

PROYEK AKHIR - VM191879

**PERANCANGAN INSTALASI POMPA *COOLING*
SYSTEM PADA KAPAL BANTU RUMAH SAKIT
(STUDI KASUS: PT. PAL INDONESIA (PERSERO))**

**RR. YUANITA DEWI SARESTY
NRP. 10211810010013**

Dosen Pembimbing

**Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T
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 INSTALASI POMPA *COOLING SYSTEM*
PADA KAPAL BANTU RUMAH SAKIT (STUDI KASUS: PT.
PAL INDONESIA (PERSERO))**

RR. YUANITA DEWI SARESTY

NRP 10211810010013

Dosen Pembimbing

Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.

NIP. 19620216 199512 1 001

Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



FINAL PROJECT - VM191879

**DESIGN OF COOLING SYSTEM PUMP INSTALLATION ON
A HOSPITAL ASSISTANCE SHIP (CASE STUDY: PT. PAL
INDONESIA (PERSERO))**

RR. YUANITA DEWI SARESTY

NRP 10211810010013

Supervisor

Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.

NIP. 19620216 199512 1 001

Study Program of Energy Conversion Engineering
Departement of Industrial Mechanical Engineering
Faculty of Vocational Studies
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN INSTALASI POMPA COOLING SYSTEM PADA KAPAL BANTU RUMAH SAKIT (STUDI KASUS: PT. PAL INDONESIA (PERSERO))

PROYEK AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Terapan Teknik (S.Tr.T) pada
Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **RR. YUANITA DEWI SARESTY**
NRP. 10211810010013

Disetujui oleh Tim Penguji Proyek Akhir :

- | | | | |
|----|---|--|------------|
| 1. | <u>Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.</u>
NIP. 19620216 199512 1 001 |  | Pembimbing |
| 2. | <u>Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc.</u>
NIP. 19610714 198803 1 003 |  | Penguji |
| 3. | <u>Ir. Suharivanto, M.Sc.</u>
NIP. 19620424 198903 1 005 |  | Penguji |
| 4. | <u>Ir. Budi Luwar Sanvoto, MT.</u>
NIP. 19621114 199003 1 002 |  | Penguji |

SURABAYA
Juli, 2022

APPROVAL SHEET

DESIGN OF COOLING SYSTEM PUMP INSTALLATION ON A HOSPITAL ASSISTANCE SHIP (CASE STUDY: PT. PAL INDONESIA (PERSERO))”





FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a degree Bachelor of Applied Science (B.App.Sc) at
Undergraduate Study Program of Technology of Energy Conversion Engineering
Department of Industrial Mechanical Engineering
Faculty of Vocation
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **RR. YUANITA DEWI SARESTY**

NRP. 10211810010013

Approved by Final Project Examiner Team :

- | | | | |
|----|---|--|----------|
| 1. | <u>Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.</u>
NIP. 19620216 199512 1 001 |  | Advisor |
| 2. | <u>Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc.</u>
NIP. 19610714 198803 1 003 |  | Examiner |
| 3. | <u>Ir. Suharivanto, M.Sc.</u>
NIP. 19620424 198903 1 005 |  | Examiner |
| 4. | <u>Ir. Budi Luwar Sanvoto, MT.</u>
NIP. 19621114 199003 1 002 |  | Examiner |

SURABAYA
July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

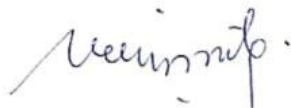
Nama Mahasiswa / NRP : Rr. Yuanita Dewi Saresty / 10211810010013
Departemen : Departemen Teknik Mesin Industri
Dosen Pembimbing/NIP : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. / 19620216 199512 1 001

Dengan ini menyatakan bahwa Proyek Akhir dengan judul “Perancangan Instalasi Pompa *Cooling System* pada Kapal Bantu Rumah Sakit (Studi Kasus: PT. PAL Indonesia (Persero))” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, 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, 14 Juli 2022

Mengetahui
Dosen Pembimbing



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

Mahasiswa,



Rr. Yuanita Dewi Saresty
NRP. 10211810010013

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Rr. Yuanita Dewi Saresty / 10211810010013
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 Cooling System Pump Installation on A Hospital Assistance Ship (Case Study: PT. PAL Indonesia (Persero))" 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.

Surabaya, 14 July 2022

Acknowledged
Advisor



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

Student,



Rr. Yuanita Dewi Saresty
NRP. 10211810010013

PERANCANGAN INSTALASI POMPA *COOLING SYSTEM* PADA KAPAL BANTU RUMAH SAKIT (STUDI KASUS: PT. PAL INDONESIA (PERSERO))

Nama : Rr. Yuanita Dewi Saresty
NRP : 10211810010013
Departemen : Teknik Mesin Industri
Program Studi : Teknologi Rekayasa Konversi Energi
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.

