tinggi Tekan (<i>Head</i>).....	13
2.13. Persamaan Energi.....	13
2.14. Head Efektif Instalasi Pompa.....	14
2.15. <i>Net Positive Suction Head</i>	17
2.16. Daya Penggerak.....	18
2.17. Koreksi Peformansi	18

2.18.	Perancangan Impeller	20
2.19.	Software Pipe Flow Expert	24
2.20.	Penelitian Terdahulu	25
BAB III	METODOLOGI	26
3.1.	Persiapan Awal	27
3.2.	Pengambilan Data	27
3.3.	Analisa Kecepatan	28
3.4.	Perhitungan Pompa	28
3.5.	Pemilihan Pompa	28
3.6.	Perancangan Impeller	28
3.7.	Kesimpulan	28
3.8.	Urutan Pengerjaan Menggunakan <i>Flow Chart</i>	28
BAB IV	HASIL DAN PEMBAHASAN	30
4.1.	Analisa Karakteristik Fluida	30
4.2.	Analisa Kecepatan	31
4.3.	Perhitungan <i>Head</i> Efektif Instalasi	32
4.4.	Koreksi Performansi	38
4.5.	Perhitungan Menggunakan Pemodelan Numerik	39
4.6.	Perbandingan Perhitungan Manual dan Numerik	41
4.7.	Perhitungan <i>Net Positive Suction Head Available</i> ($NPSH_A$)	41
4.8.	Daya Fluida	42
4.9.	Daya Poros	42
4.10.	Daya Motor	43
4.11.	Pemilihan Pompa	43
4.12.	Perancangan Impeller	43
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	51
5.1.	Kesimpulan	51
5.2.	Saran	51
	DAFTAR PUSTAKA	52
	LAMPIRAN	53

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1.	Skema Proses Pengerukan	1
Gambar 2.2.	Klasifikasi Pompa (Karassik, 2001)	3
Gambar 2.3.	Klasifikasi <i>Positive Displacement Pump</i> (Karassik, 2001)	4
Gambar 2.4.	Klasifikasi <i>Dynamic Pump</i> (Karassik, 2001).....	4
Gambar 2.5.	Tipe Pompa Berdasarkan Kecepatan Spesifik (Karassik, 2001)	5
Gambar 2.6.	Tipe Impeller Berdasarkan Kecepatan Spesifik (Khetagurov, 1954)	5
Gambar 2.7.	Aliran Fluida di Dalam Pompa Centrifugal (Sularso, 2006)	6
Gambar 2.8.	Effisiensi Pompa Berdasar Nilai Kecepatan Spesifik (Karassik, 2001)	8
Gambar 2.9.	Komponen Pompa <i>Slurry</i> (Abulnaga, 2002)	8
Gambar 2.10.	Klasifikasi Jenis-Jenis Fluida (Fox, 2011).....	10
Gambar 2.11.	(A) Ilustrasi <i>Homogeneous Flow</i> , (B) <i>Heterogeneous Flow</i> Bertingkat Sebagian, (C) <i>Heterogeneous Flow</i> Bertingkat Sepenuhnya, dan (D) <i>Intermediate Flow Regime</i> (D) (FLYGT, 2013)	11
Gambar 2.12.	Kecepatan Transisi Aliran <i>Slurry</i> (Abulnaga, 2002)	12
Gambar 2.13.	Persamaan Kontinuitas (Fox, 2011).....	13
Gambar 2.14.	Metode Untuk Mengukur Head (Sularso, 2006)	13
Gambar 2.15.	Head Efektif Instalasi.....	14
Gambar 2.16.	Instalasi Suction Lift (Hick, 1971)	15
Gambar 2.17.	Instalasi Suction Head (Hick, 1971)	15
Gambar 2.18.	Diagram Moody (Fox, 2011)	16
Gambar 2.19.	Grafik Efek Padatan Terhadap Performa Pompa (Abulnaga, 2002).....	19
Gambar 2.20.	Diagram K-Factor (McElvain pada Abulnaga, 2002: 8.67)	19
Gambar 2.21.	Pengaruh Diameter Partikel dan Diameter Impeller terhadap H_R dan R_H pada C_v 15% (Abulnaga, 2002)	20
Gambar 2.22.	<i>Impeller Blade of Single Curvature</i> (Lazarkiewicz, 1953).....	20
Gambar 2.23.	Koefisien Kecepatan Meridian <i>Fluida</i> (Lazarkiewicz, 1953).....	21
Gambar 2.24.	Contoh Gambar Instalasi (<i>Pipe Flow Expert</i>).....	24
Gambar 2.25.	Pengaruh Sudut Relatif Outlet Sudu Terhadap Effisiensi Pompa (Li, 2009).25	
Gambar 3.26.	Instalasi Perpipaan	26
Gambar 3.27.	Diagram Alir Perhitungan dan Perencanaan.....	28
Gambar 4.28.	Asumsi Bending Rubber Hose Suction	35
Gambar 4.29.	Koefisien Minor Losses Elbow $< 90^\circ$ Pada Suction (Karassik, 2001).....	35
Gambar 4.30.	Asumsi Bending Rubber Hose Suction	36
Gambar 4.31.	Koefisien Minor Losses Elbow $< 90^\circ$ Pada Discharge (Karassik, 2001).....	36
Gambar 4.32.	Skema Elevasi.....	37

Gambar 4.33.	Nilai Reduction Factor (Abulnaga, 2002).....	38
Gambar 4.34.	Nilai Suhu Laut Terhadap Kedalaman Laut (Talley, 2011)	39
Gambar 4.35.	Hasil <i>Calculate Pipe Flow Expert</i>	40
Gambar 4.36.	Instalasi Pipa Pada <i>Pipe Flow Expert</i> *Lampiran 5	40
Gambar 4.37.	Grafik Hasil Perhitungan Numerik	41
Gambar 4.38.	Nilai Effisiensi Pompa (Karassik, 2001)	42
Gambar 4.39.	Pemilihan Pompa	43
Gambar 4.40.	Bentuk Impeller (Khetagurov, 1954).....	44
Gambar 4.41.	Nilai Koefisien Kecepatan Meridian <i>Fluida</i> (Lazarkiewicz, 1953).....	45
Gambar 4.42.	Segitiga Kecepatan Pada Inlet (Abulnaga, 2002)	48
Gambar 4.43.	Segitiga Kecepatan Pada Discharge (Abulnaga, 2002)	50

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1.	Nilai Effisiensi Hidrolis dan k_{2cu} (Khetagurov, 1954).....	7
Tabel 2.2.	Nilai Effisiensi Volumetrik (Khetagurov, 1954)	7
Tabel 2.3.	Nilai <i>Specivic Gravity</i> Padatan (Abulnaga, Baha, 2002).....	9
Tabel 2.4.	Faktor Cadangan (Sularso, 2006)	18
Tabel 2.5.	Efisieni Transmisi (Sularso, 2006)	18
Tabel 3.6.	Spesifikasi Fluida (Data Perusahaan)	26
Tabel 3.7.	Spesifikasi Pipa (Data Perusahaan)	27
Tabel 3.8.	Spesifikasi Aksesoris (Data Perusahaan)	27
Tabel 4.9.	Iterasi Colebrok Untuk Steel Pipe	33
Tabel 4.10.	Iterasi Colebrok Untuk Rubber Hose	33
Tabel 4.11.	Iterasi Colebrok Untuk HDPE Pipe.....	34
Tabel 4.12.	Koeffisien Minor Losses Pada Suction	35
Tabel 4.13.	Koeffisien Minor Losses Pada Discharge	36

DAFTAR SIMBOL

A_{hub}	Luas <i>Hub Area</i>
A_0	Luas <i>Eye Impeller Free Area</i>
A_0'	Luas <i>Total Area Eye Impeller</i>
A_1	Luas Area Inlet
A_2	Luas Area Outlet
b_1	Lebar Inlet Impeller
b_2	Lebar Outlet Impeller
C_M	Konsentrasi Massa Padatan
C_{m1}	Kecepatan Meridian Fluida Inlet
C_{m2}	Kecepatan Meridian Fluida Outlet
C_p	Faktor Koreksi Pfeleiderer
C_V	Konsentrasi Volume Padatan
C_0	Kecepatan Fluida Masuk <i>Eye Impeller</i>
D	Diameter
D_a	Diameter Asumsi
D_{hub}	Diameter Hub
D_{sh}	Diameter Poros
D_0	Diameter <i>Eye Impeller</i>
D_1	Diameter Sudu Inlet
D_2	Diameter Sudu Outlet
d_p	Diameter Partikel
f	Faktor Gesek Pipa
g	Gravitasi
H	Head
H_{eff}	Head Efektif Instalasi
$H_{dinamis}$	Head Dinamis
H_L	Head <i>Loss Mayor</i>
H_{Lm}	Head <i>Loss Minor</i>
H_{LT}	Head <i>Loss Total</i>
H_P	Head Tekanan
H_R	Rasio Head
H_{SL}	Head <i>Slurry</i>
H_{statis}	Head Statis
H_t	Head Teoritis
$H_{t\infty}$	Head Teoritis Takhingga
H_V	Head Kecepatan
H_W	Head <i>Freshwater</i>
H_Z	Head Elevasi
K_{cm1}	Koefisien Kecepatan Meridian Fluida Inlet
K_{cm2}	Koefisien Kecepatan Meridian Fluida Outlet
K_F	Faktor K
K_L	Koefisien Kerugian <i>Minor</i>
K_T	Konstranta Eksperimen (5.45)
K_{u1}	Koefisien Kecepatan Keliling Inlet
k_{2cu}	Kerugian Karena Jumlah Sudu

L	Panjang
L_e	Panjang Ekuivalen Pipa Lurus
M	Momen Bending
\dot{m}	<i>Mass Flow Rate</i>
m_s	Massa Padatan
m_{SL}	Massa <i>Slurry</i>
N	<i>Safety Factor</i>
$NPSH_A$	<i>Net Positive Suction Head Available</i>
$NPSH_A$	<i>Net Positive Suction Head Required</i>
n	Kecepatan Putaran
n_s	Kecepatan Spesifik
P	Tekanan
P_A	Tekanan Absolut Permukaan Cairan <i>Suction</i>
P_M	Daya Motor
P_{SH}	Daya Poros
P_{SHi}	Daya Poros Indikatif
P_v	Tekanan Uap Jenuh Cairan Pada Temperatur Kerja
Q	Kapasitas
Q_t	Kapasitas Teoritis
Re	<i>Reynold Number</i>
R_H	Reduksi Head
R_η	Reduksi Efisiensi
S	Ketebalan Sudu
SG_L	<i>Specific Gravity</i> Cairan
SG_{SL}	<i>Specific Gravity</i> <i>Slurry</i>
SG_S	<i>Specific Gravity</i> Padatan
S_{u1}	Proyeksi Ketebalan Sudu terhadap Kecepatan Keliling Inlet
S_{u2}	Proyeksi Ketebalan Sudu terhadap Kecepatan Keliling Outlet
S_{yp}	<i>Yield Strenght Point</i> Material Poros
T	Momen Torsi
t_1	Jarak Antar Sudu Inlet
t_2	Jarak Antar Sudu Outlet
U_1	Kecepatan Keliling Inlet
U_2	Kecepatan Keliling Outlet
V	Kecepatan
V_D	Kecepatan <i>Doposition</i>
V_T	Kecepatan Terminal
V_S	Volume Padatan
V_{SL}	Volume <i>Slurry</i>
WHP	Daya Fluida
W_1	Kecepatan Relatif Inlet
W_2	Kecepatan Relatif Outlet
Z	Elevasi
z	Jumlah Sudu
α	Faktor Cadangan
β_1	Sudut Kelengkungan Sudu Inlet
β_2	Sudut Kelengkungan Sudu Outlet
γ	Berat Jenis

ε	Nilai Kekerasan Pipa
η_h	Efisiensi Hidrolis
η_m	Efisiensi Mekanis
η_p	Efisiensi Pompa
η_R	Rasio Efisiensi
η_{SL}	Efisiensi <i>Slurry</i>
η_T	Efisiensi Transmisi
η_v	Efisiensi Volumetris
η_W	Efisiensi <i>Freshwater</i>
μ_L	Viskositas Dinamik Cairan
μ_{SL}	Viskositas Dinamik <i>Slurry</i>
μ_S	Viskositas Dinamik Padatan
ρ_L	Massa Jenis Cairan
ρ_{SL}	Massa Jenis <i>Slurry</i>
ρ_S	Massa Jenis Padatan
σ_x	Tegangan Normal
τ	Tegangan Geser
τ_{max}	Tegangan Geser Maksimum
ν_{SL}	Viskositas Kinematis <i>Slurry</i>
φ_1	Faktor Koreksi Penyempitan Area Inlet
φ_2	Faktor Koreksi Penyempitan Area Outlet
ψ	Faktor Koreksi Bentuk Impeller

BAB I

PENDAHULUAN

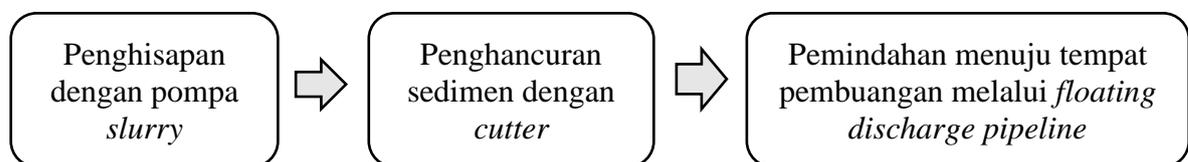
1.1. Latar Belakang

Sedimentasi adalah proses pengendapan material yang terbawa oleh air dimana dalam jangka waktu tertentu dapat menyebabkan pendangkalan suatu wilayah perairan. Dampak terjadinya pendangkalan di wilayah perairan dalam kasus ini yakni pelabuhan. Menurut Setyadi (2017) proses transportasi mengalami gangguan apabila terjadi pasang surut yang menyebabkan kapal tidak bisa bersandar pada dermaga dikarenakan ketinggian air laut yang mengalami penurunan dan permukaan dasar laut yang mengalami pendangkalan. Hal ini menyebabkan dibutuhkan proses pengerukan untuk memelihara kedalaman perairan di wilayah pelabuhan tersebut.

Secara teknis pengerukan adalah proses memindahkan sedimen di bawah air untuk tujuan pemeliharaan saluran sungai, danau, waduk, canal water intake, serta jalur laut di dermaga atau untuk keperluan penambangan (Mahendra, 2014). Pengerukan dibagi menjadi dua jenis yakni pengerukan awal (Capital Dredging) dan pengerukan perawatan (Maintenance Dredging). Pengerukan dapat dilakukan dengan menggunakan kapal yang telah dilengkapi peralatan khusus atau disebut kapal keruk. Proses pengerukan dengan kapal keruk dapat dilakukan dengan 2 cara yakni, secara mekanis dengan menggunakan ekskavator atau secara hidrolis dengan menggunakan pompa slurry.

PT. Banter Prima Sentosa adalah perusahaan perancangan dan manufaktur kapal keruk jenis Cutter Suction Dredger (CSD). PT. Banter Prima Sentosa terletak di Gresik, Jawa Timur dan telah berdiri sejak tahun 2011. Cutter Suction Dredger adalah jenis kapal keruk yang berkerja secara hidrolis dan memiliki mekanisme penghancur material dengan sebuah cutter yang berada pada ujung suction. Dalam 10 tahun berdirinya PT. Banter Prima Sentosa, pengalaman produksi kapal keruk yang dimiliki beranekaragam yakni dengan diameter pipa discharge mulai dari 8 in. hingga 20 in., dengan kondisi operasi baik di sungai, 2 waduk, atau laut, dan dengan jenis padatan berupa pasir ataupun lumpur.

Pada tahun 2021 PT. Banter Prima Sentosa memiliki proyek fabrikasi kapal keruk dengan nama PB21A yang diproyeksikan untuk memiliki kapasitas 3000 m³/jam. Hasil pengerukan tersebut dipindahkan pada sebuah tempat penampungan dengan menggunakan saluran yang berupa floating discharge pipeline yang mana merupakan kombinasi dari pipa HDPE dan pipa rubber seperti skema Gambar 1.1 dibawah. Proses penghisapan sedimen dilaksanakan dengan pompa slurry.



Gambar 1.1. Skema Proses Pengerukan

1.2. Rumusan Masalah

Dalam merancang sebuah kapal keruk jenis Cutter Suction Dredger yang menggunakan pompa slurry untuk memindahkan sedimen dibutuhkan parameter-parameter antara lain kedalaman dan kapasitas yang dibutuhkan. Menurut hasil evaluasi Syamsuar (2016) pada dermaga Island Berth di perairan Kota Bontang yang direncanakan untuk dapat melayani kapal tanker 85.000 DWT dibutuhkan proses pengerukan dengan kedalaman sebesar -15 mLWS.

Dengan demikian dapat disimpulkan dimana rumusan masalah dalam merancang pompa slurry adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana properties dari fluida slurry yang berkerja.
2. Berapa nilai Head pompa yang dibutuhkan untuk memindahkan sedimen hasil pengerukan.
3. Bagaimana memilih pompa slurry yang sesuai dengan kondisi lapangan dengan kapasitas 3000 m³/jam.
4. Bagaimana rancangan impeller yang sesuai dengan standar API 610.

1.3. Batasan Masalah

Untuk memfokuskan permasalahan yang akan diangkat dalam proyek akhir ini dengan tujuan agar terlaksananya analisa dengan baik maka dilakukan pembatasan masalah. Adapun batasan-batasan masalah tersebut diantaranya adalah:

1. Pembahasan hanya pada sistem pompa slurry proyek Kapal Cutter Suction Dredger PB21A PT. Banter Prima Sentosa.
2. Densitas dan viskositas fluida slurry dianggap konstan.

1.4. Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari proyek akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Melakukan perhitungan properties dari fluida slurry yang berkerja.
2. Melakukan perhitungan Head efektif pompa yang dibutuhkan untuk memindahkan sedimen hasil pengerukan.
3. Melakukan pemilihan pompa slurry yang sesuai dengan kondisi lapangan dengan kapasitas 3000 m³/jam
4. Melakukan perancangan impeller yang sesuai dengan standar API 610.

1.5. Manfaat Penulisan

Manfaat dari proyek akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Didapatkan desain impeller dan jenis pompa yang sesuai dengan kebutuhan operasi pengerukan.
2. Menambah pengetahuan bagi penulis dan juga pembaca proyek akhir ini mengenai pompa sentrifugal.
3. Menambah perbendaharaan tugas akhir mengenai pemilihan pompa sentrifugal.

1.6. Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan proyek akhir ini adalah sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

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

BAB II DASAR TEORI

Berisi teori-teori yang dibutuhkan untuk menunjang perhitungan.

BAB III METODOLOGI

Berisi tentang data yang diperoleh serta metode dan langkah-langkah perhitungan.

BAB IV PERHITUNGAN

Berisi tentang perhitungan analisa kecepatan, Head efektif instalasi, koreksi performansi, perhitungan daya, pemilihan pompa, dan desain impeller.

BAB V PENUTUP

Berisikan penarikan kesimpulan dan pemberian saran.

DAFTAR PUSTAKA

BAB II DASAR TEORI

2.1. Kapal Keruk Cutter Suction Dredger PB21A PT. Banter Prima Sentosa

Proyek PB21A PT. Banter Prima Sentosa adalah proyek kapal keruk Cutter Suction Dredger yang dirancang untuk dapat mengeruk dengan kedalaman maksimal sebesar 15 m, panjang floating pipeline sebesar 700 m serta memiliki diameter suction dan discharge masing-masing sebesar 20 in. Kapal keruk tersebut selanjutnya diproyeksikan untuk dapat beroperasi disegala kondisi lapangan, baik di sungai, waduk, atau laut dan dengan jenis padatan yang dikeruk baik berupa pasir ataupun lumpur. Dalam perancangan pompa slurry yang akan digunakan pada proyek kapal keruk PB21A dilakukan studi kasus dengan kondisi ekstrim. Dengan perancangan berdasarkan kondisi paling ekstrim tersebut diharapkan agar kapal keruk dapat beroperasi pada kondisi lainnya.

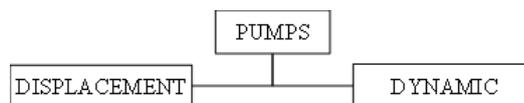
Berdasarkan Macdonald (2007), kondisi lapangan yang berangin dan bergelombang membuat proses pengerukan menjadi lebih sulit dan berbahaya. Dengan demikian dapat disimpulkan bahwa pengerukan di daerah laut memiliki tingkat kesulitan yang lebih dibandingkan di daerah sungai atau danau. Selain dari kondisi alam tersebut, berdasarkan nilai densitas dari cairan, air laut memiliki densitas yang lebih besar jika dibandingkan dengan air tawar sehingga dapat disimpulkan juga bahwa pengerukan di daerah laut memiliki tingkat kesulitan yang lebih dibandingkan di daerah sungai atau danau. Sedangkan berdasarkan Sellgrem et al. (dalam Abulnaga, 2002: 11.22), keberadaan partikel dengan ukuran lebih kecil dari 75 mikrometer dapat menurunkan nilai Head Loss dan nilai penurunan efisiensi. Demikian dapat disimpulkan kondisi ekstrim dalam pengerukan adalah pengerukan di laut dan material sedimen berupa pasir sehingga dilakukan studi kasus pada dermaga Island Berth di perairan Kota Bontang dengan kedalaman 15 m dan prosentase padatan 94,72% berupa pasir, 5.22% berupa lumpur, dan 0,06% berupa gravel (Syamsuar, 2016).

2.2. Tinjauan Umum Pompa

Pompa adalah suatu mesin atau peralatan mekanis yang digunakan untuk menaikkan fluida kerja berupa cairan dari bagian rendah ke bagian yang tinggi ataupun untuk mengalirkan fluida kerja dari daerah yang bertekanan rendah ke daerah yang bertekanan tinggi dan juga sebagai penguat laju aliran pada suatu sistem instalasi pipa. Hal ini dapat dicapai dengan membuat suatu tekanan yang rendah pada sisi masuk (suction) dan tekanan yang tinggi pada sisi keluar (discharge) dari pompa (Tyler G. Hicks, 2008). Di dalam perindustrian, pompa merupakan sarana untuk mengirim atau mentransfer bahan mentah maupun bahan setengah jadi. Adapun juga pompa yang digunakan untuk mensirkulasi fluida atau injeksi bahan adiktif dengan tujuan memenuhi keperluan-keperluan pada proses produksi.

2.3. Klasifikasi Pompa

Dengan berdasarkan prinsip kerja dalam memindahkan suatu fluida kerja yang berupa cairan yang dipompakan, pompa diklasifikasikan menjadi dua seperti gambar dibawah ini.



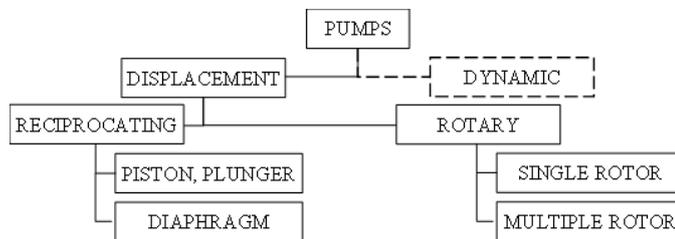
Gambar 2.2. Klasifikasi Pompa (Karassik, 2001)

1. *Positive Displacement Pump*

Positive Displacement Pump adalah suatu pompa yang mana dalam segi pemindahan cairan saat proses kerja disertai dengan adanya perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan. Efeknya, ada gesekan yang terjadi antara elemen yang bergerak. Pada saat elemen bergerak baik dengan berputar maupun dorongan, maka volume ruang kerja pada pompa akan berubah menjadi semakin kecil dan tekanan menjadi lebih besar, sehingga terjadilah perpindahan zat cair dari tekanan tinggi ke tekanan rendah (Fox, Mc Donald, 2011). Adapun ciri-ciri dari *positive displacement pump* adalah sebagai berikut:

- A. Head yang dihasilkan relatif lebih tinggi dengan kapasitas yang relatif lebih kecil.
- B. Dapat beroperasi pada suction yang kering, sehingga tidak memerlukan proses priming pada awal operasi atau ketika menjalankan pompa.

Dengan berdasarkan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* dibagi menjadi dua, yaitu pompa *reciprocating* yang memiliki gerakan maju mundur dan pompa *rotary* yang memiliki gerakan berputar. Untuk klasifikasi atau jenis pompa *positive displacement* serta masing-masing contoh pompanya akan dijelaskan pada gambar dibawah ini



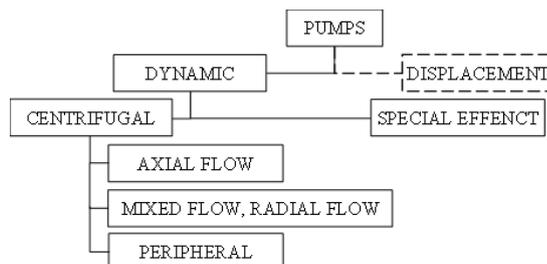
Gambar 2.3. Klasifikasi *Positive Displacement Pump* (Karassik, 2001)

2. *Dynamic Pump*

Dynamic Pump atau pompa dinamis atau dapat juga disebut *non-positive displacement pump* yaitu pompa yang mana volume ruangnya tidak ada perubahan ketika pompa sedang beroperasi. Pompa ini memiliki elemen utama sebuah rotor dengan satu sudu-sudu yang berputar dengan kecepatan tinggi. Fluida yang akan masuk dipercepat oleh adanya sudu-sudu yang akan menaikkan kecepatan absolut fluida maupun tekannya dan melemparkan alirannya melalui volut. Pompa dinamis memiliki prinsip kerja yaitu dengan mengkonversi energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi tekanan. Adapun ciri-ciri yang dimiliki *dynamic pump* adalah sebagai berikut:

- A. Head yang dihasilkan relatif rendah dengan kapasitas yang dihasilkan lebih tinggi.
- B. Tidak mampu beroperasi pada suction yang kering. Maka dari itu pipa suction harus berisi penuh dengan air sampai dengan impeler pompa.

Yang termasuk ke dalam jenis pompa *Dynamic Pump* adalah sebagai berikut.



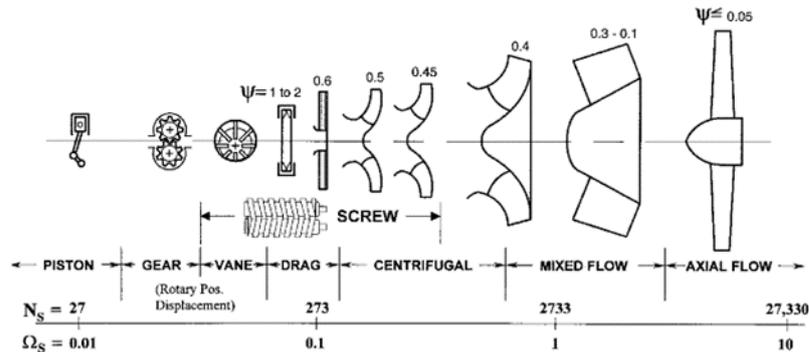
Gambar 2.4. Klasifikasi *Dynamic Pump* (Karassik, 2001)

2.4. Pemilihan Pompa

1. Perhitungan Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik dari pompa adalah kecepatan impeller pada pompa model yang secara geometri sama dengan pompa riil yang menghasilkan head 1 meter kolom air pada kapasitas 75 liter per detik dan dengan daya yang dibutuhkan 1 metric HP pada efisiensi maksimal. Kecepatan spesifik dapat digunakan baik untuk menentukan jenis pompa yang digunakan, jenis impeller yang digunakan, nilai kerugian pompa, dan lain-lain dengan rumus berdasarkan sumber yang digunakan.

2. Pemilihan Jenis Pompa

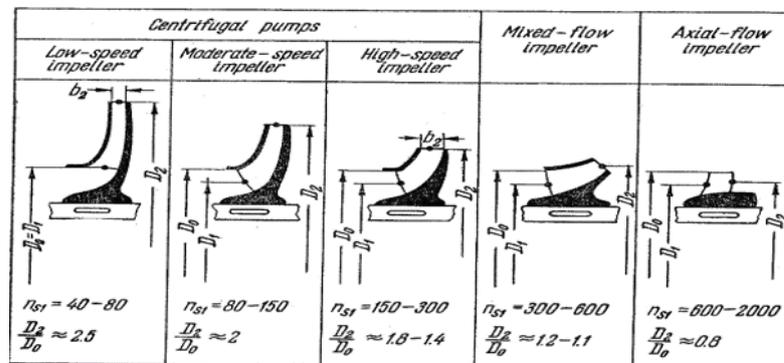


Gambar 2.5. Tipe Pompa Berdasarkan Kecepatan Spesifik (Karassik, 2001)

Masing-masing tipe pompa memiliki performa dan karakteristik yang berbeda. Setiap tipe pompa memiliki rentan kapasitas dan head yang dapat dihasilkan. Sehingga diperlukan perhitungan dalam memilih pompa, agar kondisi operasi yang diperlukan sistem berada pada rentan kapasitas dan head tipe pompa yang dipilih. Dalam pemilihan tipe pompa, didasarkan pada kecepatan spesifik pompa, seperti ditunjukkan pada gambar diatas dengan berdasar rumus kecepatan spesifik pompa sebagai berikut dimana nilai kapasitas dalam satuan gpm dan nilai Head dalam satuan *feet*.

$$n_{s(US)} = n \times \frac{Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (2.1)$$

3. Pemilihan Jenis Impeller



Gambar 2.6. Tipe Impeller Berdasarkan Kecepatan Spesifik (Khetagurov, 1954)

Pada gambar diatas diperlihatkan pemilihan bentuk impeler berdasarkan nilai kecepatan spesifik dengan rumus berikut dimana nilai kapasitas dalam satuan m³/s dan nilai Head dalam satuan meter

$$n_{s1} = 3,65 \times n \times \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (2.2)$$

2.5. Pompa Sentrifugal

1. Definisi Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah salah satu jenis pompa yang menambahkan energi fluida secara dinamik, yaitu dengan memanfaatkan gaya sentrifugal untuk menciptakan perbedaan tekanan antara sisi masuk (suction) dan sisi buang (discharge). Pompa ini terdiri dari satu atau lebih impeller yang terpasang pada poros yang berputar dan diselubungi casing. Fluida diisap pompa melalui sisi isap, akibat berputarnya impeller yang menghasilkan tekanan vakum. Kemudian fluida yang telah terisap terlempar ke luar impeller akibat gaya sentrifugal yang dimiliki oleh fluida.

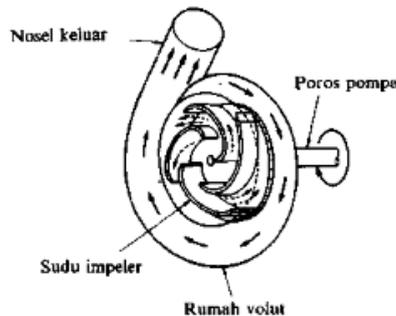
Berdasarkan arah alirannya, dibedakan menjadi tiga yaitu:

- A. Pompa aliran aksial (Axial Flow)
- B. Pompa aliran radial (Radial Flow)
- C. Pompa aliran gabungan (Mixed Flow)

2. Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Dalam menciptakan perbedaan tekanan antara sisi masuk dan sisi buang, pompa sentrifugal bekerja dengan prinsip sebagai berikut:

- A. Gaya sentrifugal bekerja pada impeller untuk mendorong fluida ke sisi luar sehingga kecepatan fluida meningkat
- B. Kecepatan fluida yang tinggi diubah oleh casing pompa (volute atau diffuser) menjadi tekanan atau head.



Gambar 2.7. Aliran Fluida di Dalam Pompa Centrifugal (Sularso, 2006)

3. Kerugian Pada Pompa Sentrifugal

Terdapat 3 kerugian yang ada pada pompa sentrifugal, yaitu kerugian hidrolik, kerugian volumetrik dan kerugian mekanik. Kerugian-kerugian tersebut mengurangi head yang dihasilkan oleh impeller.

A. Kerugian Hidrolik

Kerugian hidrolik timbul karena adanya kerugian dari gaya gesek yang disebabkan oleh viskositas cairan, kerugian dari adanya sirkulasi dan kerugian karena adanya shock atau impact pada fluida. Kerugian hidrolik yang disebabkan oleh gesekan bergantung pada kekasaran permukaan pada permukaan pompa yang bersentuhan dengan fluida. Kerugian ini hanya sebagian kecil dari total kerugian yang terdapat pada pompa jika

semua permukaan pompa dimachining dengan baik. Kerugian hidrolis yang disebabkan oleh sirkulasi terjadi karena adanya separasi aliran fluida yang meninggalkan ruang diantara sudu impeller dan aliran fluida dari bagian yang bertekanan tinggi ke bagian yang bertekanan rendah. Kerugian hidrolis yang disebabkan oleh impact terjadi karena adanya halangan atau karena terjadinya perubahan vektor kecepatan fluida, baik besar maupun arahnya.

Besarnya kerugian hidrolis dapat dihitung dengan menggunakan persamaan efisiensi hidrolis, seperti pada persamaan berikut:

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} = \frac{H}{k_{2cu} \times H_{t\infty}} \quad (2.3)$$

Selain berdasarkan rumus diatas nilai efisiensi hidrolis serta nilai k_{2cu} (kerugian karena jumlah sudu terhingga) dapat diperoleh dari tabel dibawah dengan berdasarkan nilai kecepatan teoritis (n_{s1}).

Tabel 2.1. Nilai Efisiensi Hidrolis dan k_{2cu} (Khetagurov, 1954)

n_{s1}	60-100	100-150	150-220
η_h	0,87-0,9	0,9-0,92	0,92-0,94
k_{2cu}	0,6-0,82	0,82	0,82

B. Kerugian Volumetrik

Kerugian volumetrik disebabkan karena adanya aliran fluida melewati clearance dari daerah yang bertekanan tinggi ke daerah yang bertekanan rendah. Kerugian volumetrik yang paling signifikan adalah:

- 1) Kebocoran melalui celah wearing ring
- 2) Kebocoran melalui balancing disk atau balancing holes
- 3) Kebocoran melalui packing poros

Kerugian volumetrik dihitung dengan menggunakan persamaan efisiensi volumetrik, seperti pada persamaan berikut:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad (2.4)$$

Selain berdasarkan rumus diatas nilai efisiensi volumetric dapat diperoleh dari tabel dibawah dengan berdasarkan nilai kecepatan teoritis (n_{s1}).

Tabel 2.2. Nilai Efisiensi Volumetrik (Khetagurov, 1954)

n_{s1}	60-100	100-150	150-220
η_v	0,94-0,97	0,97-0,99	0,98-0,995

C. Kerugian Mekanik

Kerugian mekanis disebabkan karena adanya gesekan antara komponen yang berputar dengan komponen pompa yang diam. Kerugian mekanis dihitung dengan menggunakan efisiensi mekanis seperti ditunjukkan pada persamaan berikut:

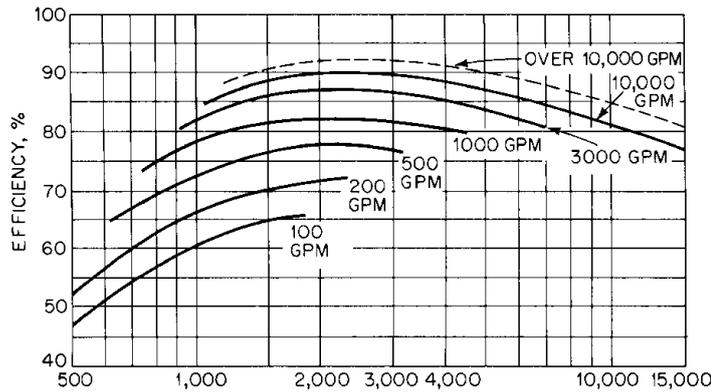
$$\eta_m = \frac{BHP_i}{BHP} = \frac{\gamma \times Q_t \times H_t}{BHP} \quad (2.5)$$

D. Efisiensi Total Pompa

Total efisiensi pompa merupakan perkalian dari efisiensi hidrolik, efisiensi volumetric dan efisiensi mekanik pompa. Efisiensi total pompa ditunjukkan pada persamaan berikut:

$$\eta_p = \eta_h \times \eta_v \times \eta_m \quad (2.6)$$

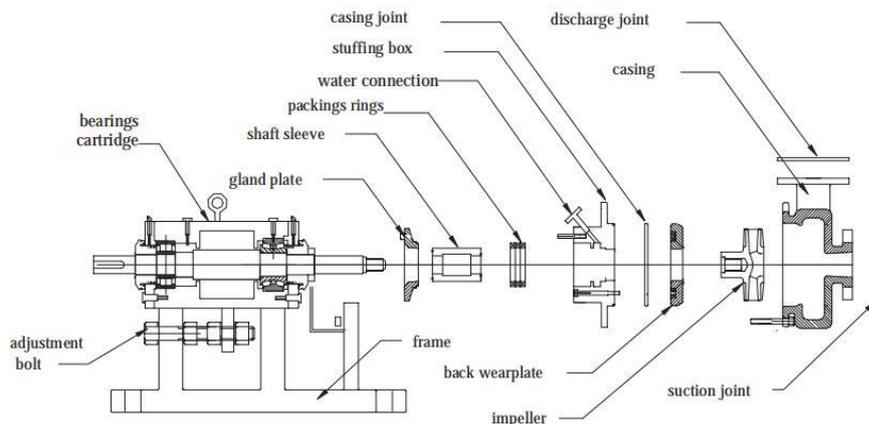
Selain berdasarkan rumus diatas nilai efisiensi total pompa dapat diperoleh dari gambar dibawah dengan berdasarkan nilai kecepatan teoritis ($n_{s(US)}$).



Gambar 2.8. Efisiensi Pompa Berdasar Nilai Kecepatan Spesifik (Karassik, 2001)

2.6. Pompa *Slurry*

Pompa *slurry* adalah versi berat dari pompa sentrifugal dimana pompa *slurry* dapat menjalankan tugas berat dan abrasif. Pompa *slurry* dianggap sebagai istilah untuk membedakan dengan pompa sentrifugal lainnya dimana hanya digunakan untuk fluida cair. Berikut adalah gambar komponen dari pompa *slurry*.



Gambar 2.9. Komponen Pompa *Slurry* (Abulnaga, 2002)

2.7. *Slurry*

Slurry adalah campuran antara padatan dan cairan dimana memiliki karakteristik fisik yang beragam tergantung banyak parameter seperti konsentrasi padatan dalam cairan dan lain sebagainya. Berikut adalah parameter yang harus diketahui apabila mengaplikasikan *slurry*, yaitu:

1. Konsentrasi Padatan

Konsentrasi padatan dalam slurry yang dapat berupa presentase volume padatan (C_v) atau presentase massa padatan (C_m) dengan rumus sebagai berikut:

$$C_v = \frac{V_s}{V_{SL}} \times 100\% \quad (2.7)$$

$$C_m = \frac{m_s}{m_{SL}} \times 100\% \quad (2.8)$$

2. Densitas

Densitas atau massa jenis slurry (ρ_{SL}) dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.9)$$

$$\rho_{SL} = \frac{100}{(C_m/\rho_s) + ((100-C_m)/\rho_L)} \quad (2.10)$$

$$\rho_{SL} = \frac{(C_v \times \rho_s) + ((100-C_v) \times \rho_L)}{100} \quad (2.11)$$

3. *Specific Gravity*

Nilai *specific gravity* dari slurry (SG_{SL}) dapat diperoleh dengan rumus:

$$SG_{SL} = SG_L + C_v(SG_s - SG_L) \quad (2.12)$$

$$SG_{SL} = \frac{SG_s}{SG_s + C_m(SG_s - SG_L)} \quad (2.13)$$

Dengan nilai *specific gravity* dari padatan dapat diperoleh dari tabel atau dengan rumus berikut apabila terdapat lebih dari satu jenis padatan

$$SG_s = \frac{\rho_s}{\rho_L} \quad (2.14)$$

$$SG_s = (\%_{s1} \times SG_{s1}) + (\%_{s2} \times SG_{s2}) + \dots \quad (2.15)$$

Tabel 2.3. Nilai *Specific Gravity* Padatan (Abulnaga, Baha, 2002)

Padatan	SG
Pasir	2.65
Lumpur	2.66
Krikil	2.66
Liat	2.51

4. Viskositas *Slurry*

Viskositas terbagi menjadi dua yaitu viskositas dinamik (μ_{SL}) dan viskositas kinematik (ν_{SL}). Untuk menghitung viskositas dinamik *slurry* terbagi menjadi 3 berdasarkan nilai presentase volume padatan yang dimiliki slurry dengan rumus sebagai berikut

A. Viskositas Dinamik dengan $C_v < 1\%$

$$\mu_{SL} = \mu_L(1 + C_v) \quad (2.16)$$

B. Viskositas Dinamik dengan $C_v < 20\%$

$$\mu_{SL} = \mu_L \left(1 + (2.5 \times C_V) + (10.5 \times C_V^2) \right) \quad (2.17)$$

C. Viskositas Dinamik dengan $C_V > 20\%$

$$\mu_{SL} = \mu_L \left(1 + (2.5 \times C_V) + (10.5 \times C_V^2) + 0.00273 \exp(16.6 \times C_V) \right) \quad (2.18)$$

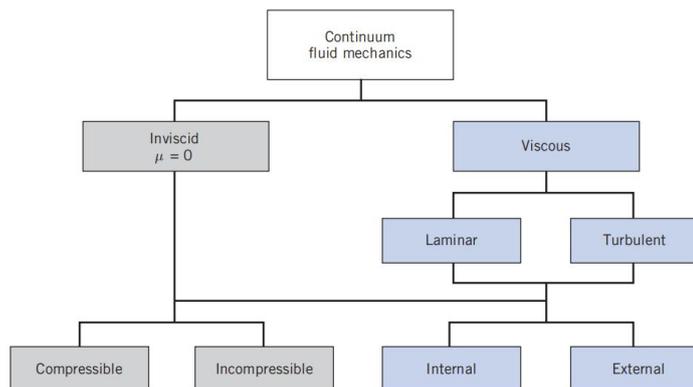
Sedangkan untuk menghitung viskositas kenematis adalah sebagai berikut:

$$\nu_{SL} = \frac{\mu_{SL}}{\rho_{SL}} \quad (2.19)$$

2.8. Jenis Aliran Fluida

Untuk membedakan zat padat dengan fluida yaitu dilihat dari karakteristik deformasi dari bahan-bahan tersebut. Pada zat padat dianggap sebagai bahan yang menunjukkan reaksi deformatis yang terbatas apabila saat menerima atau juga mengalami suatu gaya geser (Sularso, 2006). Untuk fluida memperlihatkan fenomena sebagai zat yang berubah bentuk secara terus menerus apabila ketika mengalami tegangan geser, dengan kata lain dapat dikategorikan sebagai fluida ialah suatu zat yang tidak mampu menahan tekanan geser tanpa berubah bentuk. Bisa diambil kesimpulan bahwa fluida itu merupakan sebuah zat yang dapat dengan mudah merubah bentuknya, tergantung dari tempat fluida itu berada.

Dikarenakan sulit untuk menganalisa partikel fluida berupa cairan secara mikroskopis, maka dari itu dilakukan pendekatan dengan cara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, dengan ini harus diasumsikan bahwa fluida yang kontinu. Untuk sebagai konsekuensinya bahwa seluruh properties fluida yaitu merupakan suatu fungsi dari kedudukan dan juga waktu. Maka dari itu dengan adanya properties fluida ini, dengan ini unjuk kerja pada pompa akan berpengaruh. Dikarenakan ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan, keberadaan dari bentuk aliran ini menentukan pada perencanaan pompa. Pada gambar berikut akan diklasifikasikan untuk jenis fluidanya.



Gambar 2.10. Klasifikasi Jenis-Jenis Fluida (Fox, 2011)

1. Aliran Laminar dan Turbulen

Beberapa tahun yang lalu Osbon Reynold menemukan apabila aliran laminar memiliki bilangan Reynold lebih kecil dari 2300 ($Re < 2300$). Sedangkan dikatakan alirannya turbulen, pada saat bilangan Reynold lebih besar dari 2300 ($Re > 2300$). Untuk menganalisis dari kedua jenis aliran ini diberikan parameter tak berdimensi yang dikenal dengan nama bilangan Re sebagai berikut:

$$Re = \frac{V \times D}{\nu} \quad (2.20)$$

2. Aliran Incompressible dan Compressible

Aliran incompressible atau tidak mampu mampat merupakan aliran fluida yang dicirikan dengan densitas konstan atau tidak berubah di sepanjang aliran tersebut. Sedangkan aliran compressible atau mampu mampat merupakan aliran fluida yang dicirikan dengan berubahnya densitas pada sepanjang aliran tersebut. Untuk dapat membedakan jenis aliran compressible atau incompressible tersebut dapat dilakukan perhitungan menggunakan persamaan bilangan Mach (M)

2.9. Aliran *Slurry*

Aliran slurry dalam pipa berbeda dengan aliran dari suatu zat cair tunggal. Dalam aliran slurry, aliran terbagi menjadi 3 yakni homogeneous flow, heterogeneous flow, dan intermediate flow regime dimana tergantung parameter yang dimiliki oleh slurry

1. Homogeneous Flow

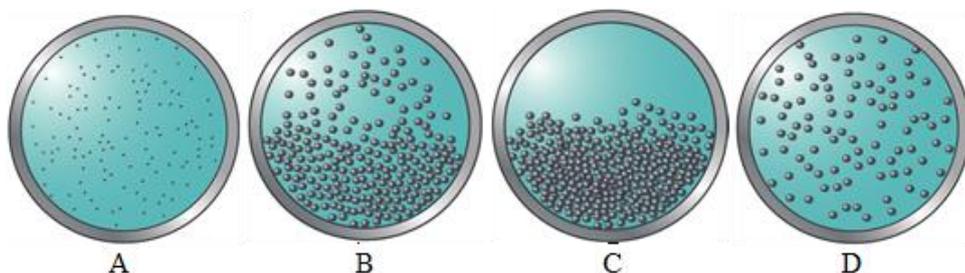
Aliran dimana padatan tersebar secara merata pada aliran. Memiliki ukuran partikel sebesar 45-75 μm tetapi tergantung nilai dari densitas padatan.

2. Heterogeneous Flow

Aliran dimana padatan tidak tersebar secara merata pada aliran. Padatan lebih terkonsentrasi di area dasar pipa. Heterogeneous Flow terbagi menjadi dua yakni bertingkat sebagian dan bertingkat sepenuhnya.

3. Intermediate Flow Regime

Aliran dimana partikel padatan sebagian memiliki karakteristik sebagai Homogeneous Flow dan sebagian lainnya memiliki karakteristik sebagai Heterogeneous Flow.



Gambar 2.11. (A) Ilustrasi *Homogeneous Flow*, (B) *Heterogeneous Flow* Bertingkat Sebagian, (C) *Heterogeneous Flow* Bertingkat Sepenuhnya, dan (D) *Intermediate Flow Regime* (D) (FLYGT, 2013)

2.10. Kecepatan Aliran *Slurry*

Dalam membahas aliran slurry maka pasti akan membahas mengenai dua jenis kecepatan berikut yakni *terminal velocity* dan *transitional velocity*.