ABSTRAK

PT. PAL Indonesia (Persero) sebagai salah satu Badan Usaha Milik Negara (BUMN) yang bergerak di bidang maritim khususnya memproduksi alat utama sistem pertahanan Indonesia. Saat ini, PT. PAL Indonesia (Persero) sedang memproduksi 2 buah Kapal Bantu Rumah Sakit yang dipesan oleh TNI Angkatan Laut. Perancangan sebuah kapal membutuhkan *engine* sebagai penggerak. Agar kinerja *engine* tetap optimal dibutuhkan sistem pendinginan yang sesuai. Proyek akhir ini bertujuan untuk melakukan perancangan pada instalasi pompa pendinginan engine menggunakan dua fluida yaitu fluida *fresh water* dan juga *sea water*.

Penelitian dilakukan dengan melakukan perhitungan Head efektif, daya, efisiensi, dan pemilihan pompa. Metode penyelesaian yang digunakan adalah melalui perhitungan analitis dan numerik menggunakan *software pipe flow expert v7.40*.

Pada perancangan instalasi *fresh water*, $H_{\text{eff}} = 26,323$ m dengan kapasitas $72 \frac{m^3}{h}$ maka dipilih pompa yang sesuai merek Grundfoss TP 80-330/2 dengan daya penggerak pompa sebesar 9,32 kW. Sedangkan pada instalasi *sea water*, $H_{\text{eff}} = 7,872$ m dengan kapasitas $38 \frac{m^3}{h}$ maka dipilih pompa yang sesuai merek Grundfoss TP 65-180/2 dengan daya penggerak pompa sebesar 1,51 kW.

Kata Kunci: *Daya, Head Efektif, Pemilihan Pompa, Pendinginan Engine Kapal*

**DESIGN OF COOLING SYSTEM PUMP INSTALLATION ON A
HOSPITAL ASSISTANCE SHIP (CASE STUDY: PT. PAL
INDONESIA (PERSERO))**

Name : *Rr. Yuanita Dewi Saresty*
Student Reg : *10211810010013*
Departement : *Industrial Mechanical Engineering*
Study Program : *Energy Conversion Engineering Technology*
Supervisor : *Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.*

ABSTRACT

PT. PAL Indonesia (Persero) as one of the State-Owned Enterprises (BUMN) which is engaged in the maritime sector in particular produces the main tools of the Indonesian defense system. Currently, PT. PAL Indonesia (Persero) is producing 2 Hospital Auxiliary Vessels ordered by the Indonesian Navy. The design of a ship requires an engine as a propulsion. In order to maintain optimal engine performance, an appropriate cooling system is needed.

This final project aims to design an engine cooling pump installation using two fluids, namely fresh water and sea water. The research was conducted by calculating the effective Head, power, efficiency, and pump selection. The solution method used is through analytical and numerical calculations using pipe flow expert software v7.40.

In the design of the fresh water installation, $Heff = 26,323$ m with a capacity of $72 \frac{m^3}{h}$, a pump that matches the Grundfoss TP 80-330/2 brand was chosen with a pump driving power of 9.32 kW. Whereas in the sea water installation, $Heff = 7,872$ m with a capacity of $38 \frac{m^3}{h}$, a pump that is suitable for the Grundfoss TP 65-180/2 brand is chosen with a pump driving power of 1.51 kW.

Keywords: *Effective Head, Power, Pump selection, Ship Engine Cooling*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT, karena berkat Rahmat dan Karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan proyek akhir dengan judul “Perancangan Instalasi Pompa *Cooling System* pada Kapal Bantu Rumah Sakit (Studi Kasus: PT. PAL Indonesia (Persero))”.

Proyek akhir ini merupakan syarat akademis yang harus ditempuh penulis di Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi, Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya. Banyak bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan proyek akhir ini. Penulis ucapkan terimakasih kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T. selaku Dosen pembimbing dan Kepala Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, yang telah sabar memberi penulis bimbingan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat sehingga dapat terselesaikannya Proyek Akhir ini.
2. Ibu Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T. selaku koodinator Tugas Akhir dan Kepala Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember yang telah banyak memberikan bantuan dalam proses pengajuan izin dan sebagainya, sampai terselesaikannya Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dedy Zulhidayat Noor, S.T. M.T. selaku dosen wali selama saya kuliah di Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
4. Bapak Prof. Dr. Eng, Ir. Prabowo M. Eng atas bimbingan dan masukan untuk menyempurnakan Proyek Akhir penulis.
5. Bapak-bapak dosen penguji yang telah memberikan kritik serta saran dalam Proyek Akhir ini. Serta seluruh dosen dan staff pengajar di Departemen Teknik Mesin Industri yang telah memberikan ilmunya dan membantu kebutuhan fasilitas selama masa perkuliahan.
6. Bapak Ir. Mardianto M.M, Bapak Dedy Wahyudi S.T, M.T, Bapak Anwar Fadli, Mas Moch. Yasin, serta seluruh karyawan dan staff Departemen *Machinery Outfitting*, Divisi Desain, PT. PAL Indonesia (Persero) yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu, atas bantuan dan kepercayaan yang telah diberikan.
7. Kedua orang tua, kakak-kakak dan kekasih penulis yang telah memberikan dukungan moril dan materiil, serta do’a yang tidak pernah putus selama ini.
8. Teman-teman partner Proyek Akhir: Alifiansyah, Andreas, Rozaq, Fa’izul, Dea, dan Arinda.
9. Keluarga Nogogeni ITS Team dan D3MITS’18 atas ilmu yang tidak didapatkan di dalam kelas, sebagai rumah untuk berkembang semasa penulis berkuliah.
10. Hanindhya, Nabilla, Ani, Citra, Karina, Wina, Herlina, Hani, Naella, Dafa, Ferdy, Rafli, Human, dan Adit selaku sahabat penulis atas dukungan dan waktunya menemani penulis selama pengerjaan tugas akhir ini.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan pada pelaksanaan maupun penyusunan Tugas Akhir. Maka dari itu penulis memohon untuk kritik dan saran yang membangun. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi mahasiswa yang akan mengambil Tugas Akhir yang bertema seputar Pompa.