1. *Terminal Velocity*

Terminal Velocity adalah kecepatan minimum aliran dimana sebuah partikel padatan dapat menggantung pada aliran atau dengan kata lain kecepatan dimana sebuah partikel padatan tidak mengendap pada dasar aliran. Dengan terpenuhinya terminal velocity maka menurunkan prosentasi terjadinya penyumbatan pada pipa. Rumus terminal velocity adalah sebagai berikut

A. Untuk $Re < 1$ dengan $d_p < 0.15 \text{ mm}$

$$V_T = \frac{(\rho_S - \rho_L) \times d_p^2 \times g}{\rho_L \times \mu_{SL}} \quad (2.21)$$

B. Untuk $Re < 1000$ dengan $d_p < 1.5$ mm

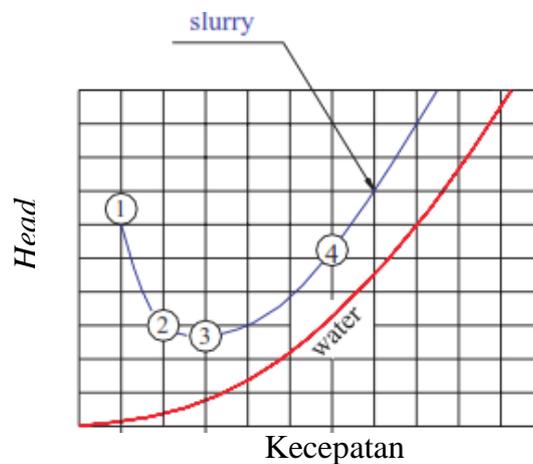
$$V_T = 0,2 \times \left[\frac{(\rho_S - \rho_L) \times g}{\rho_L} \right] \frac{d_p^{1,18}}{(\mu_{SL} / \rho_{SL})^{0,45}} \quad (2.22)$$

C. Untuk $Re > 800$ dengan $d_p > 1.5$ mm

$$V_T = K_T \sqrt{d_p \times [(\rho_S / \rho_L) - 1]} \quad (2.23)$$

2. Transitional Velocity

Transitional Velocity atau kecepatan transisi adalah kecepatan dimana pergerakan padatan pada aliran *slurry* mengalami perubahan jenis. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.12. Kecepatan Transisi Aliran *Slurry* (Abulnaga, 2002)

- V_1 , titik kecepatan dimana mulai terdapat kemungkinan sedikit padatan dapat bergerak secara melompat-lompat sedangkan mayoritas padatan mengendap, tidak bergerak, dan terkumpul pada dasar pipa.
- V_2 , titik kecepatan dimana padatan bergerak secara melompat-lompat dengan padatan berukuran besar mengendap dan bergerak pada dasar pipa.
- $V_3 = V_D$, titik kecepatan dimana padatan bergerak dengan menggantung pada aliran dan mulai terdapat padatan yang mengendap dan bergerak pada dasar pipa. V_3 atau V_D dapat diperoleh dengan rumus berikut:

$$V_3 = V_D = 17 \times V_t \quad (2.24)$$

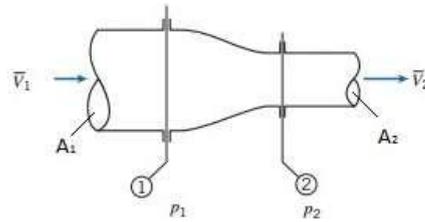
- V_4 , titik kecepatan dimana seluruh padatan bergerak dengan menggantung pada aliran. V_4 dapat diperoleh dengan rumus berikut:

$$V_4 = (1800 \times g \times D_a \times V_t)^{1/3} \quad (2.25)$$

2.11. Persamaan Kontinuitas

Pada suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah (Fox, Mc Donald, 2011), sehingga dapat disederhanakan bahwa mass flow rate atau laju aliran massa fluida adalah konstan.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.26)$$



Gambar 2.13. Persamaan Kontinuitas (Fox, 2011)

2.12. Tinggi Tekan (*Head*)

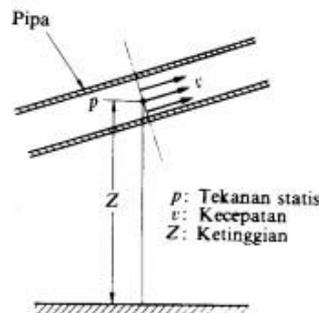
Head atau tinggi tekan yaitu ketinggian kolom pada fluida yang harus dicapai oleh fluida untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan dikandung oleh satu bobot fluida yang sama. Untuk head ini menurut (Sularso, 2006) terbagi menjadi tiga yaitu, head tekanan, head kecepatan, dan head potensial.

Untuk rumus Head atau tinggi-tekan dapat ditulis sebagai berikut ini:

$$H = \frac{P}{\gamma} + Z + \frac{\bar{V}^2}{2 \times g} \quad (2.27)$$

1. Head Tekanan
Energi yang dikandung fluida akibat tekanan (P/γ)
2. Head Potensial
Didasarkan pada ketinggian fluida di atas bidang datar (Z)
3. Head Kecepatan / Kinematik
Suatu ukuran energi kinematik yang dikandung satu satuan bobot fluida yang disebabkan oleh kecepatan ($V^2/2g$)

Energi mekanik total yaitu energi fluida yang memiliki suatu kemampuan untuk melakukan kerja. Pada ketinggian (Z) yang dimiliki oleh aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan sebelumnya. Berikut ini adalah sebuah gambar yang memberi kejelasan untuk tinggi-tekan (head) yang dimiliki oleh aliran.



Gambar 2.14. Metode Untuk Mengukur Head (Sularso, 2006)

2.13. Persamaan Energi

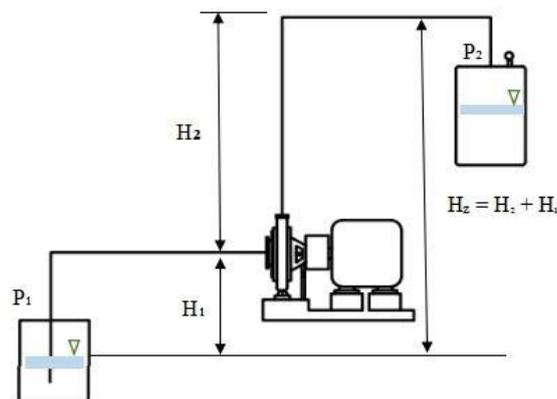
Pada persamaan ini didapat dari penurunan persamaan hukum termodinamika yang menyatakan tentang kekekalan energi (conservation of energy) (Moran, 2014). Untuk persamaannya dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{\bar{v}_1^2}{2 \times g}\right) + \left(\frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{\bar{v}_2^2}{2 \times g}\right) = \sum H_{LT} \quad (2.28)$$

2.14. Head Efektif Instalasi Pompa

Head efektif instalasi pompa merupakan besarnya head yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang anda, diantaranya adalah dikarenakan ada perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian (kerugian mekanis, volumetris, dinamis, dan kerugian listrik). Persamaan head instalasi sebagai berikut (Sularso, 2006)

$$H_{eff} = H_{statis} + H_{dinamis} \quad (2.29)$$



Gambar 2.15. Head Efektif Instalasi

1. Head Statis

Head statis yaitu perbedaan tinggi permukaan pada fluida di bagian hisap dengan bagian tekan. Head statis ini tidak dipengaruhi oleh debit atau kapasitas, hanya saja pada perbedaan tekanan dan ketinggian

$$H_{statis} = H_P + H_Z \quad (2.30)$$

Head statis terdiri dari:

A. Head Tekanan

Head tekanan merupakan energi yang terdapat di dalam fluida akibat perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*.

$$H_P = \frac{P_2 + P_1}{\gamma} \quad (2.31)$$

B. Head Ketinggian

Head ketinggian merupakan perbedaan ketinggian dari permukaan fluida pada sisi discharge reservoir dan suction reservoir dengan acuan garis sumbu tengah pompa

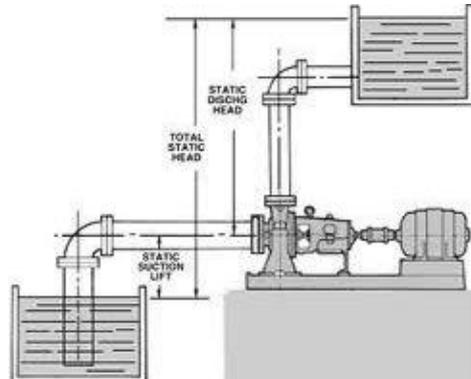
$$H_Z = Z_2 - Z_1 \quad (2.32)$$

Terdapat dua macam ketinggian Head instalasi, yaitu:

1) Suction Lift

Suction lift adalah jarak vertikal permukaan fluida yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. Suction Lift diperoleh mulai dari garis tengah

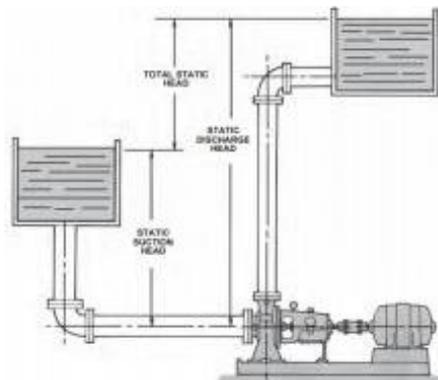
sumbu pompa sampai permukaan sumber suplai (*suction tank*). Gambar dibawah merupakan contoh instalasi suction Lift. Nilai Z_1 bernilai positif (+), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.16. Instalasi Suction Lift (Hick, 1971)

2) *Suction Head*

Suction Head adalah jarak vertikal garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian fluida yang dipompakan. *Suction Head* diperoleh mulai dari permukaan sumber suplai (*suction tank*) sampai garis tengah sumbu pompa. Gambar dibawah merupakan contoh instalasi suction head. Nilai Z_1 bernilai negatif (-), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.17. Instalasi Suction Head (Hick, 1971)

2. *Head Dinamis*

Head dinamis yaitu head yang terdiri dari Head kecepatan dan juga Headloss total. Untuk penjelasannya bisa dilihat pada persamaan dibawah ini (Fox, Mc Donald, 2011)

$$H_{dinamis} = H_V + H_{LT} \quad (2.33)$$

Head dinamis terdiri dari:

A. Head Kecepatan

Head kecepatan adalah head yang disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan yang keluar dari suction reservoir dan masuk ke dalam discharge reservoir. Velocity head ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

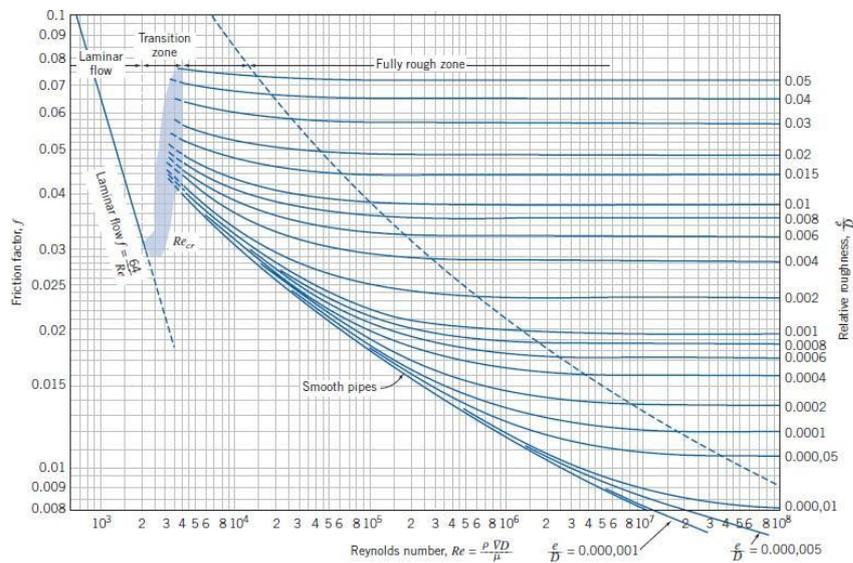
$$H_V = \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2 \times g} \quad (2.34)$$

B. Head Loss Total

Head Loss Total merupakan jumlah suatu kerugian yang dialami aliran fluida selama bersirkulasi dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter fluida serta aliran itu sendiri. Head loss dapat dibedakan atas, kerugian dalam pipa (major losses) dan kerugian pada perubahan geometri (minor losses). Untuk persamaan total kerugian tinggi tekan adalah:

$$H_{LT} = H_L + H_{Lm} \quad (2.35)$$

1) Head Loss Mayor



Gambar 2.18. Diagram Moody (Fox, 2011)

Kerugian aliran fluida yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara fluida dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran fluida (kerugian kecil). Kerugian head akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan Darcy – Weisbac, yaitu:

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g} \quad (2.36)$$

Pada aliran laminar, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.37)$$

Pada aliran turbulen, faktor gesekan dibedakan menjadi:

- a) Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan reynold dengan faktor gesekan:

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.38)$$

- b) Dengan catatan untuk $3000 \leq Re \leq 100000$
 Untuk pipa kasar dan halus, hubungan antara bilangan reynold dengan faktor gesekan

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right) + \left(\frac{2,51}{Re \times \sqrt{f}} \right) \right] \quad (2.39)$$

Untuk menggunakan persamaan ini dilakukan dengan menggunakan iterasi yang membuat harga f dapat lebih akurat. Adapun cara lain untuk mempermudah mencari harga friction factor (f), dapat menggunakan Moody diagram dengan fungsi reynold number (Re) dan ε/D terhadap friction factor (f). Persamaan Colebrook-White berlaku untuk seluruh kisaran aliran non laminar dalam diagram moody

2) Head Loss Minor

Head loss minor adalah kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan aksesoris pada instalasi pipa. Besarnya kerugian minor dapat dihitung dengan rimus berikut ini:

$$H_{Lm} = K_L \times \frac{v^2}{2 \times g} \quad (2.40)$$

yang mana harga K bisa diperoleh berdasarkan lampiran atau dicari dengan menggunakan persamaan:

$$K_L = f \times \frac{L_e}{D} \quad (2.41)$$

2.15. Net Positive Suction Head

Net positive suction head (NPSH) yaitu merupakan ukuran dari Head *suction* terendah yang memungkinkan bagi fluida berupa cairan untuk tidak mengalami kavitasi. Kavitasi akan terjadi bila tekanan statis suatu aliran zat cair turun sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Maka dari itu untuk menghindari kavitasi, harus diusahakan supaya tidak ada satu bagianpun dari aliran didalam pompa yang mempunyai tekanan statis lebih rendah dari tekanan uap jenuh cairan pada temperatur yang bersangkutan (Sularso, 2006). Maka dari itu NPSH digunakan sebagai ukuran keamanan pompa terhadap terjadinya kavitasi.

1. Net Positive Suction Head Available

NPSH_A yaitu merupakan NPSH yang tersedia pada suatu instalasi pompa yang besarnya bisa ditulis sebagai berikut ini

$$NPSH_A = \frac{P_A}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - Z_1 - \Sigma H_{LTS} \quad (2.42)$$

2. Net Positive Suction Head Required

NPSH_R yaitu NPSH yang diisyaratkan pompa yang bersangkutan supaya bisa bekerja. NPSH_R ini dapat ditentukan oleh pabrik yang membuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari banyak faktor, yaitu desain impeler, kecepatan putaran, sifat fluida yang dipompa. Supaya pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka dari itu nilai NPSH_A harus lebih besar dari NPSH_R.

2.16. Daya Penggerak

1. Daya Fluida (WHP)

Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$WHP = \gamma \times Q \times H \quad (2.43)$$

2. Daya Poros (BHP)

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Hal ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_{SH} = \frac{WHP}{\eta_P} \quad (2.44)$$

3. Daya Motor

Daya nominal dari penggerak yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_M = \frac{P_{SH} \times (1 + \alpha)}{\eta_T} \quad (2.45)$$

Faktor cadangan dan efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat pada tabel di bawah ini:

Tabel 2.4. Faktor Cadangan (Sularso, 2006)

Jenis Penggerak	A
Motor Induksi	0,1-0,2
Motor Bakar Kecil	0,15-0,25
Motor Bakar Besar	0,1-0,2

Tabel 2.5. Efisiensi Transmisi (Sularso, 2006)

Jenis Transmisi		η_T
Sabuk Rata		0,90-0,93
Sabuk V		0,95
Roda Gigi	Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92-0,95
	Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95-0,98
	Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92-0,96
	Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95-0,98
Kompling Hidrolik		0,95-0,97

2.17. Koreksi Peformansi

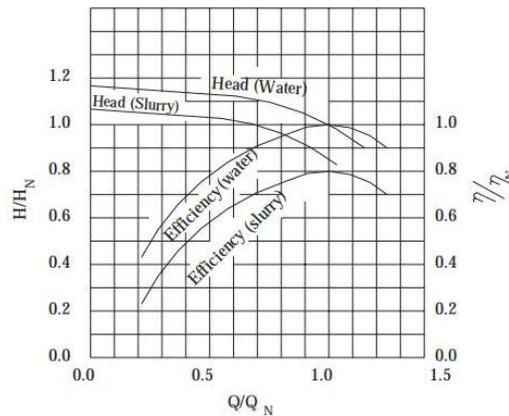
Dalam proses pembuatannya, pompa *slurry* dirancang dan diuji menggunakan fluida air. Sehingga dalam penggunaan data hasil uji tersebut diperlukan koreksi terhadap perhitungan yang telah dilakukan. Stepanoff (1969) berpendapat bahwa pada *homogenous flow*, *impeller* dapat memberikan energi kepada padatan sama besarnya dengan yang diberikan terhadap air.

Impeller tidak mengalami penurunan tetapi konsumsi daya mengalami peningkatan secara linear terhadap berat jenis padatan. Tetapi pada kenyataannya padatan dapat menyebabkan penurunan head dimana energi diperlukan untuk menggerakkan padatan tersebut. Begitu juga efisiensi yang dihasilkan akan mengalami penurunan dengan adanya padatan tersebut. Kedua faktor tersebut dapat didefinisikan menjadi

$$H_A = \frac{H_{SL}}{H_R} \quad (2.46)$$

$$\eta_A = \frac{\eta_{SL}}{\eta_R} \quad (2.47)$$

$$H_R = \eta_R \quad (2.48)$$



Gambar 2.19. Grafik Efek Padatan Terhadap Performa Pompa (Abulnaga, 2002)

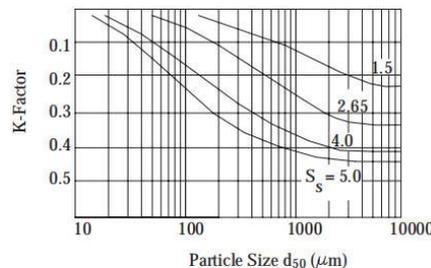
McElvain (1974) mempublikasikan data mengenai pengaruh padatan terhadap performa pompa dimana data tersebut membahas tentang konsep faktor reduksi head dan efisiensi yang mana didefinisikan menjadi

$$R_H = 1 - H_R \quad (2.49)$$

$$R_\eta = 1 - \eta_R \quad (2.50)$$

Setelah melakukan beberapa kali percobaan, McElvain (1974) dapat menemukan hubungan antara kedua faktor reduksi tersebut dimana:

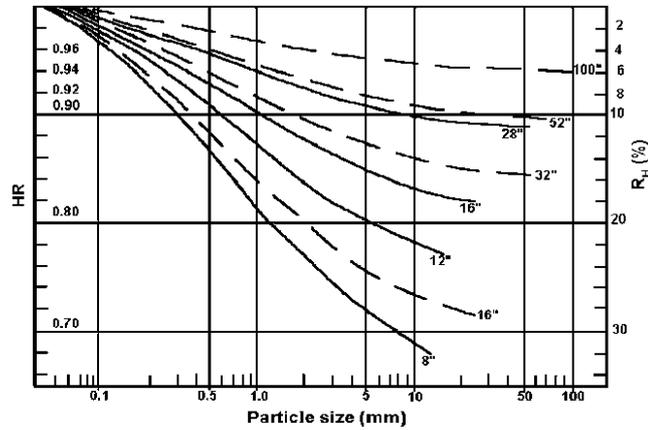
$$R_H = R_\eta = 5 \times K_F \times C_V \quad (2.51)$$



Gambar 2.20. Diagram K-Factor (McElvain pada Abulnaga, 2002: 8.67)

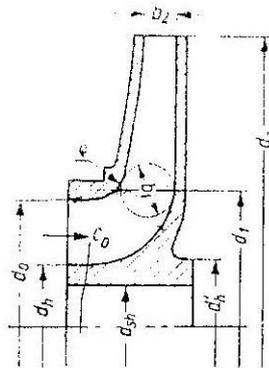
Nilai faktor k dapat dicari menggunakan gambar grafik di atas dimana dibutuhkan nilai d_{50} dari padatan.

Kuznetsov and Samoilovich (1985,1986) menciptakan model matematika tingkat lanjut dimana menggunakan analisa layar penuh daripada menggunakan nilai d_{50} . Model matematika tersebut kemudian diringkas oleh Angle et al. (1997). Model matematika tersebut dapat memungkinkan untuk menemukan nilai faktor koreksi berdasarkan jumlah sudu impeller, sudut buang sudu impeller, konsentrasi volume pada masing-masing ukuran padatan



Gambar 2.21. Pengaruh Diameter Partikel dan Diameter Impeller terhadap H_R dan R_H pada C_V 15% (Abulnaga, 2002)

2.18. Perancangan Impeller



Gambar 2.22. *Impeller Blade of Single Curvature* (Lazarkiewicz, 1953)

Dalam merancang bentuk sudu impeller pompa sentrifugal, terdapat dua metode yang digunakan. Metode tersebut adalah impellers with blades of single curvature dan impellers with blade of double curvature. Impeller yang dibentuk dengan metode single curvature sesuai digunakan untuk pompa yang memiliki kecepatan spesifik rendah ($n_{sp} < \sim 110$) dimana rumus yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$n_{sp} = 3,65 \times n \times \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (2.52)$$

1. Perhitungan Ukuran Poros

Diameter poros dirancang berdasarkan tegangan yang terjadi di poros. Tegangan yang terjadi pada permukaan poros pejal merupakan kombinasi dari momen bending dan momen torsi yang besarnya dapat dihitung menggunakan berikut:

$$\sigma_x = \frac{32 \times M}{\pi \times d_{sh}^3} \quad (2.53)$$

$$\tau = \frac{16 \times T}{\pi \times d_{sh}^3} \quad (2.54)$$

Besarnya tegangan geser yang terjadi pada permukaan poros ditunjukkan oleh persamaan berikut:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (2.55)$$

Sedangkan besarnya tegangan geser yang diizinkan adalah seperti pada persamaan sebagai berikut

$$\tau_{max} = \frac{0,5 \times S_{yp}}{N} \quad (2.56)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan di atas, maka didapat besarnya diameter poros minimum adalah

$$d_{sh} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \times N}{\pi \times S_{yp}}\right) \sqrt{M^2 + T^2}} \quad (2.57)$$

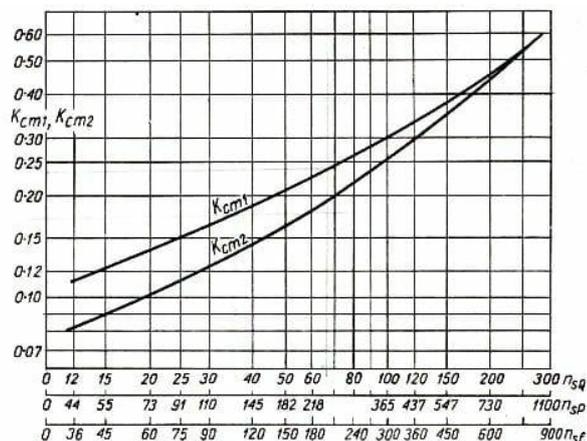
Setelah diameter awal poros yang digunakan sebagai acuan ditentukan, diameter hub dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$d_{hub} = (1,3 - 1,4) \times d_{sh} \quad (2.58)$$

2. Perhitungan Komponen Inlet Impeller

Setelah diameter poros dan hub didapat, langkah selanjutnya adalah menghitung komponen inlet impeller. Terlebih dahulu, menentukan kecepatan meridian fluida sebagai berikut:

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2 \times g \times H} \quad (2.59)$$



Gambar 2.23. Koefisien Kecepatan Meridian *Fluida* (Lazarkiewicz, 1953)

Nilai dari koefisien kecepatan meridian fluida sisi inlet didapat dari grafik yang ditunjukkan oleh gambar di atas.

Kemudian, kecepatan fluida masuk eye impeller dihitung, dengan menggunakan persamaan berikut:

$$C_0 = 0,9 \times C_{m1} \quad (2.60)$$

Selanjutnya, menghitung luas eye impeller free area, hub area, dan total area eye impeller dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$A_0 = \frac{Q_t}{C_0} \quad (2.61)$$

$$A_{hub} = \frac{\pi \times D_{hub}^2}{4} \quad (2.62)$$

$$A_0' = A_0 + A_{hub} \quad (2.63)$$

Dimana kapasitas teoritis pompa yang dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v} \quad (2.64)$$

Dari luasan yang telah didapat, dapat dihitung diameter eye impeller sebagai berikut.

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times A_0'}{\pi}} \quad (2.65)$$

Selanjutnya, adalah menghitung kecepatan keliling sisi inlet dengan persamaan berikut

$$U_1 = K_{u1} \sqrt{2 \times g \times H} \quad (2.66)$$

Dimana besarnya koefisien kecepatan keliling sisi inlet yang dihitung dengan persamaan berikut.

$$K_{u1} = 0,0244 \times n_s^{2/3} \quad (2.67)$$

Setelah didapatkan besarnya kecepatan keliling sisi inlet, diameter inlet sudu dapat dihitung, dengan persamaan berikut.

$$D_1 = \frac{U_1 \times 60}{\pi \times n} \quad (2.68)$$

Kemudian sudut relatif sisi inlet dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} \quad (2.69)$$

Langkah selanjutnya adalah menghitung faktor koreksi penyempitan inlet area yang disebabkan oleh sudu dengan persamaan berikut.

$$\varphi_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_{u1}} \quad (2.70)$$

$$t_1 = \frac{\pi \times D_1}{z} \quad (2.71)$$

$$S_{u1} = \frac{S}{\sin \beta_1} \quad (2.72)$$

Kemudian menghitung luas daerah inlet dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$A_1 = \varphi_1 \times \frac{Q_t}{C_{m1}} \quad (2.73)$$

Setelah didapatkan luas daerah inlet, maka lebar impeller pada sisi inlet dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi \times D_1} \quad (2.74)$$

3. Perhitungan Komponen Outlet Impeller

Setelah komponen inlet didapatkan, maka selanjutnya adalah menghitung komponen outlet impeller. Perhitungan komponen outlet impeller dimulai dengan melakukan perhitungan kecepatan meridian fluida sisi outlet impeller, dengan menggunakan persamaan berikut.

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2 \times g \times H} \quad (2.75)$$

Koefisien kecepatan meridian fluida sisi outlet didapat dari grafik yang ditunjukkan oleh Gambar 2.20. Kemudian menentukan sudut relatif sisi outlet (β_2). Sudut relatif sisi outlet berkisar antara 15° sampai dengan 35° . Setelah sudut relatif sisi outlet ditentukan, langkah selanjutnya adalah menghitung kecepatan keliling sisi outlet impeller, dengan persamaan sebagai berikut.

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \times \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \times \tan \beta_2}\right)^2 + \left[\left(\frac{g \times H}{\eta_h}\right) \times (1 + C_p)\right]} \quad (2.76)$$

Dalam perhitungan kecepatan keliling sisi outlet tersebut, terdapat faktor koreksi Pfleiderer (C_p) yang dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$C_p = \left(\frac{2 \times \psi}{z}\right) \times \left(\frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}\right) \quad (2.77)$$

Untuk impeller yang dirancang menggunakan metode *blades of single curvature* dengan $d_2/d_1 \geq 2$

$$\psi = (0,55 - 0,85) + (0,6 \times \sin \beta_2) \quad (2.78)$$

Sedangkan untuk impeller dengan sudu yang dirancang menggunakan metode *blades of double curvature* faktor koreksi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\psi = (1 - 1,2) \times (0,1 + \sin \beta_2) \times (r_1/r_2) \quad (2.79)$$

Selanjutnya, menghitung diameter impeller dengan persamaan berikut.

$$D_2 = \frac{U_2 \times 60}{\pi \times n} \quad (2.80)$$

Setelah didapatkan besarnya diameter impeller, maka dilakukan pengecekan terhadap asumsi awal perbandingan jari – jari inlet dan outlet sudu. Jika terdapat perbedaan nilai, maka dilakukan perhitungan ulang kecepatan keliling sisi outlet impeller dengan menggunakan perbandingan yang telah didapat.

Langkah selanjutnya adalah menghitung faktor koreksi penyempitan inlet area yang disebabkan oleh sudu dengan persamaan berikut.

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - S_{u2}} \quad (2.81)$$

$$t_2 = \frac{\pi \times d_2}{z} \quad (2.82)$$

$$S_{u2} = \frac{z}{\sin \beta_2} \quad (2.83)$$

Kemudian menghitung luas daerah outlet dengan menggunakan persamaan berikut.

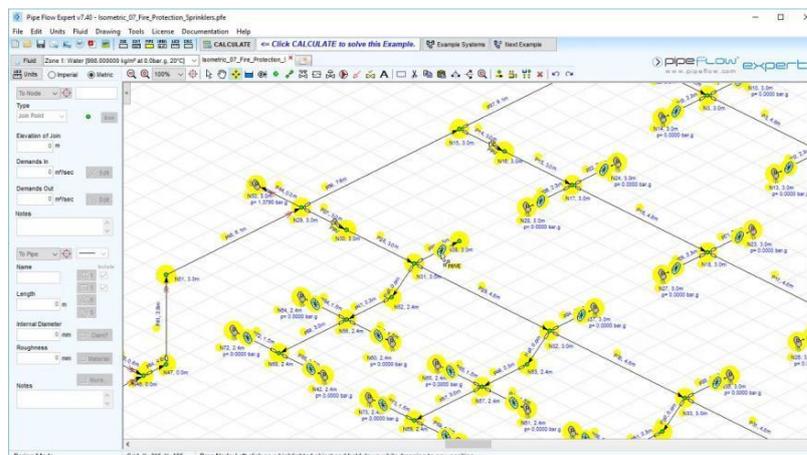
$$A_2 = \varphi_2 \times \frac{Q_t}{C_{m2}} \quad (2.84)$$

Setelah didapatkan luas daerah outlet, maka lebar impeller pada sisi outlet dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi \times D_2} \quad (2.85)$$

2.19. Software Pipe Flow Expert

Pipe Flow Expert merupakan program perangkat lunak (software) yang digunakan untuk desain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. Software ini dapat digunakan untuk menghitung aliran fluida dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas reservoir ganda, beberapa pompa yang dihubungkan secara seri dan paralel serta beberapa ukuran dan fitting suatu pipa. Pipe flow expert ini akan menghitung laju aliran di setiap pipa dan akan menghitung penurunan tekanan pipa seluruh sistem. Pada gambar di bawah menunjukkan penampang salah satu instalasi pada software pipe flow expert.



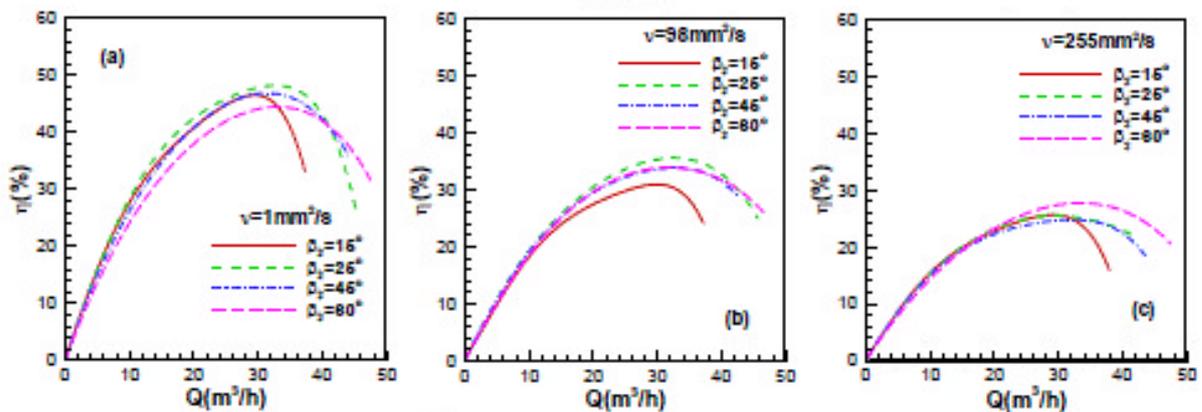
Gambar 2.24. Contoh Gambar Instalasi (*Pipe Flow Expert*)

2.20. Penelitian Terdahulu

Li (2009) dalam penelitian berjudul “Pengaruh Sudut Relatif Outlet Sudu Pada Performa Pompa Minyak Sentrifugal Standar Industri”. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh sudut relatif outlet sudu pada performa pompa dengan fluida kerja minyak dengan beberapa variasi viskositas.

Penelitian ini membandingkan efisiensi pompa dengan variasi sudut relatif outlet sudu dan viskositas fluida kerja. Pompa yang digunakan pada penelitian ini adalah pompa sentrifugal dengan kapasitas $25 \text{ m}^3/\text{h}$, head 60 m, putaran 2950 rpm dan specific speed 41.6 rpm. Impeller yang digunakan merupakan impeller tertutup dengan jumlah sudu sebanyak 5 buah. Hasil penelitian yang didapatkan penulis adalah seperti gambar di bawah.

Hasil yang didapatkan penulis dari penelitian tersebut adalah impeller dengan sudut relatif outlet 25° memiliki efisiensi terbaik pada fluida kerja dengan viskositas kurang dari $200 \text{ mm}^2/\text{s}$. Sedangkan untuk fluida kerja dengan viskositas diatas $200 \text{ mm}^2/\text{s}$, efisiensi terbesar diperoleh dari impeller yang memiliki sudut relatif outlet sudu 60° .

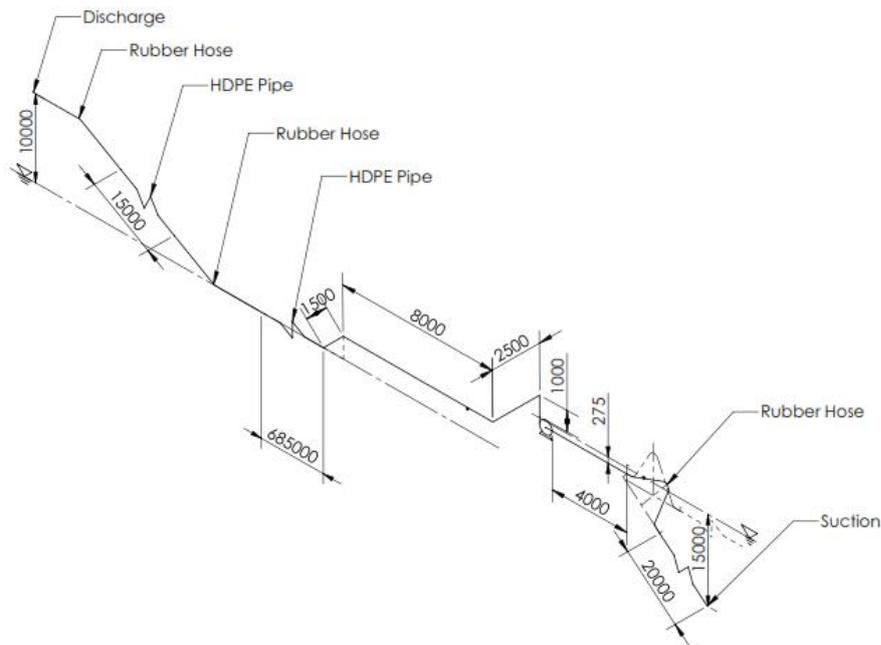


Gambar 2.25. Pengaruh Sudut Relatif Outlet Sudu Terhadap Efisiensi Pompa (Li, 2009)

BAB III METODOLOGI

Mengenai pengambilan data tugas akhir atau proyek akhir ini dilaksanakan di PT. Banter Prima Sentosa Gresik, Jawa Timur. Dengan tujuan mendapatkan pengetahuan serta pemahaman yang lebih jelas ketika di lapangan tentang pompa slurry yang yang digunakan untuk memindahkan material hasil pengerukan maka dari itu dilakukannya studi literatur dan pengamatan secara langsung.

1. Instalasi Pompa



Gambar 3.26. Instalasi Perpipaan

2. Data Fluida

Tabel 3.6. Spesifikasi Fluida (Data Perusahaan)

Cairan	Air Laut
Densitas	1025 kg/m ³
%	Pasir (94,72%)
	Lumpur (5,22%)
	Krikil (0,06%)
SG	Pasir (2,65)
	Lumpur (2,66)
	Krikil (2,66)
d _p	2 mm
C _v	15 %

3. Data Sistem Perpipaan

Tabel 3.7. Spesifikasi Pipa (Data Perusahaan)

Suction	
Diameter Dalam	508 mm
Panjang	Baja (24000 mm)
	Karet (5000 mm)
Discharge	
Diameter Dalam	508 mm
Panjang	13000 mm
Floating Pipeline System	
Diameter Dalam	508 mm
Panjang	700000 mm
	10000 mm

Tabel 3.8. Spesifikasi Aksesoris (Data Perusahaan)

Suction			
Entrance		1	0,78
Enlargement	Sudden Enlargement	1	0,04
Discharge			
Exit		1	1
Elbow 90°	Standart Bend	2	0,36
Elbow 45°	Standart Bend	2	0,19

3.1. Persiapan Awal

Persiapan awal yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Penentuan tema pada saat awal Tugas Akhir atau Proyek Akhir mengenai “Pompa Slurry”
2. Pengajuan tema serta permohonan mengenai persetujuan kepada dosen pembimbing Tugas Akhir atau Proyek Akhir.
3. Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan oleh perusahaan.

3.2. Pengambilan Data

Untuk pengambilan data dilakukan dengan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam analisa perencanaan instalasi. Kegiatan diatas meliputi:

1. Studi Literatur
Didalam studi literatur ini dapat dipelajari dari buku-buku yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang berada di perusahaan dan juga literatur dari mata kuliah yang memiliki hubungan dengan tujuan pengambilan tugas akhir ini.
2. Studi Lapangan
Pada kegiatan ini diartikan untuk mengetahui kondisi lapangan dan juga jenis peralatan yang digunakan.

3.3. Analisa Kecepatan

Dalam analisa kecepatan dilakukan perhitungan untuk mendapatkan nilai kecepatan aliran minimum dan nilai diameter pipa maksimal yang diijinkan sehingga dapat dilakukan pemilihan pipa yang sesuai.

3.4. Perhitungan Pompa

Dalam perhitungan pompa dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya Head efektif instalasi pompa (H_{eff}), Net Positive Suction Head Available ($NPSH_A$), putaran spesifik pompa (n_s), dan daya pompa dengan menggunakan data yang diperoleh dari perusahaan. Perhitungan dilakukan secara manual dan secara numerik dengan software *Pipe Flow Expert*.

3.5. Pemilihan Pompa

Pada pemilihan pompa ini dilakukan dengan cara memplot hasil dari perhitungan kapasitas dan juga head efektif instalasi yang telah dilakukan kedalam kurva unjuk kerja pompa yang sudah tertera pada data sheet pompa

3.6. Perancangan Impeller

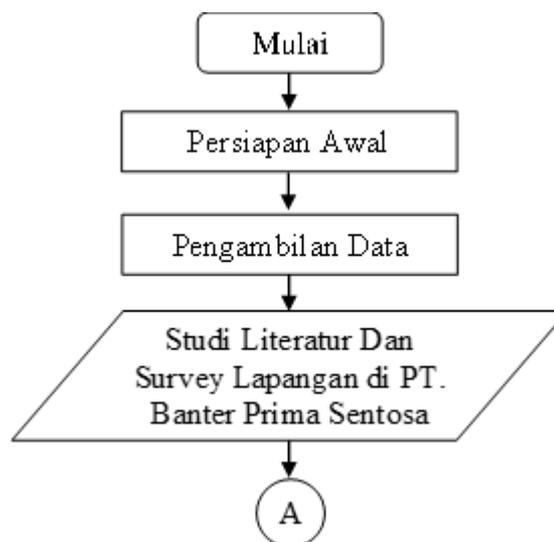
Dalam perhitungan perancangan impeller dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya perhitungan diameter poros, kecepatan meridian inlet impeller, kecepatan fluida pada eye impeller, kapasitas teoritis, area eye impeller, koefisien kecepatan inlet sudu, kecepatan keliling sudu, sudut relative, faktor koreksi penyempitan inlet, luas inlet, lebar impeller inlet, kecepatan meridian outlet impeller, faktor koreksi pflaiderer, kecepatan kelling outlet, diameter impeller, faktor koreksi penyempitan outlet, luas daerah outlet, lebar impeller outlet dengan menggunakan data yang diperoleh hasil perhitungan.

3.7. Kesimpulan

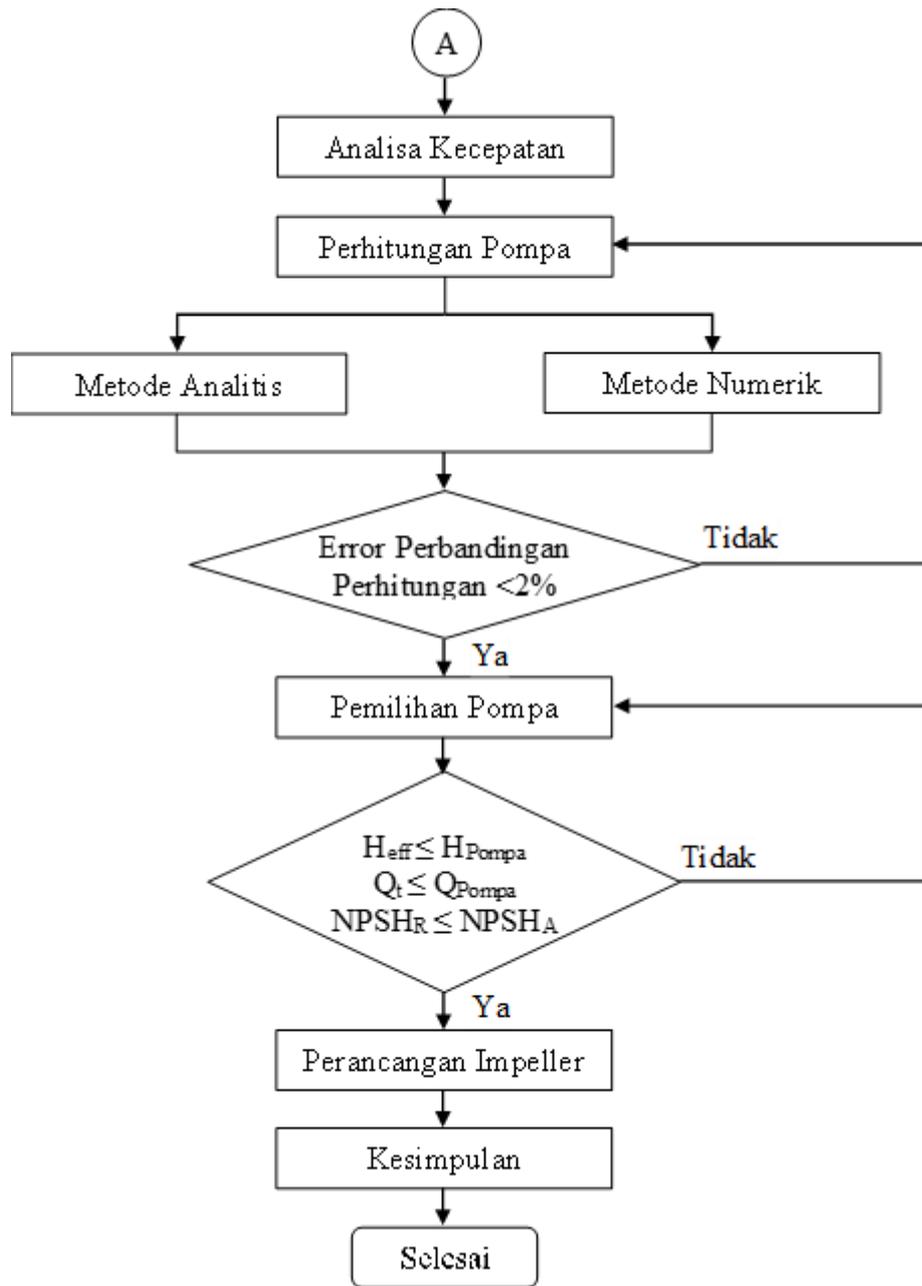
Untuk pengambilan kesimpulan dan juga saran dilakukannya berdasarkan analisa dan perhitungan pada instalasi perpipaan dan pada pompa slurry yang telah dilakukan.

3.8. Urutan Pengerjaan Menggunakan *Flow Chart*

Adapun langkah-langkah penulisan Proyek Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 3.27. Diagram Alir Perhitungan dan Perencanaan



Gambar 3.27 Lanjutan

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab berikut ini akan dijelaskan mengenai perhitungan serta evaluasi dalam perencanaan instalasi pompa *slurry* pada proyek Kapal Keruk PB21A PT. Banter Prima Sentosa. Proyek Kapal Keruk PB21A direncanakan memiliki kapasitas 3000 m³/h dengan kedalaman pengerukan maksimal sebesar 15 m serta elevasi buang 10 m diatas permukaan laut menggunakan *floating pipeline system* sepanjang 700 m.

4.1. Analisa Karakteristik Fluida

Pada proses pengerukan, fluida kerja yang ditransferkan tidak hanya berupa cairan melainkan berupa *slurry* yakni campuran dari cairan dan padatan. Dengan demikian maka diperlukan analisa lebih lanjut untuk mengetahui karakteristik dari *slurry* tersebut.

1. *Specivic Gravity Slurry*

Nilai *specivic gravity slurry* dapat diperoleh dengan rumus berikut, yakni:

$$SG_{SL} = SG_L + C_V(SG_S + SG_L)$$

Berdasarkan rumus diatas maka diperlukan nilai *specivic gravity* dari padatan dan cairan pembentuk *slurry*. Dengan data asumsi berikut berdasarkan syamsuar (2016) maka dapat diketahui nilai *specivic gravity* padatan dimana

- % (Padatan) : 94,72 (Pasir), 5,22 (Lumpur), dan 0,06 (Kerikil)
- SG (Padatan) : 2,65 (Pasir), 2,66 (Lumpur), dan 2,66 (Kerikil)

sehingga diperoleh

$$\begin{aligned} SG_S &= \%_{S1} \times SG_{S1} + \%_{S2} \times SG_{S2} + \%_{S3} \times SG_{S3} \\ SG_S &= 94,72 \times 2,65 + 5,22 \times 2,66 + 0,06 \times 2,66 \\ SG_S &= 2,651 \end{aligned}$$

Sedangkan untuk *specivic gravity* cairan, diketahui densitas rata-rata dari air laut sebesar 1025 kg/m³, sehingga diperoleh nilai *specivic gravity* cairan adalah 1,025. Dengan demikian dapat diketahui nilai *specivic gravity slurry* dengan nilai C_V sebesar 15 % adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned} SG_{SL} &= SG_L + C_V (SG_S + SG_L) \\ SG_{SL} &= 1,025 + 0,15 (2,651 + 1,025) \\ SG_{SL} &= 1,269 \end{aligned}$$

2. *Viskositas Slurry*

Berdasarkan nilai C_V maka rumus yang digunakan untuk mencari nilai viskositas dinamik *slurry* adalah rumus 2.17. Berdasarkan rumus tersebut maka diperlukan nilai viskositas cairan dimana berdasarkan nilai densitas cairan yang diketahui maka diperoleh nilai viskositas cairan adalah 1,026 × 10⁻³ kg/m.s. Sehingga dapat diperoleh nilai viskositas *slurry*, yakni:

$$\mu_{SL} = \mu_L(1 + 2,5 \times C_V + 10,5 \times C_V^2)$$

$$\mu_{SL} = 1,026 \times 10^{-3}(1 + 2,5 \times 0,15 + 10,5 \times 0,15^2)$$

$$\mu_{SL} = 1,651 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$$

Dilanjutkan dengan mencari nilai viskositas kinematis slurry dengan membagi nilai viskositas dinamik *slurry* dengan nilai densitas *slurry*. Berdasarkan perhitungan sebelumnya diketahui nilai *specivic gravity slurry* adalah 1,269 sehingga diperoleh nilai densitas *slurry* adalah 1269 kg/m^3 . Dengan demikian dapat diketahui nilai viskositas kinematis *slurry* adalah sebagai berikut

$$v_{SL} = \frac{\mu_{SL}}{\rho_{SL}}$$

$$v_{SL} = \frac{1,651 \times 10^{-3}}{1269}$$

$$v_{SL} = 1,3 \times 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$$

4.2. Analisa Kecepatan

Dalam proses transfer fluida kerja dalam hal ini adalah fluida *slurry* hasil pengerukan, kecepatan aliran pada pipa harus mencapai nilai tertentu sehingga padatan yang terdapat pada fluida *slurry* juga dapat ditransferkan. Apabila kecepatan aliran tidak mencapai nilai tersebut maka padatan tidak dapat ditransferkan sehingga menyebabkan padatan mengendap pada dasar pipa dan seiring berjalannya waktu menyebabkan terjadinya penyumbatan. Dengan demikian perlu dilakukan analisa kecepatan untuk mengetahui kecepatan aliran yang harus dipenuhi.

1. *Terminal Velocity of Particel* (V_T)

Berdasarkan data yang dimiliki dimana nilai d_p adalah 2 mm dan dengan asumsi bahwa aliran yang terjadi adalah aliran turbulen maka nilai *Terminal Velocity of Particel* dapat diperoleh dengan rumus berikut, yakni:

$$V_T = K_T \sqrt{[D_P(\rho_s/\rho_L - 1)]}$$

$$V_T = 5,45 \sqrt{[2 \times 10^{-3}(2651/1025 - 1)]}$$

$$V_T = 3,07 \times 10^{-2} \text{ m/s}$$

2. *Velocity of Deposition* (V_D / V_3)

Dalam analisa ini, kecepatan yang dipilih adalah *Velocity of Deposition* karena dapat menghasilkan nilai *Head* paling rendah dibandingkan kecepatan lainnya. Nilai *Velocity of Deposition* dapat diperoleh dengan rumus berikut:

$$V_D = 17 \times V_T$$

$$V_D = 17 \times 3,07 \times 10^{-2}$$

$$V_D = 5,218 \text{ m/s}$$

3. *Diameter Pipa*

Dengan diketahui nilai kecepatan dan kapastias maka dapat diketahui panjang diameter pipa maksimal yang diperbolehkan dalam instalasi, yakni:

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

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 3000}{3600 \times 3,14 \times 5,218}}$$

$$D = 0,451 \text{ m}$$

4. Kecepatan *Steel Pipe*

Berdasarkan diameter *steel pipe* yang terdapat di pasaran, maka dipilih *steel pipe* sch 40 dengan diameter nominal 450 mm (18 in.) dan *inside* diameter sebesar 428,66 mm. Dengan demikian dapat diketahui nilai kecepatan aliran pada *steel pipe* yakni:

$$V_{SP} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_{SP}^2}$$

$$V_{SP} = \frac{4 \times 3000}{3600 \times 3,14 \times (428,66 \times 10^{-3})^2}$$

$$V_{SP} = 5,777 \text{ m/s}$$

5. Kecepatan *Rubber Hose*

Berdasarkan diameter *rubber hose* yang terdapat di pasaran, maka dipilih *rubber hose* SDH-18 dengan diameter nominal 450 mm (18 in.) dan *inside* diameter sebesar 450 mm. Dengan demikian dapat diketahui nilai kecepatan aliran pada *rubber pipe* yakni:

$$V_{RH} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_{RH}^2}$$

$$V_{RH} = \frac{4 \times 3000}{3600 \times 3,14 \times (450 \times 10^{-3})^2}$$

$$V_{RH} = 5,242 \text{ m/s}$$

6. Kecepatan *HDPE Pipe*

Berdasarkan diameter *HDPE pipe* yang terdapat di pasaran, maka dipilih *HDPE pipe* DR 32,5 dengan diameter nominal 450 mm (18 in.) dan *inside* diameter sebesar 427,4 mm. Dengan demikian dapat diketahui nilai kecepatan aliran pada *HDPE pipe* yakni:

$$V_{HP} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_{HP}^2}$$

$$V_{HP} = \frac{4 \times 3000}{3600 \times 3,14 \times (427,4 \times 10^{-3})^2}$$

$$V_{HP} = 5,811 \text{ m/s}$$

4.3. Perhitungan *Head* Efektif Instalasi

Head efektif instalasi terdiri atas *Head* Statis yang meliputi *Head* tekanan dan *Head* elevasi serta *Head* Dinamis yang meliputi *Head* kecepatan dan *Head Loss Total*.