Surabaya, 20 Juni 2022
Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
APPROVAL SHEET	ii
PERNYATAAN ORISINALITAS	iii
STATEMENT OF ORIGINALITY	iv
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL	xvi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan	2
1.5 Manfaat Penulisan	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	3
2.1 <i>Marine Close Cooling System</i>	3
2.2 Pompa	4
2.2.1 Tinjauan Umum Pompa	4
2.2.2 Pompa Positive Displacement	5
2.2.3 Pompa Dynamic	6
2.2.4 Pompa Sentrifugal	7
2.2.5 Komponen Pompa Sentrifugal	8
2.2.6 Prinsip Pompa Sentrifugal	9
2.3 Jenis Aliran Fluida	10
2.3.1 Aliran Laminar dan Turbulen	11
2.3.2 Aliran Incompressible dan Compressible	12
2.4 Persamaan Kontinuitas	12

2.5	Head.....	13
2.6	Head Efektif Instalasi Pompa	13
2.6.1	Head Statis	14
2.6.2	Head Dinamis.....	16
2.7	<i>Net Positive Suction Head</i> (NPSH).....	19
2.7.1	<i>Net Positive Suction Head Available</i> (NPSH _A)	19
2.7.2	<i>Net Positive Suction Head Required</i> (NPSH _R)	19
2.8	Kurva Karakteristik Pompa	19
2.8.1	Karakteristik Utama	20
2.8.2	Karakteristik Kerja	20
2.8.3	Karakteristik Universal	21
2.8.4	Titik Operasi Pompa	21
2.9	Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas.....	22
2.10	Daya Penggerak.....	22
2.10.1	Daya Fluida (<i>Water Horse Power</i>)	23
2.10.2	Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller	23
2.10.3	Daya Poros	24
2.10.4	Daya Motor	24
2.11	Sistem Perpipaan	25
2.11.1	Material Pipa	26
2.11.2	Kode dan Standar Pipa	26
2.11.3	Batas Kecepatan Fluida.....	27
2.12	<i>Software Pipe Flow Expert</i>	27
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....		29
3.1	Studi literatur	29
3.2	Data Observasi	29
3.2.1	Instalasi dan Sistem Perpipaan.....	29
3.2.2	Data Pump Pipeline.....	31
3.2.3	Data Fluida	32
3.2.4	Data Pompa	32
3.2.5	Data Pipa	33

3.2.6	Data <i>Engine</i>	35
3.2.7	Data <i>Plate Heat Exchanger</i>	35
3.3	Perhitungan.....	35
3.4	Pemilihan Pompa.....	36
3.5	Kesimpulan.....	36
3.6	Sistematika Pembuatan Instalasi Pada Software <i>Pipe Flow Expert</i>	36
3.7	Urutan Pengerjaan Menggunakan Flow Chart	42
3.7.1	Diagram Alir Perhitungan Analitis	42
3.7.2	Diagram Alir Perhitungan Numerik.....	42
BAB IV PERHITUNGAN		44
4.1	Pengertian Umum.....	44
4.2	Perancangan Sistem Distribusi Fluida.....	44
4.2.1	Kebutuhan Fluida	44
4.2.2	Perhitungan Sistem Distribusi Fluida Sesuai Kondisi Lapangan.....	44
4.2.3	Perhitungan Diameter Instalasi Perpipaan	44
4.3	Perhitungan Pada Instalasi Fluida Fresh Water.....	44
4.3.1	Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran Pada Pipa <i>Suction</i>	44
4.3.2	<i>Headloss</i> Mayor Pada Pipa <i>Suction</i>	45
4.3.3	<i>Headloss</i> Minor Pada Pipa <i>Suction</i>	47
4.3.4	Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran pada Pipa <i>Discharge</i>	48
4.3.5	<i>Headloss</i> Mayor Pada Pipa <i>Discharge</i>	48
4.3.6	<i>Headloss</i> Minor Pada Pipa <i>Discharge</i>	50
4.3.7	Perhitungan <i>Headloss</i> pada Engine dan Heat Exchanger	51
4.3.8	Perhitungan <i>Headloss</i> Total	51
4.3.9	Perhitungan Head Efektif Instalasi.....	52
4.3.10	Perhitungan Head Statis	52
4.3.11	Perhitungan Head Dinamis	53
4.3.12	Perhitungan Numerik Instalasi Fresh Water	53
4.3.13	Perhitungan Daya Fluida.....	54
4.3.14	Putaran Spesifik Pompa (n_s).....	55
4.3.15	Perhitungan Daya Poros	56