1. *Head Loss* Total

Pada *Head loss* total ini terdiri dari *Head loss* mayor dan *Head loss* minor dengan berdasarkan rumus 2.36 dan 2.40.

A. *Head Loss* Mayor pada *Suction*

Perhitungan *Head loss* mayor dilakukan terhadap semua jenis pipa yang digunakan dimana pada *suction* adalah *steel pipe* dan *rubber hose*. Berdasarkan rumus diatas maka

diperlukan nilai koefisien gesek masing-masing jenis pipa dimana dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan *colebrook* pada rumus 2.39. Berdasarkan rumus tersebut diperlukan nilai *reynold numbers* dan *absolute roughness*. Nilai *reynold numbers* dapat diperoleh dengan rumus berikut dengan berdasar data hasil *perhitungan* sebelumnya berupa nilai kecepatan aliran, diameter, dan viskositas kinematic yakni:

$$Re_{SP} = \frac{V_{SP} \times D_{SP}}{v_{SL}}$$

$$Re_{SP} = \frac{5,777 \times (428,66 \times 10^{-3})}{1,3 \times 10^6}$$

$$Re_{SP} = 1,906 \times 10^6$$

$$Re_{RH} = \frac{V_{RH} \times D_{RH}}{v_{SL}}$$

$$Re_{RH} = \frac{5,242 \times (450 \times 10^{-3})}{1,3 \times 10^6}$$

$$Re_{RH} = 1,811 \times 10^6$$

Penyelesaian *colebrook equation* dilakukan dengan pengiterasian pada program *Ms. Excel* dengan nilai *absolute roughness* diperoleh berdasarkan lampiran dimana untuk *steel pipe* adalah $4,59 \times 10^{-5}$ m sedangkan untuk *rubber hose* adalah $1,5 \times 10^{-4}$ m. Hasil iterasi dapat dilihat pada tabel dibawah ini.

Tabel 4.9. Iterasi Colebrok Untuk Steel Pipe

<i>f</i> (asumsi)	Re	ϵ/D	<i>f</i> (akhir)	df	%
0,012000	1901561,862	0,000107078	0,012988	-0,000988	-7,607
0,012988	1901561,862	0,000107078	0,012958	0,000029	0,227
0,012958	1901561,862	0,000107078	0,012959	-0,000001	-0,006
0,012959	1901561,862	0,000107078	0,012959	0,000000	0,000

Tabel 4.10. Iterasi Colebrok Untuk Rubber Hose

<i>f</i> (asumsi)	Re	ϵ/D	<i>f</i> (akhir)	df	%
0,012000	1811385,573	0,000333333	0,015717	-0,003717	-23,650
0,015717	1811385,573	0,000333333	0,015664	0,000053	0,341
0,015664	1811385,573	0,000333333	0,015664	-0,000001	-0,004
0,015664	1811385,573	0,000333333	0,015664	0,000000	0,000

Berdasarkan tabel diatas maka diketahui nilai koefisien gesek untuk *steel pipe* dan *rubber hose masing-masing* adalah 0,012959 dan 0,015664. Dengan demikian dapat diperoleh nilai *Head loss mayor* pada *suction* adalah sebagai berikut:

$$H_{LS} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_2^2}{2 \times g}$$

$$H_{LS} = \left(0,012959 \times \frac{24}{(428,66 \times 10^{-3})} \times \frac{5,777^2}{2 \times 9,81} \right) + \left(0,015664 \times \frac{3,653}{(450 \times 10^{-3})} \times \frac{5,242^2}{2 \times 9,81} \right)$$

$$H_{LS} = 1,413 \text{ m}$$

B. *Head Loss Mayor* pada *Discharge*

Perhitungan *Head loss mayor* dilakukan terhadap semua jenis pipa yang digunakan dimana pada *discharge* adalah *steel pipe*, *rubber hose*, dan *HDPE pipe*. Berdasarkan rumus diatas maka diperlukan nilai koefisien gesek masing-masing jenis pipa dimana dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan *colebrook* pada rumus 2.39. Berdasarkan rumus tersebut diperlukan nilai *reynold numbers* dan *absolute roughness*. Nilai *reynold numbers* dapat diperoleh dengan rumus berikut dengan berdasar data hasil perhitungan sebelumnya berupa nilai kecepatan aliran, diameter, dan viskositas kinematic yakni:

$$Re_{HP} = \frac{V_{HP} \times D_{HP}}{v_{SL}}$$

$$Re_{HP} = \frac{5,811 \times (427,4 \times 10^{-3})}{1,3 \times 10^{-6}}$$

$$Re_{HP} = 1,907 \times 10^6$$

Penyelesaian *colebrook equation* dilakukan dengan pengiterasian pada program *Ms. Excel* dengan nilai *absolute roughness* diperoleh berdasarkan lampiran dengan nilai untuk *HDPE pipe* adalah $1,5 \times 10^{-6}$ m. Hasil iterasi dapat dilihat pada tabel dibawah ini.

Tabel 4.11. Iterasi Colebrook Untuk HDPE Pipe

<i>f</i> (asumsi)	Re	ϵ/D	<i>f</i> (akhir)	df	%
0,012000	1907167,777	3,50959E-06	0,010466	0,001534	14,652
0,010466	1907167,777	3,50959E-06	0,010586	-0,000119	-1,126
0,010586	1907167,777	3,50959E-06	0,010576	0,000010	0,094
0,010576	1907167,777	3,50959E-06	0,010576	0,000000	0,000

Berdasarkan tabel diatas maka diketahui nilai koefisien gesek untuk *HDPE pipe* adalah sebagai berikut 0,010576. Sedangkan nilai koefisien gesek untuk *steel pipe* dan *rubber hose* diperoleh berdasarkan hasil iterasi sebelumnya yakni masing-masing adalah 0,012959 dan 0,015664. Dengan demikian dapat diperoleh nilai *Head loss mayor* pada *discharge* adalah sebagai berikut:

$$H_{LD} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_2^2}{2 \times g}$$

$$H_{LD} = \left(0,012959 \times \frac{13}{(428,66 \times 10^{-3})} \times \frac{5,777^2}{2 \times 9,81} \right)$$

$$+ \left(0,015764 \times \frac{9,755}{(450 \times 10^{-3})} \times \frac{5,242^2}{2 \times 9,81} \right)$$

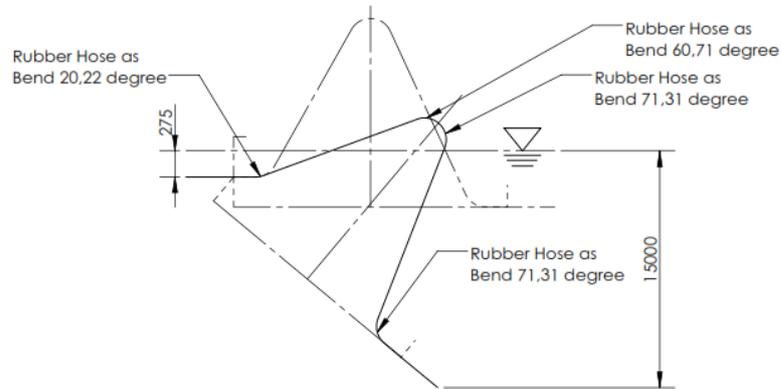
$$+ \left(0,010576 \times \frac{700}{(427,4 \times 10^{-3})} \times \frac{5,811^2}{2 \times 9,81} \right)$$

$$H_{LD} = 30,364 \text{ m}$$

C. *Head Loss Minor* pada *Suction*

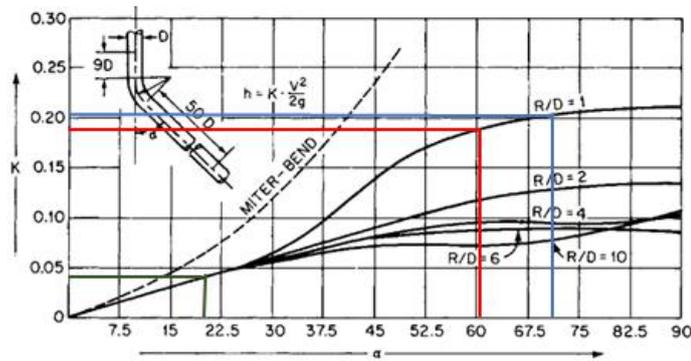
Berdasarkan rumus diatas maka diperlukan nilai koefisien *minor losses* pada masi-

ng-masing aksesoris yang terdapat pada *suction* dimana dapat diperoleh dari lampiran. Selain pada aksesoris, *minor losses* juga didapatkan dari *rubber hose* yang mengalai *bending*. Sudut bending diperoleh berdasarkan asumsi bentuk *rubber hose* pada gambar berikut.



Gambar 4.28. Asumsi Bending Rubber Hose Suction

Nilai koefisien *minor losses* pada *bending* pipa kurang dari 90° dapat diperoleh berdasarkan grafik berikut.



Gambar 4.29. Koefisien Minor Losses Elbow < 90° Pada Suction (Karassik, 2001)

Sehingga diperoleh tabel koefisien *minor losses* sebagai berikut.

Tabel 4.12. Koeffisien Minor Losses Pada Suction

Jenis	N	K	Total
Pipe Entry Projecting	1	0,78	0,78
Rubber Bend 20,22067499	1	0,04	0,04
Rubber Bend 60,11545499	1	0,19	0,19
Rubber Bend 71,31455376	2	0,40	0,40
Sudden Enlargement 18"-20"	1	0,04	0,04

Dengan demikian dapat diketahui nilai *Head loss minor* pada *suction* yakni:

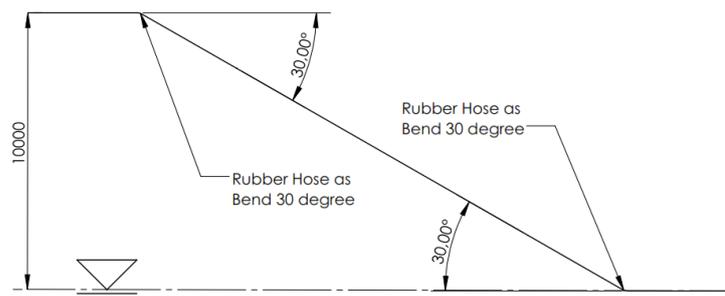
$$H_{LMS} = K_{LM} \times \frac{V_2^2}{2 \times g}$$

$$H_{LMS} = \left((0,78 + 0,04) \times \frac{5,777^2}{2 \times 9,81} \right) + \left((0,04 + 0,19 + 0,4) \times \frac{5,242^2}{2 \times 9,81} \right)$$

$$H_{LMS} = 2,277 \text{ m}$$

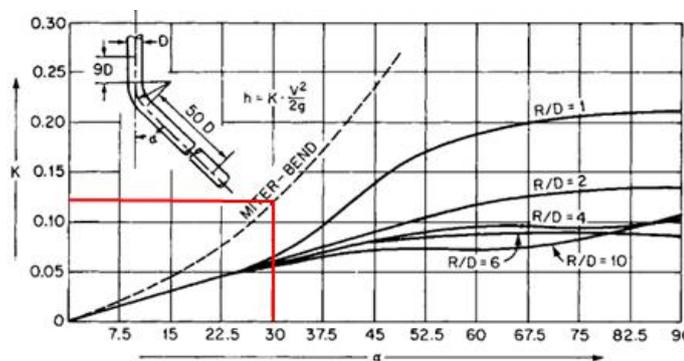
D. *Head Loss Minor* pada *Discharge*

Berdasarkan rumus diatas maka diperlukan nilai koefisien *minor losses* pada masing-masing aksesoris yang terdapat pada *discharge* dimana dapat diperoleh dari lampiran. Selain pada aksesoris, *minor losses* juga didapatkan dari *rubber hose* yang mengalir *bending*. Sudut *bending* diasumsikan seperti gambar berikut.



Gambar 4.30. Asumsi Bending Rubber Hose Suction

Nilai koefisien *minor losses* pada *bending* pipa kurang dari 90° dapat diperoleh berdasarkan grafik berikut.



Gambar 4.31. Koefisien Minor Losses Elbow < 90° Pada Discharge (Karassik, 2001)

Sehingga diperoleh tabel koefisien *minor losses* sebagai berikut.

Tabel 4.13. Koeffisien Minor Losses Pada Discharge

Jenis	N	K	Total
Elbow 90	2	0,36	0,72
Elbow 45	2	0,19	0,38
Rubber Bend 30	2	0,065	0,13
Open Pipe Exit	1	1	1

Dengan demikian dapat diketahui nilai *Head loss minor* pada *discharge* adalah sebagai berikut:

$$H_{LMD} = K_{LM} \times \frac{V_2^2}{2 \times g}$$

$$H_{LMD} = \left((0,72 + 0,38) \times \frac{5,777^2}{2 \times 9,81} \right) + \left((0,13 + 1) \times \frac{5,242^2}{2 \times 9,81} \right)$$

$$H_{LMD} = 3,34 \text{ m}$$

Berdasarkan hasil perhitungan diatas, maka dapat diperoleh nilai *Head loss total* adalah sebagai berikut:

$$H_{LT} = H_{LS} + H_{LD} + H_{LMS} + H_{LMD}$$

$$H_{LT} = 1,414 + 30,364 + 2,277 + 3,34$$

$$H_{LT} = 37,394 \text{ m}$$

2. *Head* Tekanan

Berdasarkan kondisi lapangan dalam pengoperasian dimana proses pengerukan dilakukan dalam kondisi alam terbuka, maka nilai untuk P_1 dan P_2 adalah 1 atm atau 101325 Pa. Sehingga dengan data perhitungan yang diketahui dimana nilai densitas *slurry* adalah 1269 kg/m³ maka nilai *Head* tekanan dapat diketahui sebagai berikut:

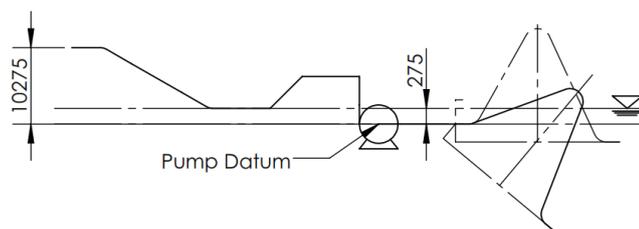
$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma}$$

$$H_p = \frac{101325 - 101325}{1269 \times 9,81}$$

$$H_p = 0 \text{ m}$$

3. *Head* Elevasi

Berdasarkan perencanaan proyek dimana elevasi buang sebesar 10 m diatas permukaan laut, maka didapatkan skema elevasi sebagai berikut:



Gambar 4.32. Skema Elevasi

Dengan demikian dapat diketahui nilai *Head elevasi* adalah sebagai berikut:

$$H_z = (Z_2 - Z_1)$$

$$H_z = (10,275 - 0,275)$$

$$H_z = 10 \text{ m}$$

4. *Head* Kecepatan

Berdasarkan kondisi lapangan dalam pengoperasian dimana proses pengerukan dilakukan dalam kondisi alam terbuka, maka nilai untuk V_1 adalah 0. Sehingga dengan data perhitungan

yang diketahui dimana kecepatan *rubber hose* adalah 5,242 m/s, maka nilai *Head* kecepatan dapat diketahui sebagai berikut:

$$H_V = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \times g}$$

$$H_V = \frac{5,242^2 - 0^2}{2 \times 9,81}$$

$$H_V = 1,4 \text{ m}$$

Dengan diketahui nilai *Head* tekanan, *Head* elevasi, *Head* kecepatan, serta *Head loss* total, maka nilai *Head* efektif instalasi yakni:

$$H_{eff} = H_P + H_Z + H_V + H_{LT}$$

$$H_{eff} = 0 + 10 + 1,4 + 37,393$$

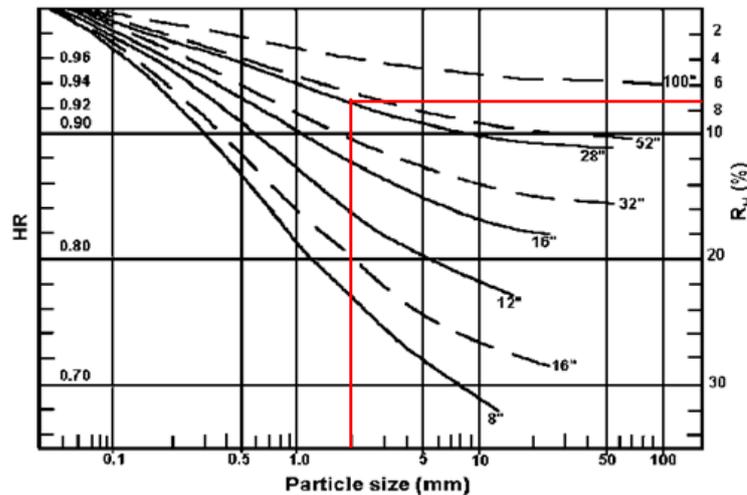
$$H_{eff} = 48,794 \times SF$$

$$H_{eff} = 48,794 \times 1,1$$

$$H_{eff} = 53,674 \text{ m}$$

4.4. Koreksi Performansi

Pada umumnya spesifikasi dan grafik performa pompa didapatkan dengan berdasar fluida kerja air bersih. Dengan demikian diperlukan koreksi performansi terhadap hasil perhitungan. Koreksi performansi pada analisa ini dapat dilakukan dengan rumus 2.45. Berdasarkan rumus tersebut maka diperlukan nilai rasio *Head* yang diperoleh dengan 2.48. Sedangkan berdasarkan rumus tersebut maka diperlukan nilai *Head reduction factor* diperoleh berdasarkan gambar berikut:



Gambar 4.33. Nilai Reduction Factor (Abulnaga, 2002)

Dengan demikian diperoleh nilai *Head reduction factor*, rasio *Head*, serta nilai koreksi performansi terhadap *Head* adalah sebagai berikut:

$$H_R = 1 - R_H$$

$$H_R = 1 - 0,078$$

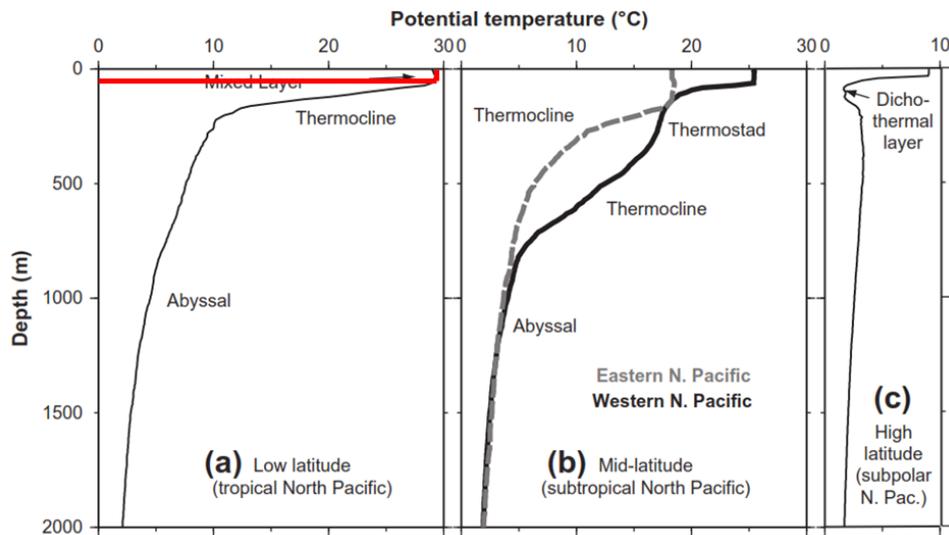
$$H_R = 0,922$$

$$H_W = \frac{H_{SL}}{H_R}$$

$$H_W = \frac{53,674}{0,922}$$

$$H_W = 58,215 \text{ m}$$

Berdasarkan rumus 2.9 dan dengan asumsi bahwa *mass flow rate* pada sistem adalah konstan serta densitas air pada temperatur operasi dimana temperatur operasi dapat diperoleh berdasarkan gambar berikut dengan didasarkan pada kedalaman pengerukan maksimal yaitu pada kedalaman 15 m, yakni:



Gambar 4.34. Nilai Suhu Laut Terhadap Kedalaman Laut (Talley, 2011)

Berdasarkan gambar diatas maka diperoleh temperature operasi sebesar 29,2 °C maka didapatkan densitas air berdasrkan lampiran adalah sebesar 996,16 kg/m³ sehingga diperoleh nilai koreksi terhadap kapasitas adalah sebagai berikut:

$$Q_W \times \rho_W = Q_{SL} \times \rho_{SL}$$

$$Q_W = \frac{Q_{SL} \times \rho_{SL}}{\rho_W}$$

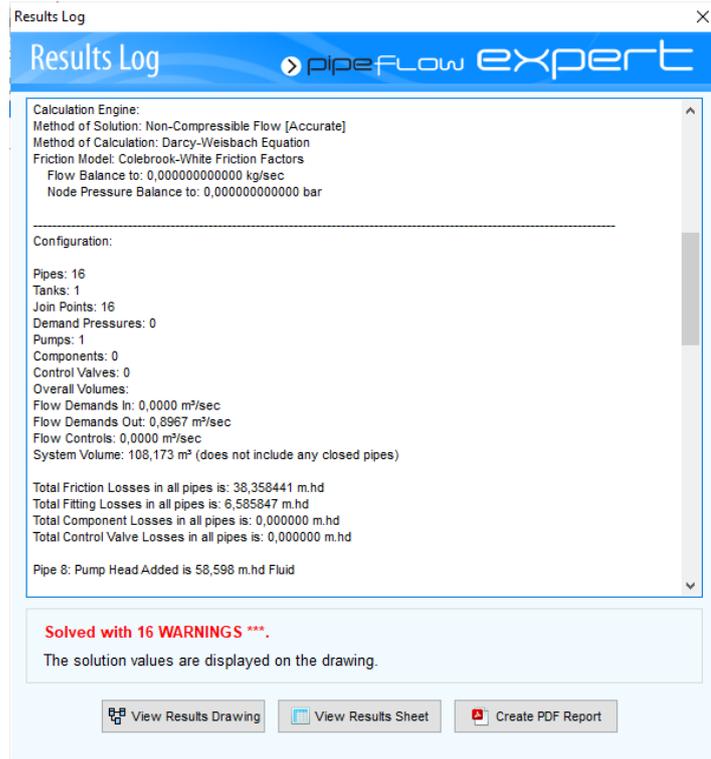
$$Q_W = \frac{3000 \times 1269}{996,16}$$

$$Q_W = 3821,161 \text{ m}^3/h$$

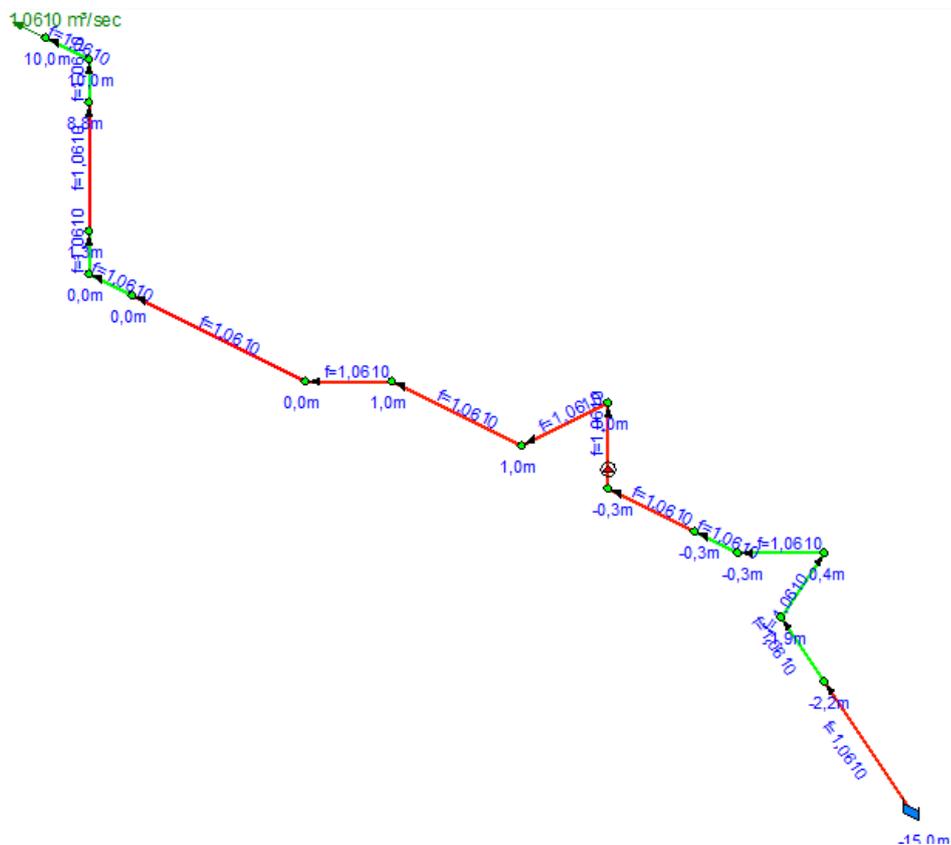
4.5. Perhitungan Menggunakan Pemodelan Numerik

Perhitungan *Head* efektif instalasi dapat dilakukan tidak hanya dengan metode analisis manual melainkan dapat dilakukan dengan menggunakan *software* pemodelan numerik yakni menggunakan *software Pipe Flow Expert*.

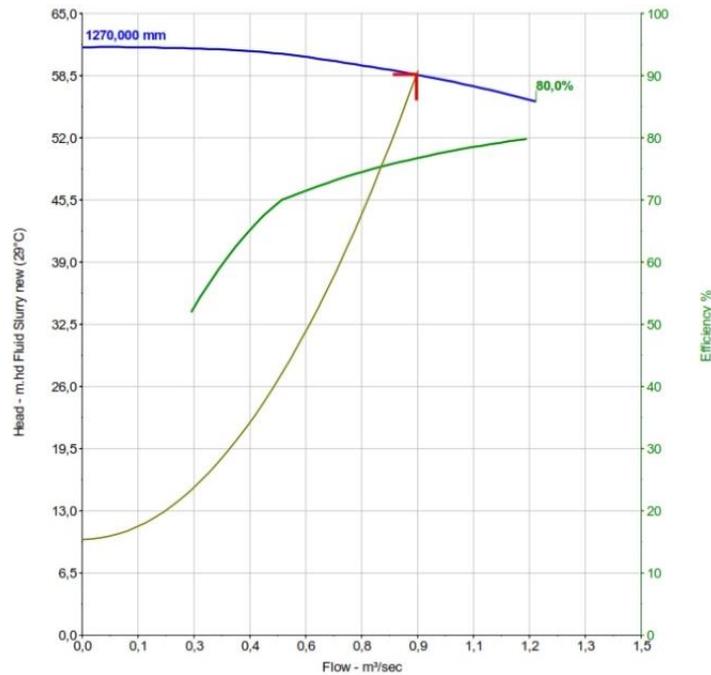
Dalam melakukan anialisa numerik maka terlebih dahulu dilakukan pembuatan instalasi yang meliputi jenis pipa, panjang pipa, nilai elevasi, fitting, dll. Dilanjutkan dengan mengatur data-data yang diperlukan meliputi jenis fluida, densitas fluida, viskositas absolut, tahanan uap jenuh, dll, Selanjutnya dengan meng-*klik calculate* maka proses analisa numerik akan dimulai dan Ketika telah selesai maka akan muncul gambar sebagai berikut:



Gambar 4.35. Hasil *Calculate Pipe Flow Expert*



Gambar 4.36. Instalasi Pipa Pada *Pipe Flow Expert* *Lampiran 5



Gambar 4.37. Grafik Hasil Perhitungan Numerik

Berdasarkan perhitungan dengan metode analisa pemodelan numerik dengan *software Pipe Flow Expert* diperoleh hasil $H_{PFE} = 58,216$ m. Berdasarkan hasil grafik diperoleh tren nilai Head yakni naik dimana disebabkan oleh kenaikan kapasitas sehingga menyebabkan terjadinya kenaikan kecepatan pada aliran.

4.6. Perbandingan Perhitungan Manual dan Numerik

Berdasarkan kedua hasil metode perhitungan yang dilakukan yakni secara manual dan secara numerik diatas maka dapat diketahui tingkat perbedaan perhitungan yang diperoleh adalah:

$$\begin{aligned} \text{Perbandingan Perhitungan} &= \left| \frac{H_A - H_{PFE}}{H_A} \times 100\% \right| \\ \text{Perbandingan Perhitungan} &= \left| \frac{58,215 - 58,216}{58,215} \times 100\% \right| \\ \text{Perbandingan Perhitungan} &= 0,0023\% \end{aligned}$$

Berdasarkan nilai perbandingan perhitungan yang diperoleh yakni 0,0023% maka dapat disimpulkan hasil perhitungan tersebut masih berada pada batas yang diijinkan yakni $< 2\%$.

4.7. Perhitungan *Net Positive Suction Head Available* ($NPSH_A$)

$NPSH_A$ adalah nilai NPSH yang tersedia pada instalasi pompa dimana dapat dihitung dengan rumus 2.42 dengan nilai tekanan uap jenuh yang mana dapat diperoleh dari lampiran yakni sebesar 4073 Pa. Dengan berdasarkan data yang dimiliki meliputi densitas cairan, elevasi suction, dan *Head loss* total pada *suction* maka dapat diperoleh nilai $NPSH_A$ adalah sebagai berikut:

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - H_Z - \sum H_{LTS}$$

$$NPSH_A = \frac{101325}{996,16 \times 9,81} - \frac{4073}{996,16 \times 9,81} - \left(\frac{0,275 + (1,414 + 2,277)}{0,992} \right)$$

$$NPSH_A = 6,06 \text{ m}$$

4.8. Daya Fluida

Berdasarkan data hasil perhitungan *Head* hasil koreksi maka diperoleh nilai daya fluida adalah sebagai berikut dengan menggunakan berat jenis yang berdasarkan densitas air, yakni:

$$WHP = \gamma \times Q \times H_W$$

$$WHP = (996,16 \times 9,81) \times \left(\frac{3821,161}{3600} \right) \times 58,215$$

$$WHP = 603842 \text{ W} = 603,8 \text{ KW}$$

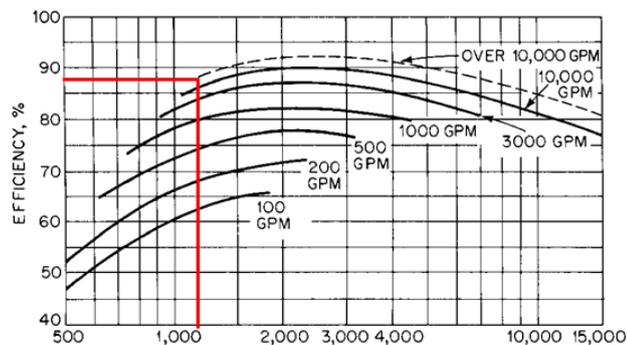
4.9. Daya Poros

Perhitungan daya poros diawali dengan menghitung nilai putaran spesifik pompa untuk mendapatkan nilai efisiensi pompa. Berdasarkan data yang dimiliki meliputi putaran, kapasitas, serta *Head* efektif instalasi pompa, maka nilai putaran spesifik untuk pompa dapat diperoleh dengan rumus berikut:

$$n_s = n \times \frac{Q_w^{0,5}}{H_w^{0,75}}$$

$$n_s = 500 \times \frac{\left(\frac{3821,161}{60 \times 3,785 \times 10^{-3}} \right)^{0,5}}{\left(\frac{58,215}{0,3048} \right)^{0,75}}$$

$$n_s = 1262,3 \text{ rpm}$$



Gambar 4.38. Nilai Efisiensi Pompa (Karassik, 2001)

Berdasarkan gambar diatas maka diperoleh nilai efisiensi pompa sebesar 87,5% sehingga dapat diperoleh nilai daya poros adalah sebagai berikut:

$$P_{SH} = \frac{WHP}{\eta_w}$$

$$P_{SH} = \frac{603842}{0,875}$$

$$P_{SH} = 690105,15 \text{ W} = 690,1 \text{ KW}$$

4.10. Daya Motor

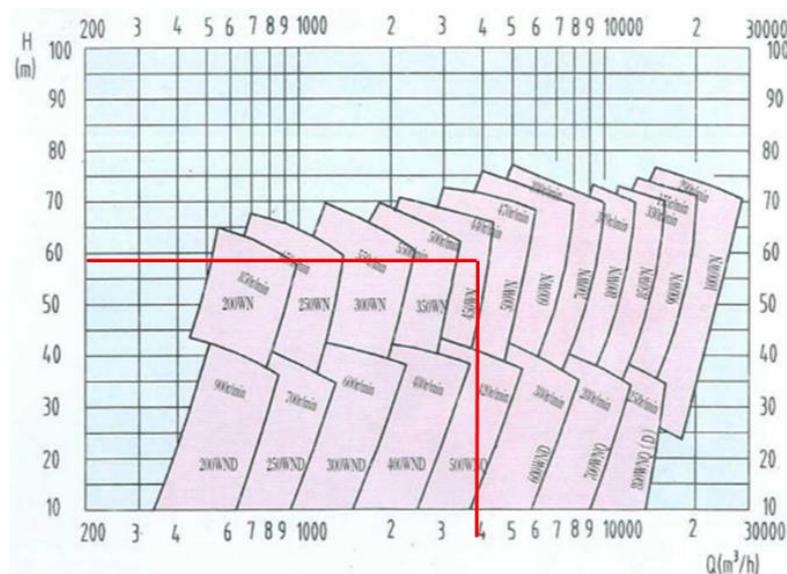
Berdasarkan data hasil perhitungan meliputi nilai daya poros serta asumsi penggunaan transmisi dengan didasarkan pada pompa *slurry* yang pada umumnya memiliki nilai putaran yang rendah tetapi dengan kebutuhan daya yang besar maka digunakan nilai faktor cadangan 0,2 dan efisiensi transmisi 0,92 dimana diperoleh nilai daya motor adalah sebagai berikut:

$$P_M = \frac{P_{SH} (1 + \alpha)}{\eta_T}$$

$$P_M = \frac{690105,15 (1 + 0,2)}{0,92}$$

$$P_M = 900137,15 \text{ W} = 900,1 \text{ KW}$$

4.11. Pemilihan Pompa



Gambar 4.39. Pemilihan Pompa

Pemilihan pompa dilakukan dengan memplot nilai kapasitas dan Head efektif untuk fluida air yang telah diketahui terhadap grafik pompa seperti gambar dibawah atas dimana diperoleh pompa yang dipilih adalah pompa dengan seri 450WN dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Kapasitas : 3200-3850 m³/h
- Head : 40-67 m
- Efisiensi : 76-80%
- NPSH_R : < 4,5 m

4.12. Perancangan Impeller

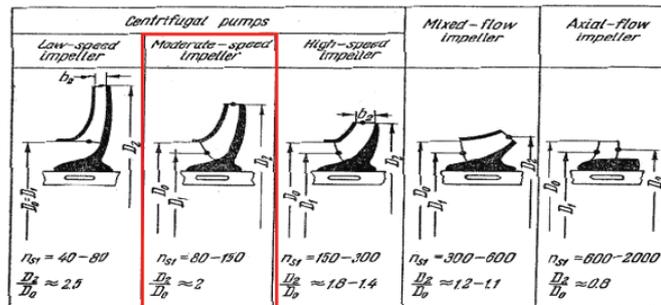
1. Putaran Spesifik

Selain untuk menentukan nilai efisiensi pompa, putaran spesifik juga digunakan untuk menentukan jenis impeller yang digunakan. Nilai putaran spesifik untuk pompa satu tingkat dapat diperoleh dengan rumus berikut, yakni:

$$n_{s1} = 3,65 \times n \times \frac{Q_A^{0,5}}{H_A^{0,75}}$$

$$n_{s1} = 3,65 \times 500 \times \frac{(3821,161/3600)^{0,5}}{(58,215)^{0,75}}$$

$$n_{s1} = 89,21 \text{ rpm}$$



Gambar 4.40. Bentuk Impeller (Khetagurov, 1954)

Berdasarkan gambar diatas maka diperoleh jenis *impeller* yang digunakan adalah *moderate-speed impeller*.

2. Diameter Poros Minimum

Diameter poros yang dirancang berdasarkan tegangan yang terjadi pada poros. Untuk perhitungan awal yang digunakan sebagai asumsi awal diameter poros, diasumsikan tegangan yang terjadi pada poros hanya diakibatkan oleh torsi dan besarnya momen bending sama dengan nol, sehingga besarnya diameter poros minimum dapat diperoleh dengan rumus 2.56 dimana nilai T adalah sebagai berikut:

$$T = \frac{63000 \times HP}{n}$$

$$T = \frac{63000 \times 900137,15 \times 0,00134}{500}$$

$$T = 116606,2 \text{ lb. in}$$

Dengan demikian nilai diameter poros minimum dengan material poros adalah *Carbon Steel* AISI 1040 sesuai dengan standar API 610 dengan nilai *tensile strength* sebesar 62000 psi adalah sebagai berikut

$$D_{SH} = \sqrt[3]{\frac{16 \times T \times N}{0,5 \times S_{yp}}}$$

$$D_{SH} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 116606,2 \times 3,75}{0,5 \times 62000}}$$

$$D_{SH} = 6,08 \times 0,0254$$

$$D_{SH} = 0,155 \text{ m}$$

Dengan diketahui nilai diameter poros minimum maka dapat dilakukan perhitungan diameter hub pompa adalah sebagai berikut

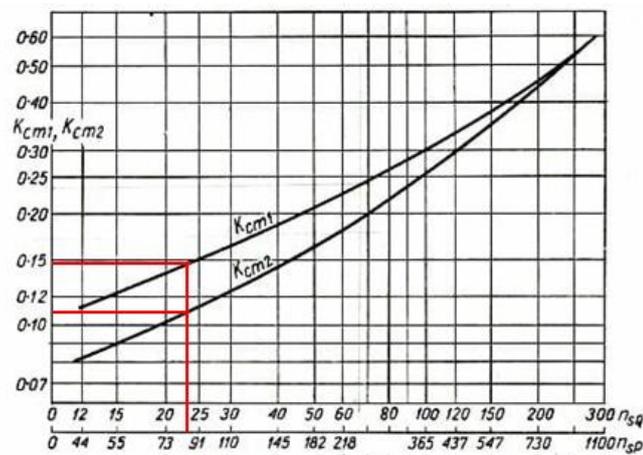
$$D_{HUB} = 1,6 \times D_{SH}$$

$$D_{HUB} = 1,6 \times 0,155$$

$$D_{HUB} = 0,247 \text{ m}$$

3. Komponen *Inlet Impeller*

Langkah pertama dalam merancang impeller adalah menghitung komponen kecepatan inlet impeller untuk menghitung luas daerah inlet yang dibutuhkan. Yang pertama adalah menghitung kecepatan meridian fluida C_{m1} yang dapat dicari menggunakan rumus 2.59 dimana K_{cm1} dan K_{cm2} merupakan fungsi dari specific speed yang besarnya didapat dari gambar di bawah yaitu untuk K_{cm1} sebesar 0,11 dan K_{cm2} sebesar 0,14. Sehingga besarnya kecepatan meridian fluida pada bagian inlet impeller adalah



Gambar 4.41. Nilai Koefisien Kecepatan Meridian *Fluida* (Lazarkiewicz, 1953)

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2 \times g \times H}$$

$$C_{m1} = 0,11 \sqrt{2 \times 9,81 \times 58,215}$$

$$C_{m1} = 4,73 \text{ m/s}$$

Setelah menghitung kecepatan meridian fluida, langkah selanjutnya adalah menghitung kecepatan fluida masuk impeller C_0 , yakni

$$C_0 = 0,9 \times C_{m1}$$

$$C_0 = 0,9 \times 4,73$$

$$C_0 = 4,26 \text{ m/s}$$

Kemudian menghitung besarnya kapasitas teoritis pompa dengan menggunakan rumus 2.4. Berdasarkan rumus tersebut maka dibutuhkan nilai efisiensi volumetris dimana dapat diperoleh pada Tabel 2.2 berdasarkan nilai *specific speed* yakni bernilai 0,94, sehingga diperoleh kapasitas teoritis sebesar

$$Q_t = \frac{Q_A}{\eta_v}$$

$$Q_t = \frac{1,06}{0,94}$$

$$Q_t = 1,13 \text{ m}^3/\text{s}$$

Setelah didapatkan besarnya kapasitas teoritis pompa maka dilanjutkan dengan perhitungan *eye impeller free area*, *hub area* dan *total area eye impeller*, yakni:

$$A_0 = \frac{Q_t}{C_0}$$

$$A_0 = \frac{1,13}{4,26}$$

$$A_0 = 0,265 \text{ m}^2$$

$$A_H = \frac{\pi \times D_H^2}{4}$$

$$A_H = \frac{\pi \times 0,247^2}{4}$$

$$A_H = 0,048 \text{ m}^2$$

$$A'_0 = A_0 + A_H$$

$$A'_0 = 0,0265 + 0,048$$

$$A'_0 = 0,313 \text{ m}^2$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times A'_0}{\pi}}$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times 0,313}{\pi}}$$

$$D_0 = 0,632 \text{ m}$$

Langkah selanjutnya dalam menghitung komponen inlet *impeller* adalah menghitung kecepatan keliling inlet sudu untuk menentukan diameter inlet sudu, sudut relatif sisi inlet, dan tebal sudu pada sisi inlet. Kecepatan keliling inlet sudu dapat dihitung dengan terlebih dahulu menghitung koefisien kecepatan keliling sisi inlet sebagai berikut

$$K_{u1} = 0,0244 \times n_s^{2/3}$$

$$K_{u1} = 0,0244 \times 89,21^{2/3}$$

$$K_{u1} = 0,488$$

$$U_1 = K_{u1} \sqrt{2 \times g \times H}$$

$$U_1 = 0,488 \sqrt{2 \times 9,81 \times 58,215}$$

$$U_1 = 16,518 \text{ m}^2/\text{s}$$

Setelah didapatkan kecepatan keliling inlet sudu, maka diameter inlet sudu dan sudut relatif sisi inlet dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut

$$D_1 = \frac{U_1 \times 60}{\pi \times n}$$

$$D_1 = \frac{16,518 \times 60}{\pi \times 500}$$

$$D_1 = 0,631 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &= \frac{C_{m1}}{U_1} \\ \tan \beta_1 &= \frac{4,73}{16,518} \\ \tan \beta_1 &= 0,286 \\ \beta_1 &= \tan^{-1} 0,286 \\ \beta_1 &= 15,983^\circ \end{aligned}$$

Kemudian menghitung faktor koreksi penyempitan untuk menghitung luas daerah inlet, dengan menggunakan rumus 2.70. Berdasarkan rumus tersebut maka dibutuhkan nilai t_1 dan S_{u1} yang dapat dihitung dengan rumus berikut dengan nilai jumlah sudu yang digunakan adalah 5 dan tebal sudu 0,05 m

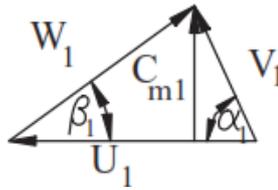
$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{\pi \times D_1}{z} \\ t_1 &= \frac{\pi \times 0,631}{5} \\ t_1 &= 0,396 \text{ m} \\ S_{u1} &= \frac{S}{\sin \beta_1} \\ S_{u1} &= \frac{0,05}{\sin 15,983^\circ} \\ S_{u1} &= 0,182 \text{ m} \end{aligned}$$

Dengan didapatkan nilai nilai t_1 dan S_{u1} maka besarnya faktor koreksi penyempitan dan luas daerah inlet adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{t_1}{t_1 - S_{u1}} \\ \varphi_1 &= \frac{0,396}{0,396 - 0,182} \\ \varphi_1 &= 1,845 \\ A_1 &= \frac{\varphi_1 \times Q_t}{C_{m1}} \\ A_1 &= \frac{1,845 \times 1,129}{4,73} \\ A_1 &= 0,44 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Dengan demikian dapat diperoleh lebar pada sisi inlet dengan rumus sebagai berikut, yakni:

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{A_1}{\pi \times D_1} \\ b_1 &= \frac{0,44}{\pi \times 0,631} \\ b_1 &= 0,222 \text{ m} \end{aligned}$$



Gambar 4.42. Segitiga Kecepatan Pada Inlet (Abulnaga, 2002)

Berdasarkan gambar diatas maka didapat nilai kecepatan relatif sisi inlet adalah:

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

$$W_1 = \frac{4,73}{\sin 15,983^\circ}$$

$$W_1 = 17,182 \text{ m/s}$$

4. Komponen *Outlet Impeller*

Perhitungan komponen outlet impeller diawali dengan perhitungan kecepatan meridian impeller pada sisi outlet dengan rumus sebagai berikut:

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2 \times g \times H}$$

$$C_{m2} = 0,11 \sqrt{2 \times 9,81 \times 58,215}$$

$$C_{m2} = 3,71 \text{ m/s}$$

Kemudian menentukan sudut relatif outlet sudu yang akan digunakan. Dengan didasarkan pada hasil penelitian yang telah dilakukan oleh Li (2009) maka ditentukan sudut relatif outlet sudu yang digunakan adalah 25° .

Langkah selanjutnya adalah menghitung faktor koreksi Pfleiderer dengan menggunakan rumus 2.77. Berdasarkan rumus tersebut maka dibutuhkan nilai faktor koreksi bentuk impeller (ψ) yang mana dengan asumsi diameter outlet impeller sebesar 1,262 m sehingga dapat diperoleh dari rumus 2.78 sebagai berikut

$$\psi = (0,55 - 0,58) + 0,6 \sin \beta_2$$

$$\psi = (0,55 - 0,58) + 0,6 \sin 25^\circ$$

$$\psi = 0,80 - 0,93$$

Dengan dipilih nilai minimum dari ψ maka nilai faktor koreksi Pfleiderer adalah

$$C_p = 2 \times \frac{\psi}{Z} \times \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2}$$

$$C_p = 2 \times \frac{0,08}{5} \times \frac{1}{1 - (0,5)^2}$$

$$C_p = 0,428$$

Dilanjutkan dengan menghitung kecepatan keliling sisi outlet dengan rumus 2.76. Berdasarkan rumus tersebut maka dibutuhkan nilai efisiensi hidrolis dimana dapat diperoleh pada Tabel 2.1 berdasarkan nilai *specific speed* yakni bernilai 0,87, sehingga diperoleh kecepatan keliling sisi outlet dan diameter outlet impeller sebesar

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + \left(g \frac{H}{\eta_h} (1 + C_p)\right)}$$

$$U_2 = \frac{3,71}{2 \tan 25^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,71}{2 \tan 25^\circ}\right)^2 + \left(9,81 \frac{58,215}{0,87} (1 + 0,428)\right)}$$

$$U_2 = 32,826 \text{ m/s}$$

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

$$D_2 = \frac{32,826 \times 60}{\pi \times 500}$$

$$D_2 = 1,254 \text{ m}$$

Setelah didapatkan diameter outlet impeller maka dilakukan pengecekan terhadap nilai asumsi diameter outlet impeller

$$\text{Perbandingan Perhitungan} = \left| \frac{D_{Aakhir} - D_{Asumsi}}{D_{Asumsi}} \times 100\% \right|$$

$$\text{Perbandingan Perhitungan} = \left| \frac{1,254 - 1,262}{1,262} \times 100\% \right|$$

$$\text{Perbandingan Perhitungan} = 0,63\%$$

Berdasarkan nilai perbandingan perhitungan yang diperoleh yakni 0,63% maka dapat disimpulkan bahwa hasil perhitungan tersebut masih berada pada batas yang diijinkan dimana $< 2\%$.