4.3.16	Perhitungan Daya Motor	57
4.3.17	Pemilihan Pompa pada Brosur Berdasarkan Kapasitas dan <i>Head</i> ...	57
4.3.18	Plotting Karakteristik Pompa dengan Head Pipeline	59
4.3.19	Net Positive Suction Head Available (NPSH _A)	59
4.4	Perhitungan Pada Instalasi Fluida <i>Sea Water</i>	60
4.4.1	Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran pada Pipa <i>Suction</i>	60
4.4.2	<i>Headloss</i> Mayor Pada Pipa <i>Suction</i>	61
4.4.3	<i>Headloss</i> Minor pada Pipa <i>Suction</i>	62
4.4.4	<i>Headloss</i> Mayor pada Pipa <i>Discharge</i>	63
4.4.5	<i>Headloss</i> Minor pada Pipa <i>Discharge</i>	63
4.4.6	Perhitungan <i>Headloss</i> pada Engine dan Heat Exchanger	64
4.4.7	Perhitungan <i>Headloss</i> Total	64
4.4.8	Perhitungan Head Efektif Instalasi	65
4.4.9	Perhitungan Head Statis	65
4.4.10	Perhitungan Head Dinamis	65
4.4.11	Perhitungan Numerik Instalasi <i>Sea Water</i>	66
4.4.12	Perhitungan Daya Fluida	67
4.4.13	Putaran Spesifik Pompa (n_s)	68
4.4.14	Perhitungan Daya Poros	69
4.4.15	Perhitungan Daya Motor	70
4.4.16	Pemilihan Pompa pada Brosur Berdasarkan Kapasitas dan <i>Head</i> ...	70
4.4.17	Plotting Karakteristik Pompa dengan Head Pipeline	72
4.4.18	Net Positive Suction Head Available (NPSH _A)	72
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		74
5.1	Kesimpulan	74
5.2	Saran	74
DAFTAR PUSTAKA		75
LAMPIRAN		76
BIODATA PENULIS		95

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1	Diagram Marine Closed Cooling System	3
Gambar 2. 2	Klasifikasi Pompa Positive Displacement	5
Gambar 2. 3	Klasifikasi Pompa Dynamic	6
Gambar 2. 4	Bagian Pompa Sentrifugal	8
Gambar 2. 5	Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal.....	9
Gambar 2. 6	Klasifikasi Jenis Fluida.....	11
Gambar 2. 7	Skema Aliran Dalam Pipa	11
Gambar 2. 8	Persamaan kontinuitas dengan volume atur	12
Gambar 2. 9	Aliran pada pipa.....	13
Gambar 2. 10	Head Efektif Instalasi Pompa	14
Gambar 2. 11	Instalasi Suction Lift.....	15
Gambar 2. 12	Instalasi Suction Head	16
Gambar 2. 13	Moody Diagram.....	18
Gambar 2. 14	Karakteristik Utama.....	20
Gambar 2. 15	Karakteristik Kerja	21
Gambar 2. 16	Karakteristik Universal.....	21
Gambar 2. 17	Titik Operasi pada Pompa	22
Gambar 2. 18	Grafik Penentuan Jenis Pompa	22
Gambar 2. 19	Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller	23
Gambar 2. 20	Efisiensi Standar Pompa	24
Gambar 2. 21	Contoh Gambar Instalasi Pipe Flow Expert	28
Gambar 3. 1	P&ID Cooling System Kapal Bantu Rumah Sakit	30
Gambar 3. 2	Fresh Water Pump Pipeline	31
Gambar 3. 3	Sea Water Pump Pipeline	31
Gambar 3. 4	Pemilihan Satuan	36
Gambar 3. 5	Menggambar Instalasi Pipa	36
Gambar 3. 6	Pemilihan Diameter NPS.....	37
Gambar 3. 7	Pemilihan Fluida dan Temperatur	38
Gambar 3. 8	Memilih Fitting.....	39
Gambar 3. 9	Mengubah Kondisi Batas Reservoir	39
Gambar 3. 10	Penambahan Pompa.....	40
Gambar 3. 11	Perhitungan	41
Gambar 3. 12	Hasil Perhitungan	41
Gambar 3. 13	Diagram Alir Perhitungan Analitis.....	42
Gambar 3. 14	Diagram Alir Perhitungan Numerik	43
Gambar 4. 1	Head Efektif Instalasi Fresh Water.....	52
Gambar 4. 2	Instalasi Pompa Fresh Water pada Software Pipe Flow Expert v7.40	53
Gambar 4. 3	Head Efektif Instalasi Fresh Water pada Software Pipe Flow Expert v7.40.....	54