Kemudian dilanjutkan dengan menghitung faktor koreksi penyempitan, luas daerah outlet, dan lebar pada sisi outlet sebagai berikut:

$$t_2 = \frac{\pi \times D_2}{z}$$

$$t_2 = \frac{\pi \times 1,254}{5}$$

$$t_2 = 0,788 \text{ m}$$

$$S_{U2} = \frac{S}{\sin \beta_2}$$

$$S_{U2} = \frac{0,05}{\sin 25^\circ}$$

$$S_{U2} = 0,118 \text{ m}$$

Dengan didapatkan nilai nilai t_1 dan S_{u1} maka besarnya faktor koreksi penyempitan dan luas daerah inlet adalah sebagai berikut:

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - S_{u2}}$$

$$\varphi_2 = \frac{0,788}{0,788 - 0,118}$$

$$\varphi_2 = 1,176$$

$$A_2 = \frac{\varphi_2 \times Q_t}{C_{m2}}$$

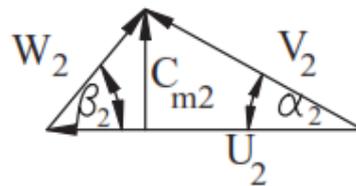
$$A_2 = \frac{1,176 \times 1,129}{3,71}$$

$$A_2 = 0,357 \text{ m}^2$$

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi \times D_2}$$

$$b_2 = \frac{0,357}{\pi \times 1,254}$$

$$b_2 = 0,091 \text{ m}$$



Gambar 4.43. Segitiga Kecepatan Pada Discharge (Abulnaga, 2002)

Berdasarkan diagram segitiga kecepatan yang terjadi pada sisi outlet diatas maka dapat disimpulkan nilai kecepatan relatif sisi outlet adalah sebagai berikut:

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

$$W_2 = \frac{3,71}{\sin 25^\circ}$$

$$W_2 = 8,796 \text{ m/s}$$

5. Perancangan Sudu

Setelah didapatkan geometri impeller berupa diameter, tebal inlet dan outlet, serta sudut relatif, langkah selanjutnya adalah merancang kelengkungan sudu. Terdapat 3 metode yang dapat digunakan untuk merancang kelengkungan sudu, yaitu circular arc method, point by point method dan conformal representation method.

Dalam perancangan impeller ini, metode yang digunakan adalah point by point method dimana dilakukan perhitungan terhadap beberapa variable meliputi kecepatan meridian, kecepatan relatif, sudut beta pada tiap titik pada sudu. Dalam hal ini sudu dibagi menjadi 10 titik dimana untuk perhitungan kecepatan meridian dan kecepatan relatif pada titik 2-8 dilakukan dengan cara interpolasi sedangkan untuk variable lain dihitung berdasarkan hasil interpolasi yang didapatkan. Hasil perhitungan dengan menggunakan point by point method dapat dilihat pada lampiran.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab berikut ini memaparkan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan perancangan instalasi pompa *slurry* pada proyek Kapal Cutter Suction Dredger PB21A PT. Banter Prima Sentosa

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Fluida *slurry* memiliki karakteristik, yakni: Densitas (ρ) sebesar 1269 kg/m³, *specific gravity* (SG) sebesar 1,269, viskositas dinamis (μ) sebesar 0,0016252 kg/ms, dan nilai koreksi performansi sebesar 92 %
2. Head efektif instalasi (H_{eff}) untuk fluida air dari perhitungan analitis didapat 58,215 m dan dari perhitungan numerik menggunakan pipe flow expert didapat 58,216 m dengan tingkat kesalahannya 0,0023 % yang berada pada batas yang diijinkan <2%.
3. Berdasarkan nilai Head efektif instalasi (H_{eff}) sebesar 58,215 m dan kapasitas 3821 m³/jam untuk fluida air maka pompa *slurry* yang dipilih adalah pompa Shijiazhuang Nainater Slurry Pump Co.an, Ltd 450 WN dengan kapasitas 3200-3850 m³/jam, Head 40-67, Kecepatan 350-500 rpm, efisiensi 76-80%, $NPSH_R < 4,5$ m, dan inlet/outlet diameter 600/450 mm.
4. Rancangan impeller yang sesuai dengan standar API 610, yakni impeller dengan tipe *moderate specific speed impeller*, diameter inlet sudu 0,631 m, diameter outlet sudu 1,263 m, sudut kelengkungan sudu inlet 15,98°, sudut kelengkungan sudu outlet 25°, dan jumlah sudu 5.

5.2. Saran

Beberapa saran yang dapat saya sampaikan setelah menyelesaikan perencanaan pompa *slurry*:

1. Dalam pemilihan pipa, jika tidak ditemukan diameter yang sesuai dengan perhitungan maka sebaiknya dipilih diameter dibawahnya agar kecepatan aliran dalam pipa tidak mengecil dimana dapat menyebabkan terjadinya penyumbatan pada pipa.
2. Perlu pendokumentasian segala acuan yang digunakan dalam proses perencanaan.

DAFTAR PUSTAKA

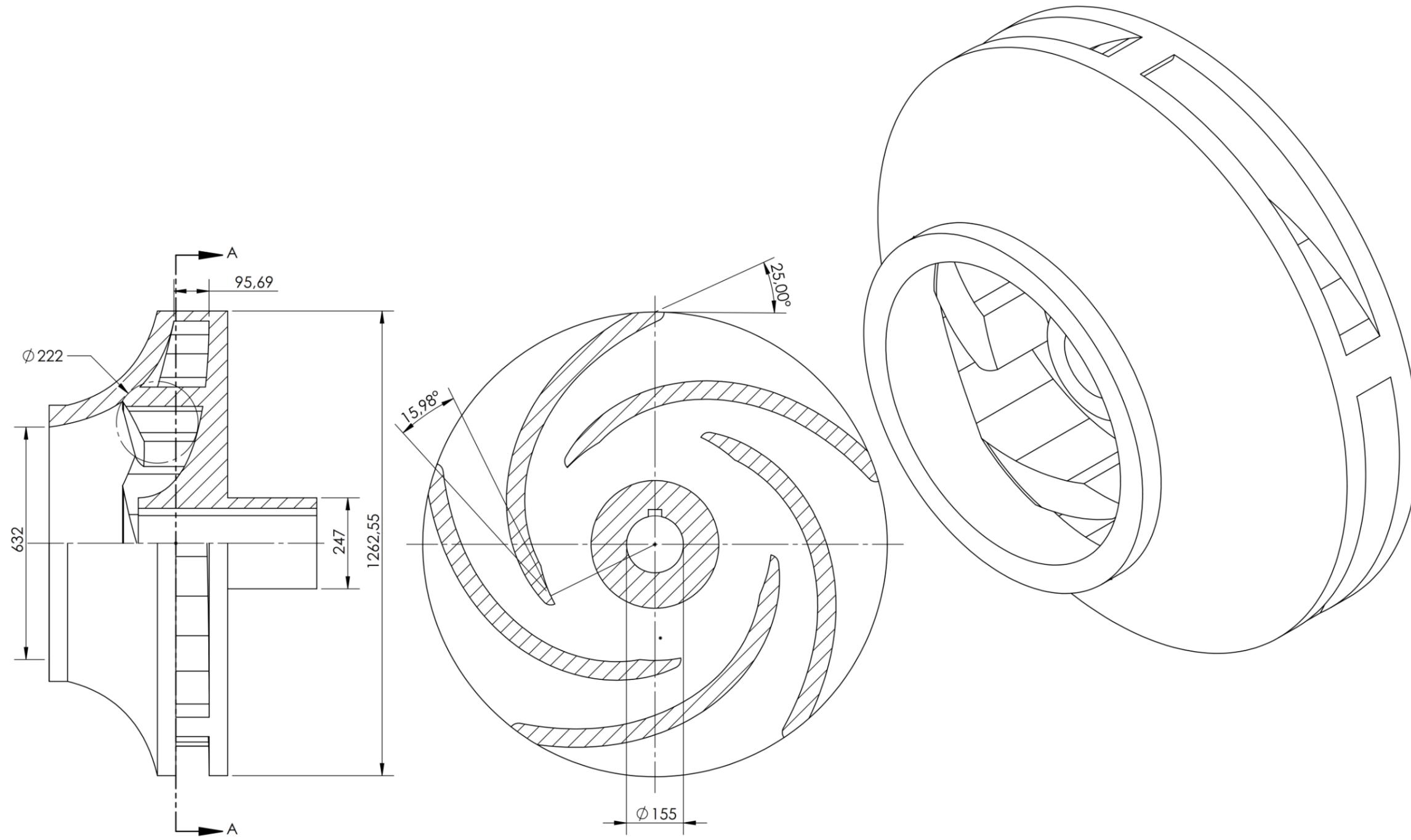
- Setyadi, Adam Dwi. 2017. Pemetaan Batimetri Untuk Analisa Penambahan Kedalaman Kolam Pelabuhan Studi Kasus Terminal Berlian Pelabuhan Tanjung Perak, Surabaya. Universitas Brawijaya.
- Mahendra, J. 2014. Cutter Suction Dredger Dan Jenis Material (Pada Pekerjaan Capital Dredging Pembangunan Pelabuhan Teluk Lamongan). Konstruksia.
- Syamsuar, Mujahid M. 2016. Perencanaan Pengerukan Alur Zona A, B, C, D Dalam Lingkungan Tersus Pt. Badak Ngl, Bontang. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Aji, Setya Mahendra Bayu. 2016. Perancangan Pompa Sentrifugal Dengan Fluida Kerja Crude Oil Pada Central Processing Platform 2 Pt. Pertamina Hulu Energi West Madura Offshore. Undergraduate Thesis. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Al Asror, Mehmed Khozin. 2013. Perancangan Centrifugal Slurry Booster Pump Dengan Kapasitas 3000 Liter Per Menit. Undergraduate Thesis. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Macdonald, Eoin H. 2007. Handbook Of Gold Exploration And Evaluation. Woodhead Publishing.
- Abulnaga, Baha E. 2002. Slurry Systems Handbook. Mcgraw- Hill
- Hick, Tyler G. 2008. Pump Operational And Maintenance. New Delhi.
- Karrasik, Igor J. 2001. Pump Handbook 3th Edition. Mcgraw-Hill.
- Khetagurov, M. 1954. Marine Auxiliary Machinery And Systems. Moscow: Peace Publishers.
- Lazarkiewicz, S., & Troskolanski, A. T. 1953. Impeller Pumps. London: Pergamon Press.
- Fox And Mcdonald's. 2011. Introduction To Fluid Mechanics.
- Sularso; Tahara, H. 2006. Pompa Dan Kompresor.
- Hidraulic Institute. 2011. ANSI/HI 12.1-12.6 Rotodynamic Centrifugal Slurry Pumps For Nomenclature, Definitions, Applications, And Operation.
- Victor L. S. Streeter, E. Benjamin Wylie. 1988. Mekanika Fluida. Jakarta: Erlangga.
- Flygt. 2013. Slurry Handbook Guidelines For Slurry Pumping. Xylem Inc.
- Hick, Tyler G. 1971. Pump Application Engineering. Harahap, Z. (Penerjemah). 1996. Jakarta: Erlanga
- Talley L.D.; Pickard G.L.; Emery W.J.; Swift J.H.; 2011. Descriptive Physical Oceanography: An Introduction (Sixth Edition). Boston : Elsevier.

LAMPIRAN

LAMPIRAN 1: Tabel Perancangan Sudu dengan Metode Point by Point

Point	R	Δr	c_m	w	$\sin \beta = \frac{c_m}{w}$	β	$r \tan \beta$	$1 / (r \tan \beta)$	$\Delta a = \Delta r^* (d_n + d_{n+1}) / 2$	$\Sigma \Delta a$
1 (r_1)	0,3156	-	4,7314	17,1826	0,2754	15,98	0,0904	11,0654	0,0000	0,0000
2	0,3503	0,0346	4,6188	16,2508	0,2842	16,50	0,1038	9,6355	0,3130	0,3130
3	0,3849	0,0346	4,5061	15,3191	0,2942	17,10	0,1184	8,4467	0,2750	0,5880
4	0,4195	0,0346	4,3935	14,3873	0,3054	17,77	0,1344	7,4380	0,2424	0,8305
5	0,4541	0,0346	4,2808	13,4555	0,3181	18,54	0,1523	6,5668	0,2141	1,0446
6	0,4888	0,0346	4,1682	12,5237	0,3328	19,42	0,1723	5,8024	0,1891	1,2337
7	0,5234	0,0346	4,0555	11,5919	0,3499	20,46	0,1952	5,1221	0,1667	1,4004
8	0,5580	0,0346	3,9429	10,6601	0,3699	21,68	0,2218	4,5083	0,1464	1,5468
9	0,5926	0,0346	3,8302	9,7283	0,3937	23,15	0,2533	3,9473	0,1277	1,6745
10 (r_2)	0,6272	0,0346	3,7176	8,7965	0,4226	25	0,2917	3,4281	0,0593	1,7338

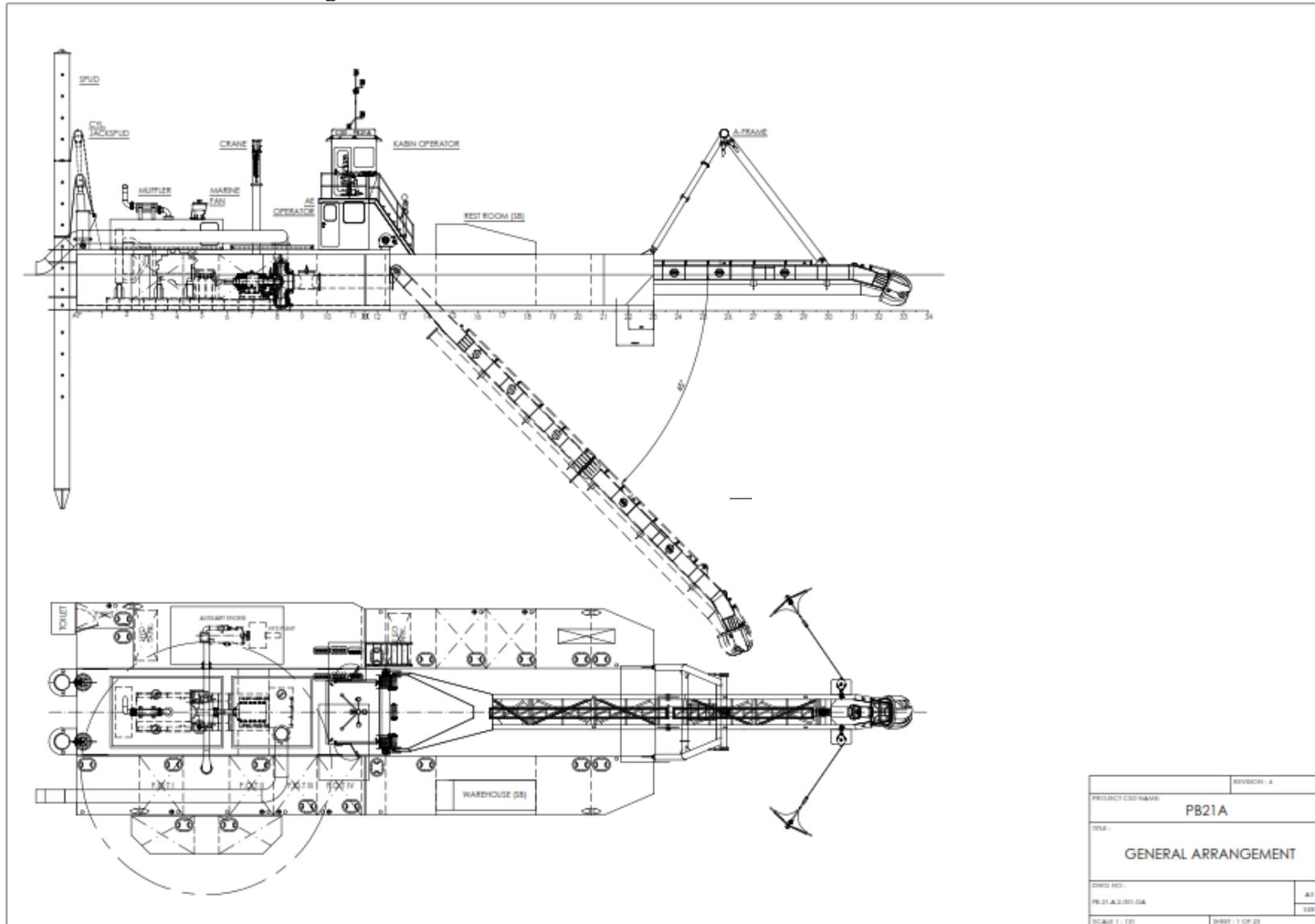
LAMPIRAN 2: Perancangan Impeller



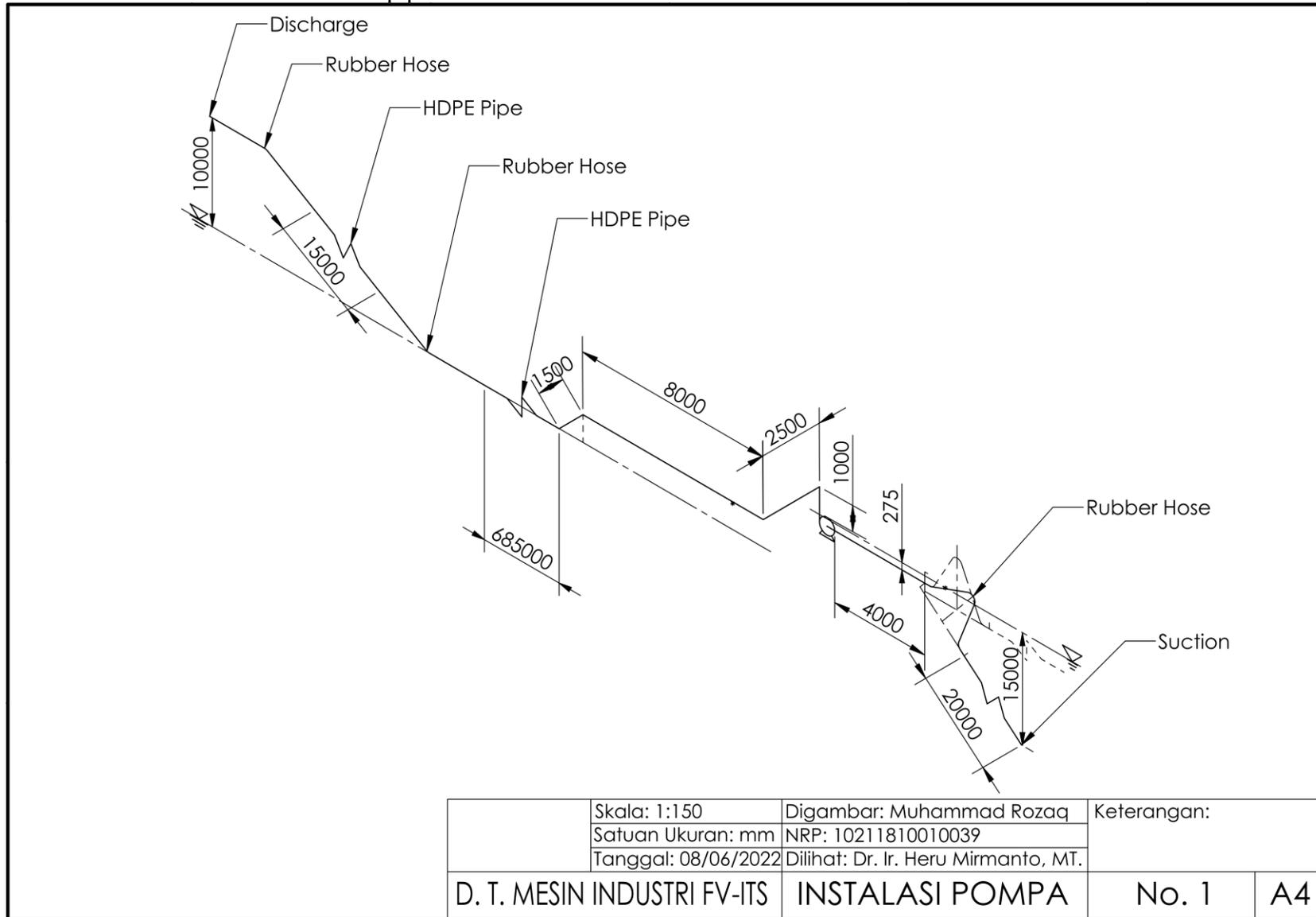
SECTION A-A
SCALE 1 : 10

Skala : 1 : 7	Digambar : Muhamamd Rozaq	Keterangan	
Satuan : mm	NRP : 10211810010039		
Tanggal : 08/06/22	Dilihat : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT		
D. T. MESIN INDUSTRI FV ITS	RANCANGAN IMPELLER	No. 2	A3

LAMPIRAN 3 : General Arrangement



LAMPIRAN 4: Isometri Instalasi Perpipaan



LAMPIRAN 5: Koefisien *Minor Losses*

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: Default Pipe, Steel, 100 mm ,ID=102,260 mm (Pipe Id: 0)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty	Position

Total K = 0,00

Save Clear Cancel

Fittings: Pipe Size 450 mm 18" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	450 mm	18"	Standard Bend	0,3600
	LB	450 mm	18"	Long Bend	0,1900
	PB	450 mm	18"	Pipe Bend	0,1700
	PRad	450 mm	18"	Bend 20,22 deg.	0,0400
	PRad	450 mm	18"	Bend 30 deg.	0,0700
	PRad	450 mm	18"	Bend 65,71 deg.	0,2000
	PRad	450 mm	18"	Bend 71,31 deg.	0,2000
	E45	450 mm	18"	Elbow 45 deg.	0,1900
	RB	450 mm	18"	Return Bend	0,6000
	MB45	450 mm	18"	Mitre Bend 45 deg.	0,1800
	MB90	450 mm	18"	Mitre Bend 90 deg.	0,7200
	Gate	450 mm	18"	Gate Valve	0,1000
	Globe	450 mm	18"	Globe Valve	4,1000
	Angle	450 mm	18"	Globe Valve Angled	1,8000
	Plug	450 mm	18"	Plug Valve Straightway	0,2200
	Bfly	450 mm	18"	Butterfly Valve	0,3000
	BallFB	450 mm	18"	Ball Valve Full Bore	0,0400
	LiftCh	450 mm	18"	Lift Check Valve	7,2000
	AngleCh	450 mm	18"	Lift Check Valve Angled	0,6600
	SwCh	450 mm	18"	Swing Check Valve	1,2000
	TiltCh	450 mm	18"	Tilting Disk Check	0,7200
	ChWaf	450 mm	18"	Wafer Check Valve	1,2000
	Foot	450 mm	18"	Foot Valve with Strainer	5,5000
	Hinged	450 mm	18"	Hinged Foot Valve with Strainer	0,9000
	St	450 mm	18"	Strainer	1,0000
	TT	450 mm	18"	Through Tee	0,2800
	BT	450 mm	18"	Branch Tee	0,7200
	ExitCon	450 mm	18"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	450 mm	18"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	450 mm	18"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	450 mm	18"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	SuEn	450 mm	18"	Sudden enlargement	0,0400

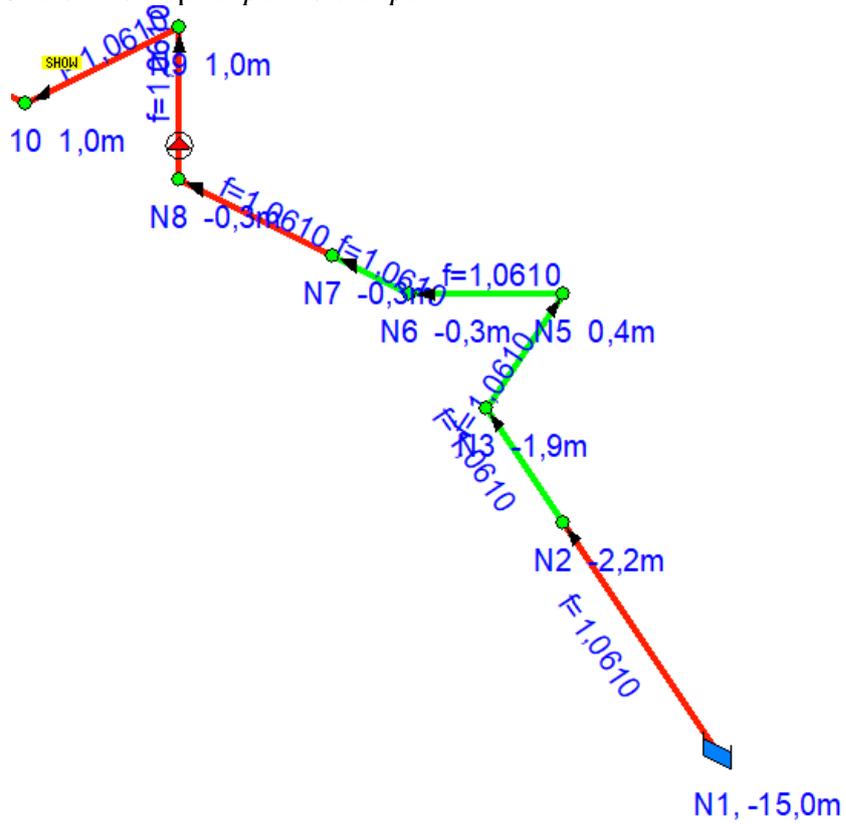
Double click on a fitting to add it to the pipe.