Gambar 4. 4 Putaran Spesifik Impeller	56
Gambar 4. 5 Grafik Hubungan antara Kapasitas dengan Efisiensi	56
Gambar 4. 6 Pemilihan Tipe Pompa Grundfoss	58
Gambar 4. 7 Grafik Performa Pompa Grundfoss TP 80-330	58
Gambar 4. 8 Plotting Karakteristik Pompa <i>Fresh Water</i>	59
Gambar 4. 9 Head Efektif Instalasi	65
Gambar 4. 10 Instalasi Pompa Sea Water pada Software Pipe Flow Expert v7.40	66
Gambar 4. 11 Head Efektif Instalasi Sea Water pada Software Pipe Flow Expert v7.40.....	67
Gambar 4. 12 Putaran Spesifik Impeller	69
Gambar 4. 13 Grafik Hubungan antara Kapasitas dengan Efisiensi	69
Gambar 4. 14 Pemilihan Tipe Pompa Universal Grundfoss	71
Gambar 4. 15 Grafik Performa Pompa Grundfoss TP 65-180	71
Gambar 4. 16 Plotting Karakteristik Pompa Sea Water	72

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Faktor Cadangan.....	25
Tabel 2. 2 Efisiensi Transmisi	25
Tabel 2. 3 Tabel <i>Recommended Velocity of Fluids in Pipelines</i>	27
Tabel 3. 1 Spesifikasi Data Fluida Fresh Water	32
Tabel 3. 2 Spesifikasi Data Fluida Sea Water	32
Tabel 3. 3 Spesifikasi Pompa Fresh Water.....	33
Tabel 3. 4 Spesifikasi Pompa Sea Water	33
Tabel 3. 5 Data Pipa Instalasi Fresh Water	33
Tabel 3. 6 Data Pipa Instalasi Sea Water	34
Tabel 4. 1 Iterasi Colebrook Ms. Excel pada Pipa Suction.....	46
Tabel 4. 2 Perhitungan Nilai K Total pada Pipa <i>Suction</i>	47
Tabel 4. 3 Iterasi <i>Colebrook</i> Ms. Excel pada Pipa <i>Discharge</i>	49
Tabel 4. 4 Perhitungan Nilai K Total pada Pipa <i>Discharge</i>	50
Tabel 4. 5 Perhitungan Headloss Total	52
Tabel 4. 6 Iterasi Colebrook Ms. Excel pada Pipa Suction.....	62
Tabel 4. 7 Perhitungan Nilai K Total pada Pipa <i>Suction</i>	62
Tabel 4. 8 Perhitungan Nilai K Total pada Pipa <i>Discharge</i>	63
Tabel 4. 9 Perhitungan Headloss Total	65
Tabel 4. 10 Perbedaan Spesifikasi Fluida	67

DAFTAR SIMBOL

\bar{V}	= Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
D	= Diameter dalam pipa (m)
ν	= Viskositas kinematik zat cair (m ² /s)
Re	= Bilangan reynold
M	= Bilangan mach
c	= Kecepatan rambat bunyi lokal (m/s)
H	= <i>Head</i> (m)
P	= <i>Pressure</i> /Tekanan (N/m ³)
γ	= <i>Specific weight</i> (N/m ³)
z	= Ketinggian (m)
g	= Percepatan gravitasi bumi (9,81 m/s ²)
H _{LT}	= <i>Head loss</i> total (m)
f	= <i>friction factor</i>
L	= Panjang pipa (m)
K	= Koefisien <i>friction (minor losses)</i> pada pipa
P _a	= Tekanan absolut permukaan fluida pada suction reservoir (N/m ³)
P _v	= Tekanan uap jenuh fluida yang dipompakan (N/m ³)
WHP	= <i>Water Horse Power</i> /Daya Fluida (kW)
Q	= Kapasitas Pompa (m ³ /s)
n	= Putaran pada pompa (rpm)
P _{shaft}	= Daya Poros (watt)
η_p	= Efisiensi Pompa (%)
P _m	= Daya Motor (kW)
α	= Faktor Cadangan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sesuai data Kementerian Kelautan dan Perikanan, Indonesia memiliki kurang lebih 16.770 pulau. Sekitar 62 persen luas wilayah Indonesia merupakan laut dan perairan, sehingga disebut sebagai negara maritim. Kondisi saat ini, masih banyak pulau-pulau terpencil yang sulit dijangkau, sehingga banyak kebutuhan seperti kebutuhan kesehatan yang belum merata masuk ke daerah tersebut. Dengan demikian maka dibutuhkan sarana transportasi untuk memudahkan pelayanan kesehatan di pulau-pulau terpencil yang berupa Kapal Bantu Rumah Sakit.