Calculate K value for

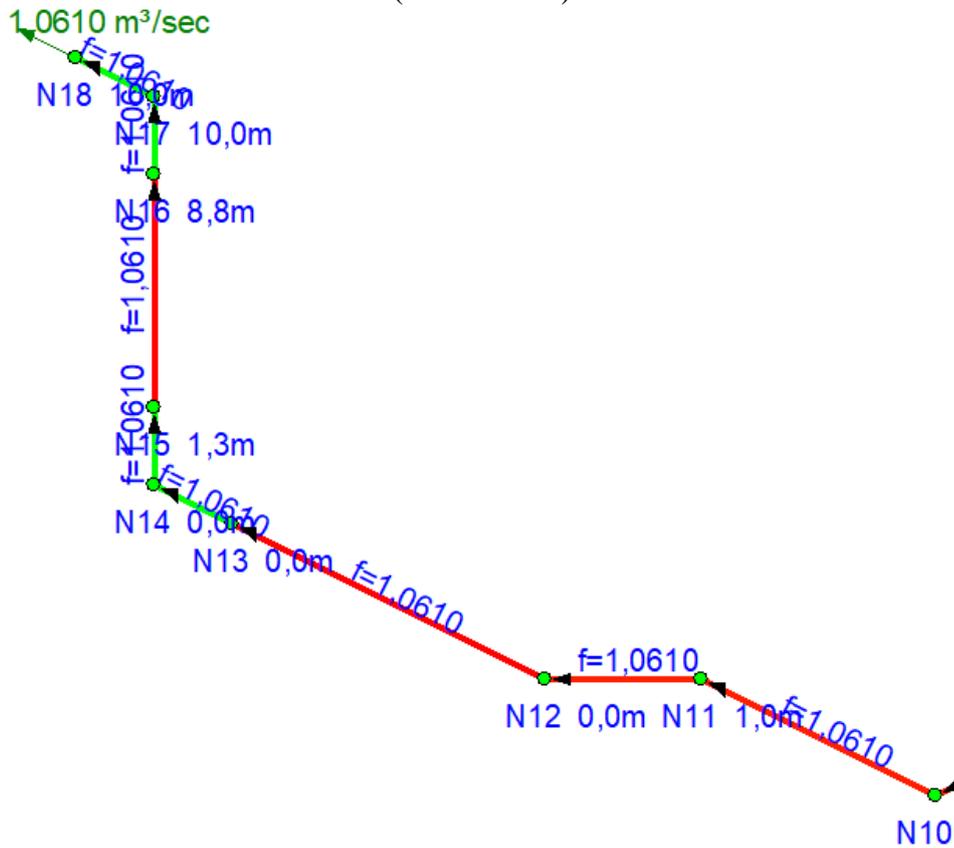
- Entrance Rounded
- Gradual Enlargement
- Gradual Contraction
- Sudden Enlargement
- Sudden Contraction
- Long Pipe Bend

Create New Fitting Remove Fitting

LAMPIRAN 6: Instalasi Pipa *Pipe Flow Expert*



(Node 1 – 10)



(Node 10 – 18)

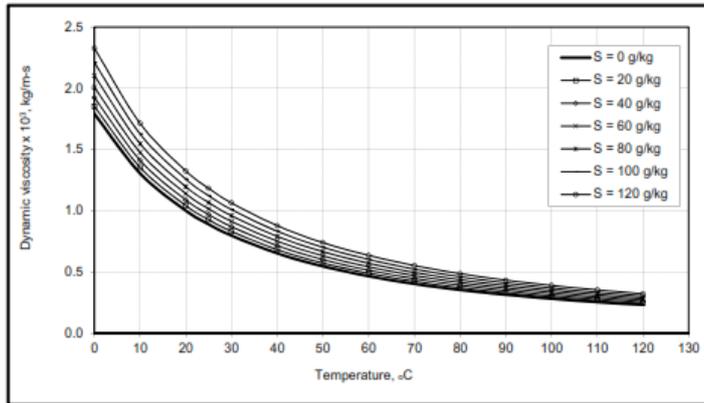
LAMPIRAN 7: Nilai Viskositas Dinamik Air Laut Pada Tekanan 1 atm

Dynamic viscosity of seawater x 10³, kg/m s

P = P0 / 1 atm for t ≤ 100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

2

Temp, °C	Salinity, g/kg													
	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	1.791	1.820	1.852	1.887	1.906	1.925	1.965	2.008	2.055	2.104	2.156	2.210	2.268	2.328
10	1.306	1.330	1.355	1.382	1.397	1.412	1.443	1.476	1.511	1.548	1.586	1.627	1.669	1.714
20	1.002	1.021	1.043	1.065	1.077	1.089	1.114	1.140	1.168	1.197	1.227	1.259	1.292	1.326
25	0.890	0.908	0.928	0.948	0.959	0.970	0.993	1.016	1.041	1.068	1.095	1.123	1.153	1.184
30	0.797	0.814	0.832	0.851	0.861	0.871	0.891	0.913	0.936	0.960	0.984	1.010	1.037	1.064
40	0.653	0.667	0.683	0.699	0.707	0.716	0.734	0.752	0.771	0.791	0.812	0.833	0.855	0.878
50	0.547	0.560	0.573	0.587	0.594	0.602	0.617	0.633	0.649	0.666	0.684	0.702	0.721	0.740
60	0.466	0.478	0.490	0.502	0.508	0.515	0.528	0.542	0.556	0.571	0.586	0.602	0.618	0.635
70	0.404	0.414	0.425	0.436	0.441	0.447	0.459	0.471	0.484	0.497	0.510	0.524	0.538	0.553
80	0.354	0.364	0.373	0.383	0.388	0.393	0.404	0.415	0.426	0.437	0.449	0.462	0.474	0.487
90	0.315	0.323	0.331	0.340	0.345	0.349	0.359	0.369	0.379	0.389	0.400	0.411	0.422	0.434
100	0.282	0.289	0.297	0.305	0.309	0.313	0.322	0.331	0.340	0.350	0.359	0.369	0.380	0.390
110	0.255	0.262	0.269	0.276	0.280	0.283	0.291	0.299	0.308	0.316	0.325	0.334	0.344	0.354
120	0.232	0.238	0.245	0.251	0.255	0.258	0.265	0.273	0.280	0.288	0.297	0.305	0.314	0.323



Accuracy ±1.5%

NB: The values in the table are dynamic viscosity x 10³ in units of kg/m-s. For example, a value of 1.791 corresponds to dynamic viscosity of 0.001791 kg/m-s.

References for Citation

1. Mostafa H. Sharqawy, John H. Lienhard V, and Syed M. Zubair, "Thermophysical properties of seawater: A review of existing correlations and data," *Desalination and Water Treatment*, Vol. 16, pp.354-380, April 2010.
2. K.G. Nayar, M.H. Sharqawy, L.D. Banchik, and J.H. Lienhard V, "Thermophysical properties of seawater: A review and new correlations that include pressure dependence," *Desalination*, Vol. 390, pp.1-24, 2016. doi:10.1016/j.desal.2016.02.024

LAMPIRAN 8: *Properties of Saturated Water*

TABLE A-4

Saturated water—Temperature table

Temp., <i>T</i> °C	Sat. press., <i>P</i> _{sat} kPa	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg · K		
		Sat. liquid, <i>v</i> _f	Sat. vapor, <i>v</i> _g	Sat. liquid, <i>u</i> _f	Evap., <i>u</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>u</i> _g	Sat. liquid, <i>h</i> _f	Evap., <i>h</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>h</i> _g	Sat. liquid, <i>s</i> _f	Evap., <i>s</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>s</i> _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292

LAMPIRAN 9: Brosur Pipa



Pipe Schedules (according to ASME/ANSI B36.10M)

Nominal pipe size (npi) inch	100 mm	20	30	STD	40	60	XS	80	100	120	140	160	XXS	Shipping unit (CBM)
18	21.3			2.77	2.77		3.71	3.73				4.76	7.47	0.0004
20	26.7			2.87	2.87		3.87	3.91				5.56	7.82	0.0007
24	33.4			3.38	3.38		4.35	4.55				6.35	9.08	0.0011
32	42.2			3.56	3.56		4.82	4.85				6.35	9.30	0.0017
40	48.3			3.68	3.68		5.08	5.08				7.14	10.75	0.0025
50	60.3			3.91	3.91		5.54	5.54				8.74	11.07	0.0038
65	73.0			5.16	5.16		7.01	7.01				9.53	14.02	0.0053
80	88.9			5.49	5.49		7.62	7.62				11.13	15.24	0.0078
90	101.6			5.74	5.74		8.08	8.08				-	-	0.0103
100	114.3			6.02	6.02		8.58	8.58		11.13		13.48	17.12	0.0130
125	141.3			6.55	6.55		9.52	9.52		12.70		15.88	19.05	0.0189
150	168.3			7.11	7.11		10.97	10.97		14.27		18.26	21.35	0.028
200	219.1	8.95	7.04	8.18	8.18	10.31	12.70	12.70	15.08	18.26	20.62	23.01	27.23	0.048
250	273.1	8.95	7.80	9.27	9.27	12.30	15.08	15.08	18.26	21.44	25.40	28.58	35.40	0.074
300	323.9	8.95	8.38	9.53	9.53	14.27	17.48	17.48	21.44	25.40	28.58	33.32	35.40	0.104
350	354.8	7.92	9.52	9.53	11.15	15.09	19.05	19.05	23.82	27.79	31.75	35.71	-	0.128
400	406.4	7.92	9.52	9.53	12.70	16.88	21.44	21.44	26.19	30.38	36.33	40.49	-	0.183
450	457.2	7.92	11.13	9.53	14.27	19.05	23.82	23.82	29.38	34.93	39.67	45.24	-	0.209
500	508.0	9.53	12.70	9.53	15.09	20.82	25.70	25.70	32.54	38.10	44.45	50.01	-	0.258

With the development of dredging industry, capital dredging including creating a new harbor or waterway or to deepen existing facilities for larger ships access is extensively done all around the world. As an essential component of dredging, **suction dredging hose** plays a very important role with cutter suction dredge or large trailing suction hopper dredge.

To guarantee the quality, ordinary galvanized wire has never been used for it can't withstand high dynamic loads. Our reliable suction hose employs heavy spring steel to absorb impact loads caused by water waves. Large bore suction hose are equipped with rigid steel rings for flexible bending.

Technical specifications:

- **Inner tube:** black EPDM/SBR synthetic rubber.
- **Outer layer:** black EPDM/SBR synthetic rubber.
- **Reinforcement:** multi-layer of high tensile-strength fiber, spiral steel wire reinforced.
- **Working temperature:** -30 °C to 82 °C (-22 °F to 179.6 °F).
- **Safety factor:** 3:1.



Item	ID		OD		Working Pressur		Bursting Pressure		Vacuum Pressure		Max. Length	
	mm	Inch	mm	Inch	MPa	bar	MPa	bar	kPa	bar	ft.	meter
SDH-6	152	6	182	7-1/4	1.2	12	2.4	24	80	0.8	65.6	20
SDH-8	203	8	233	9-1/5	1.2	12	2.4	24	80	0.8	65.6	20
SDH-10	254	10	284	11-1/5	1	10	2	20	80	0.8	32.8	10
SDH-12	304	12	340	13-2/5	1	10	2	20	80	0.8	135906.8	19.68-32.8
SDH-14	350	14	390	15-2/5	1	10	2	20	80	0.8	135906.8	19.68-32.8
SDH-18	450	18	486	19-1/5	0.7	7	1.5	15	80	0.8	135906.8	19.68-32.8
SDH-22	550	22	590	23-3/5	0.7	7	1.5	15	80	0.8	135906.8	19.68-32.8
SDH-24	600	24	640	25-3/5	0.7	7	1.5	15	80	0.8	135906.8	19.68-32.8
SDH-28	700	28	750	29-3/5	0.7	7	1.5	15	80	0.8	135906.8	19.68-32.8
SDH-32	800	32	850	33-1/2	0.5	5	1	10	80	0.8	135906.8	19.68-32.8
SDH-40	1000	40	1050	41-1/2	0.5	5	1	10	80	0.8	19.68	19.68
SDH-48	1200	48	1250	49-1/5	0.5	5	1	10	80	0.8	19.68	19.68
SDH-52	1300	52	1350	53-1/5	0.5	5	1	10	80	0.8	19.68	19.68



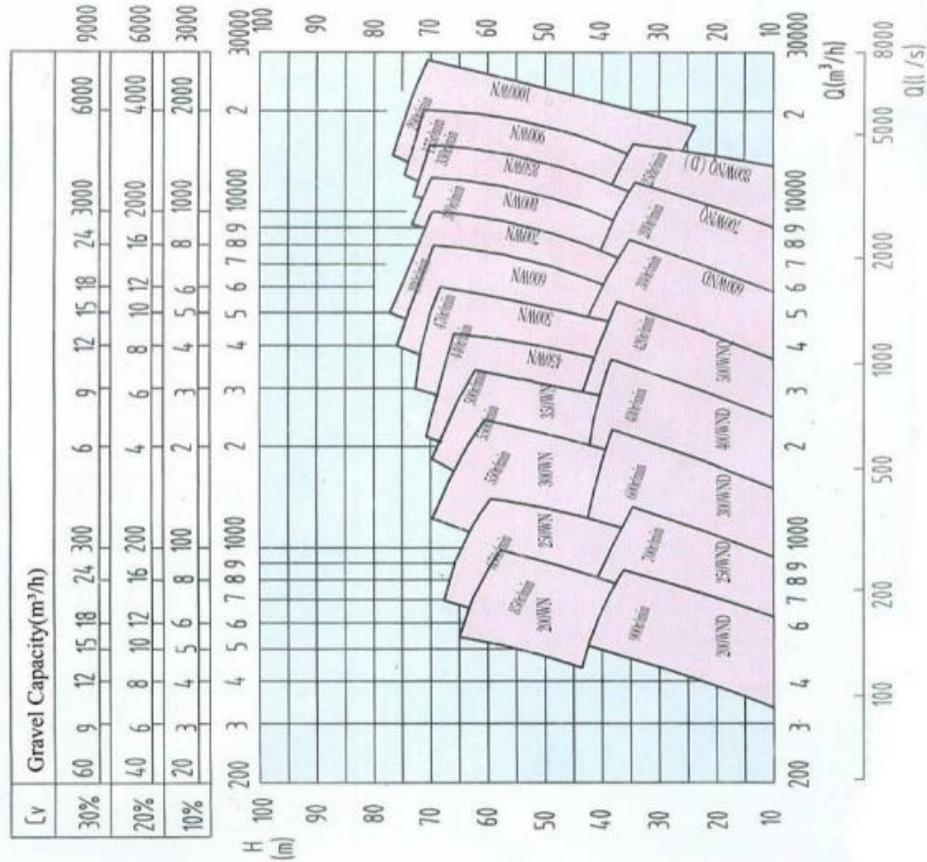
division of
EMCO

MUNICIPAL & INDUSTRIAL SERIES/IPS PIPE DATA

PRESSURE RATING 3408	DR17 100 PSI				DR21 80 PSI			DR26 65 PSI			DR32.5 50 PSI				
	DR17 125 PSI				DR 21 100 PSI			DR26 80 PSI			DR 32.5 63 PSI				
PRESSURE RATING 4710	Nominal OD (in)	Minimum Wall (in)	Average ID (in)	Weight (lbs/ft)	Minimum Wall (in)	Average ID (in)	Weight (lbs/ft)	Minimum Wall (in)	Average ID (in)	Weight (lbs/ft)	Minimum Wall (in)	Average ID (in)	Weight (lbs/ft)		
	3/4"	1.050												3/4"	
	1"	1.315												1"	
	1 1/4"	1.660												1 1/4"	
	1 1/2"	1.900												1 1/2"	
	2"	2.375	0.140	2.078	0.43									2"	
	3"	3.500	0.206	3.063	0.93									3"	
	4"	4.500	0.265	3.938	1.54	0.214	4.046	1.26						4"	
	5 3/8"	5.375	0.316	4.705	2.20	0.256	4.832	1.80	0.207	4.936	1.47			5 3/8"	
	5"	5.563	0.327	4.870	2.33	0.265	5.001	1.93	0.214	5.109	1.57			5"	
	6"	6.625	0.390	5.798	3.34	0.315	5.957	2.73	0.255	6.084	2.23	0.204	6.193	1.80	6"
	7 1/8"	7.125	0.419	6.237	3.86	0.339	6.406	3.16	0.274	6.544	2.58	0.219	6.661	2.08	7 1/8"
	8"	8.625	0.507	7.550	5.65	0.411	7.754	4.64	0.332	7.921	3.79	0.265	8.063	3.05	8"
	10"	10.750	0.632	9.416	8.78	0.512	9.665	7.21	0.413	9.874	5.87	0.331	10.048	4.75	10"
	12"	12.750	0.750	11.160	12.36	0.607	11.463	10.13	0.490	11.711	8.26	0.392	11.919	6.67	12"
	13 3/8"	13.375	0.787	11.707	13.61	0.637	12.025	11.15	0.514	12.285	9.09	0.412	12.502	7.35	13 3/8"
	14"	14.000	0.824	12.253	14.91	0.667	12.586	12.22	0.538	12.859	9.96	0.431	13.086	8.05	14"
	16"	16.000	0.941	14.005	19.46	0.762	14.385	15.96	0.615	14.696	13.01	0.492	14.957	10.50	16"
	18"	18.000	1.039	15.755	24.64	0.857	16.183	20.19	0.692	16.533	16.47	0.554	16.826	13.30	18"
	20"	20.000	1.176	17.507	30.41	0.952	17.982	24.93	0.769	18.370	20.34	0.615	18.696	16.41	20"
	22"	22.000	1.294	19.257	36.80	1.048	19.778	30.18	0.846	20.206	24.61	0.677	20.565	19.86	22"
	24"	24.000	1.412	21.007	43.81	1.143	21.577	35.91	0.923	22.043	29.30	0.738	22.435	23.62	24"
	26"	26.000	1.529	22.759	51.39	1.238	23.375	42.14	1.000	23.880	34.39	0.800	24.304	27.74	26"
	28"	28.000	1.647	24.508	59.62	1.333	25.174	48.86	1.077	25.717	39.88	0.862	26.173	32.19	28"
	30"	30.000	1.765	26.258	68.45	1.429	26.971	56.12	1.154	27.554	45.78	0.923	28.043	36.93	30"
	32"	32.000	1.882	28.010	77.86	1.524	28.769	63.84	1.231	29.390	52.10	0.985	29.912	42.04	32"
	34"	34.000	2.000	29.760	87.91	1.619	30.568	72.06	1.308	31.227	58.81	1.046	31.782	47.43	34"
	36"	36.000	2.118	31.510	98.57	1.714	32.366	80.78	1.385	33.064	65.94	1.108	33.651	53.20	36"
	42"	42.000	2.471	36.761	134.16	2.000	37.760	109.97	1.615	38.576	89.710	1.292	39.261	72.37	42"
	48"	48.000	2.824	42.013	173.23	2.286	43.154	143.65	1.846	44.086	117.180	1.477	44.869	94.56	48"
	54"	54.000				2.571	48.549	181.75	2.077	49.597	148.330	1.662	50.477	119.70	54"
	63"	63.000				3.000	56.640	247.42	2.423	57.863	201.880	1.938	58.891	162.84	63"
	65"	65.000				3.095	58.810	263.38	2.500	60.000	214.910	2.000	61.000	173.39	65"

LAMPIRAN 10: Brosur Pompa

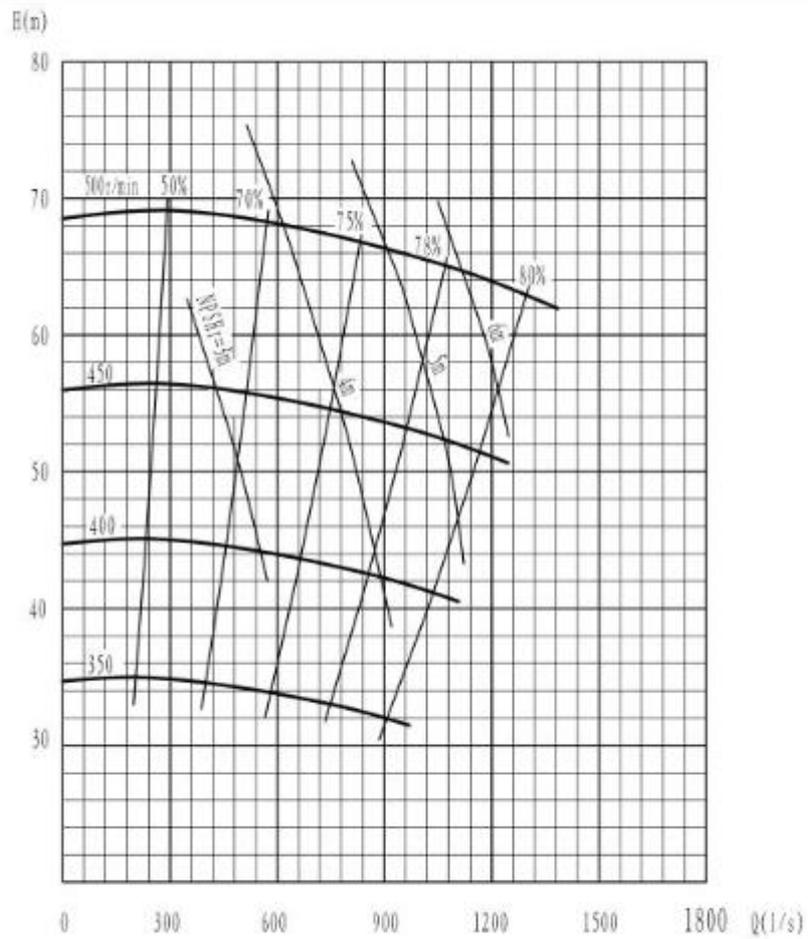
WN DREDGE PUMP GENERAL SELECTION CHART



WN DREDGE PUMP PERFORMANCE DATA (GENERAL SELECTION ONLY)

型号 Type	流量 Capacity (m³/h)	扬程 Head (m)	转速 Speed (r/min)	效率 Efficiency (%)	汽蚀余量 NPSHr (m)	进口直径 Inlet Diameter (mm)	出口直径 Outlet Diameter (mm)	最大过流粒径 Max. Diameter of Flow Part (mm)	重量 Weight (kg)
200WND	600-800	20-40	700-900	60-65	<4.5	250	200	178	2500
200WN	750-1000	40-65	700-850	70-72	<4	250	200	180	3000
250WND	950-1100	20-40	500-700	65-70	<4	300	250	220	3000
250WN	1100-1300	40-65	500-650	70-74	<4	350	250	144	3513
300WND	1500-1800	20-40	400-600	65-68	<4	350	300	241	6000
300WN	1800-2200	40-65	400-550	74-78	<4	450	300	241	7000
350WN	2600-3000	40-65	400-550	74-78	<4.5	450	350	245	7300
400WN	2800-3200	20-40	400-550	74-78	<4.5	450	400	250	7500
450WN	3200-3850	40-67	350-500	76-80	<4.5	600	450	254	7850
500WNQ	3600-4200	20-40	220-320	72-75	<4.8	600	500	330	8000
500WN	4500-5500	40-65	350-450	78-80	<4.8	650	500	250	11300
600WN	7000	62	470	80	<6	700	600	220	30000
600WNQ	7000	30	380	83	<6	700	600	220	16000
700WN	10000	85	380	85	<6	760	700	280	45000
700WNQ	10000	28	280	85	<6	760	700	280	21000
800WN	12500	59	349	81	<6	800	750	300	40000
800WNQ	12500	32	258	81	<6	800	750	300	23000
800WND	12500	32	258	81	<6	800	750	300	23000
850WN	14400	70	330	85	<6	900	850	320	65000
900WN	16000	30	175	85	<6	1000	900	340	80000
1000WN	16000-25000	23-76	181-290	85-87	<6	1200	1000	350	121000

Dredging Pump Clear Water Performance Curve



Model	450WN	Impeller Dia.	1270mm
Pump Type	Horizontal-centrifugal	Impeller Type	Closed 5 vanes
Outlet size	450mm	Max. Sphere Size	125mm
Max. speed	500rpm	Impeller / Liner Matl.	Chrome Alloy