PT. PAL Indonesia (Persero) sebagai salah satu Badan Usaha Milik Negara (BUMN) yang bergerak di bidang maritim khususnya memproduksi alat utama sistem pertahanan Indonesia untuk matra laut, keberadaannya memiliki peran penting dan strategis dalam mendukung pengembangan industri maritim nasional. Upaya PT. PAL Indonesia (Persero) dalam memasuki industri global di bidang pertahanan dengan meningkatkan kemampuan dan kualitas rancang bangun kapal telah diakui di kancah internasional. Pada bulan Maret hingga Juni 2021 penulis melakukan magang industri di PT. PAL Indonesia (Persero) khususnya di Divisi Desain. Saat itu PT. PAL Indonesia (Persero) sedang memproduksi 2 buah Kapal Bantu Rumah Sakit yang dipesan oleh TNI Angkatan Laut dengan spesifikasi panjang 124 meter, lebar 21,8 meter, *displacement* 7.290 ton, dan kecepatan maksimum 18 knot. Kapal Bantu Rumah Sakit (BRS) ini akan didistribusikan ke pulau-pulau terpencil khususnya pulau yang kekurangan pelayanan kesehatan.

Pada dasarnya, perancangan sebuah kapal membutuhkan *engine* sebagai penggerak. Agar kinerja *engine* tetap optimal dibutuhkan sistem pendinginan yang sesuai. Pada kapal Bantu Rumah Sakit yang saat ini sedang di produksi PT. PAL Indonesia (Persero), menggunakan sistem pendinginan *engine* secara tertutup (*Marine Closed Cooling System*). Sistem ini terdiri dari dua instalasi pompa, yaitu instalasi pompa *fresh water* dan instalasi pompa *sea water* yang keduanya berinteraksi di *plate heat exchanger*. Sirkulasi pada instalasi pompa *fresh water*, dimulai dari air tawar yang terdapat pada *expansion tank* selanjutnya dipompakan menuju *cylinder block* untuk mendinginkan *engine*. Setelah keluar, air tawar menjadi panas, untuk itu diperlukan pendinginan di dalam *heat exchanger* dengan media pendingin air laut yang di *supply* dari instalasi pompa *sea water*.

Saat magang industri, penulis diberi tugas untuk merancang sistem pendinginan pada engine. Maka dari itu penulis tertarik untuk mempelajari instalasinya, baik pada instalasi *fresh water* maupun *sea water* kemudian diangkat menjadi tugas akhir.

1.2 Rumusan Masalah

Kapal Bantu Rumah Sakit dalam tahap perancangan, sehingga sistem pendinginannya belum ada. Pada desain yang ada, terdapat beberapa pompa dengan fungsi masing-masing. Salah satunya yaitu *jacket water pump* dan *auxiliary sea water pump*. Untuk itu penulis mengangkat topik permasalahan pada penelitian ini sebagai berikut:

1. Bagaimana merancang instalasi pompa untuk *cooling system* pada Kapal Bantu Rumah Sakit?
2. Berapa *Head effective* instalasi pompa *fresh water* dan pompa *sea water*?
3. Bagaimana memilih jenis pompa yang sesuai?

1.3 Batasan Masalah

Dalam penelitian ini, penulis menggunakan batasan masalah sebagai berikut:

1. Aliran diasumsikan *steady* dan *incompressible*.
2. Pada penelitian ini menggunakan dua fluida, yaitu *fresh water* dan *sea water*
3. Tidak melakukan perhitungan pada instalasi *oil cooler* dan *aftercooler*.
4. Kapal Bantu Rumah Sakit dengan *displacement* sebesar 7.290 ton.
5. *Software* yang digunakan adalah *Pipe Flow Expert v7.40*.

1.4 Tujuan

Tujuan yang dapat disimpulkan dari penelitian ini antara lain:

1. Menghitung diameter pipa pada masing – masing sistem pendinginan.
2. Melakukan perhitungan *Head effective* pada masing – masing sistem pendinginan secara analitis maupun numerik serta membandingkan hasil dari perhitungan keduanya.
3. Memilih jenis pompa yang sesuai, baik untuk sistem pendinginan menggunakan fluida *fresh water* maupun fluida *sea water*.

1.5 Manfaat Penulisan

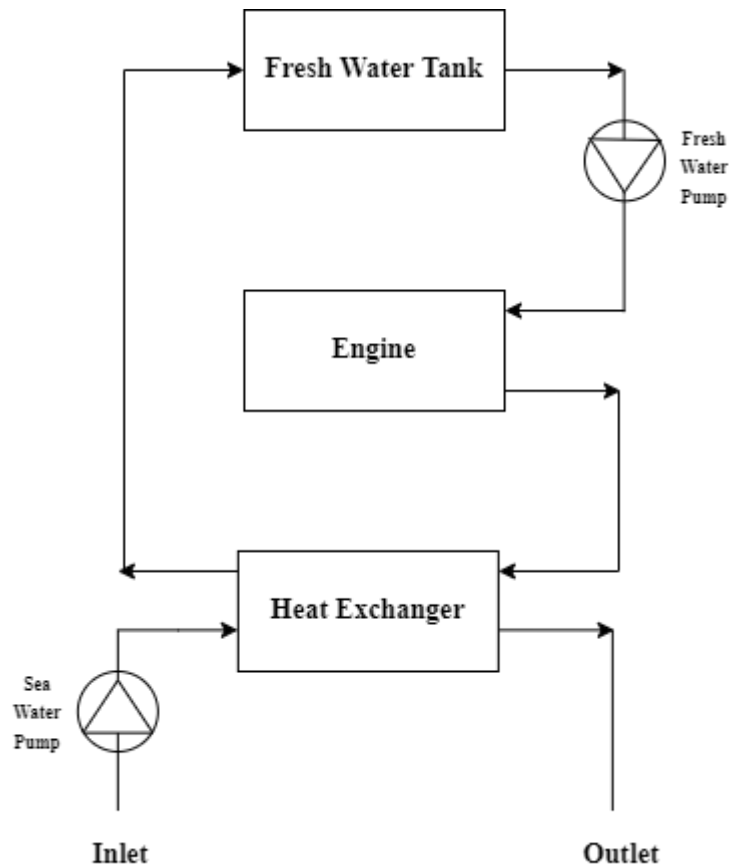
Dengan dilakukannya perhitungan pada pompa *cooling system* pada Kapal Bantu Rumah Sakit, dapat diharapkan:

1. Mendapatkan jenis pompa yang sesuai dengan kebutuhan *cooling system* pada kapal Bantu Rumah Sakit di PT. PAL Indonesia (Persero).
2. Menambah pengetahuan bagi penulis dan juga pembaca tugas akhir ini mengenai instalasi pompa khususnya pada kapal.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 *Marine Close Cooling System*

Marine Closed Cooling System adalah suatu sistem pendinginan tertutup pada kapal yang digunakan untuk mendinginkan motor beserta komponen-komponen lainnya menggunakan fluida air tawar. Setelah air tawar menyerap panas dari motor, air tawar tersebut mengalir ke *heat exchanger* untuk proses pendinginan. Proses pendinginan tersebut menggunakan fluida air laut yang setelah mendinginkan air tawar pada *heat exchanger*, air laut mengalir melalui seachest dan akan kembali keluar ke dalam laut. Siklus tersebut terus berulang ketika kapal berlayar.



Gambar 2. 1 Diagram Marine Closed Cooling System

Sistem ini mencakup sirkuit pendingin motor yang berinteraksi dengan jaket pendingin fluida di sekitar motor dan sirkuit pembuangan panas. Sirkuit pendingin motor berada dalam aliran fluida tertutup dengan sirkuit pembuangan panas. Cairan pendingin bersirkulasi secara bervariasi antara sirkuit pendingin motor dan sirkuit pembuangan panas. Bagian pembuangan panas berada dalam komunikasi fluida

dengan sirkuit pembuangan panas untuk menerima fluida pendingin yang bersirkulasi, dan bagian pembuangan panas terendam dalam badan air di mana perahu bergerak untuk mentransfer panas dari fluida pendingin ke badan air. (Daniel Venne, 2012)

Kecepatan mesin akan mempengaruhi sistem pendingin, jika kecepatan mesin meningkat, kecepatan aliran juga akan meningkat karena blok silinder membutuhkan lebih banyak pendingin dan suhu pada blok silinder akan meningkat. (AZM Fathallah, dkk. 2017)

2.2 Pompa

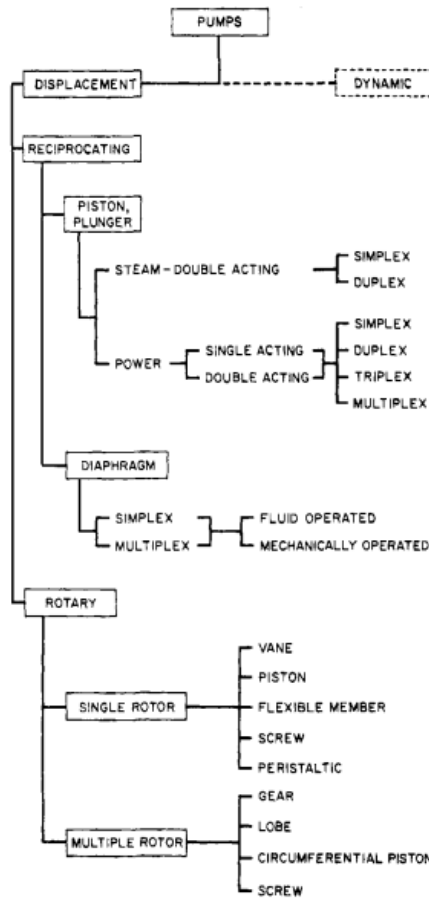
2.2.1 Tinjauan Umum Pompa

Pompa merupakan suatu peralatan mekanik yang digerakkan oleh suatu sumber penggerak yang digunakan untuk memindahkan cairan (fluida) dari suatu tempat ke tempat lain, dimana cairan tersebut hanya mengalir apabila terdapat perbedaan tekanan dari yang lebih rendah ke yang lebih tinggi. Sumber penggerak yang digunakan bisa dari motor listrik, motor bakar turbin uap, turbin gas maupun tenaga angin. Pada proses pemindahan fluida tersebut tidak menutup kemungkinan akan timbul *losses* sepanjang sistem instalasi perpipaan yang dilalui fluida.

Pada pengaplikasiannya, pompa banyak digunakan untuk mengalirkan air pada rumah tangga, instansi hingga industri. Selain dapat memindahkan cairan, pompa juga berfungsi untuk meningkatkan kecepatan, tekanan, dan ketinggian cairan.

Berdasarkan prinsip kerjanya, dari pipa hisap (*suction*) ke pipa tekan (*discharge*) maka pompa dibagi menjadi dua kelompok, yaitu pompa *Positive Displacement* dan pompa *Dynamic*.

2.2.2 Pompa Positive Displacement



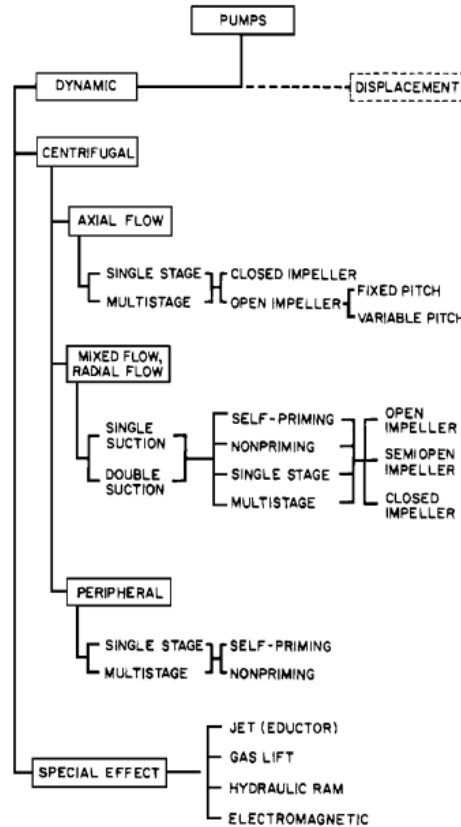
Gambar 2. 2 Klasifikasi Pompa Positive Displacement [3]

Pompa *Positive Displacement* bekerja dengan cara memberikan gaya tertentu pada volume fluida tetap dari sisi inlet menuju sisi outlet pompa. Kelebihan dari penggunaan pompa jenis ini adalah dapat menghasilkan *power density* (gaya per satuan berat) yang lebih berat dan juga memberikan perpindahan fluida yang tetap atau stabil di setiap putarannya. Terdapat dua jenis pompa *positive displacement* yang memiliki keuntungan masing-masing dalam penggunaannya, yaitu pompa *reciprocating* dan pompa *rotary*. Pompa *reciprocating* memiliki kelebihan yaitu tekanan yang tinggi, sehingga bisa dioperasikan pada sistem dengan *Head* yang tinggi pula.

Sedangkan pompa *rotary*, jika diklasifikasikan lagi memiliki 3 jenis yang berbeda yaitu *gear pump*, *screw pump* dan *rotary vane pump*. Keuntungan menggunakan *gear pump* adalah *self priming*, ringan, menghemat tempat dan dapat memompa cairan yang mengandung uap dan gas. Keuntungan menggunakan *screw pump* yaitu efisiensi total tinggi, kemampuan hisap tinggi, aliran konstan dan lancar, serta *screw pump* ini dapat beroperasi tanpa *valve*. Keuntungan

menggunakan *rotary vane pumps* adalah dapat mengkompensasi keausan melalui perpanjangan baling-baling.

2.2.3 Pompa Dynamic



Gambar 2. 3 Klasifikasi Pompa Dynamic [3]

Pompa *dynamic* dapat diklasifikasikan menjadi 2 jenis, yaitu pompa sentrifugal dan pompa *special effect*. Prinsip kerja pompa sentrifugal yaitu mengubah energi penggerak utama (motor listrik atau turbin) menjadi kecepatan atau energi kinetik dan kemudian energi tekan pada fluida yang sedang dipompakan. Pompa *special effect* dapat diklasifikasikan kembali, terdapat 4 jenis pompa yang memiliki prinsip kerja tersendiri. Pertama pompa jet (*eductor*), prinsip kerja pompa *Jet-Eductor* menggunakan nozzle yang bekerja sesuai efek venturi sehingga mengkonversi energi tekan pada fluida menjadi energi gerak dan sisi suction (hisap) bertekanan rendah dan sehingga fluida dapat mengalir. Kedua pompa *gas lift*, sistem ini bekerja dengan cara menginjeksikan gas bertekanan tinggi kedalam anulus (ruang antara *tubing* dan *casing*), dan kemudian kedalam *tubing* produksi sehingga terjadi proses aerasi (*aeration*) yang mengakibatkan berkurangnya berat kolom fluida dan *tubing*. Sehingga tekanan *reservoir* mampu mengalirkan fluida dari lubang sumur menuju fasilitas produksi dipermukaan. Ketiga pompa *hydraulic ram*, menggunakan energi kinetik dari cairan dan energi tersebut diubah menjadi

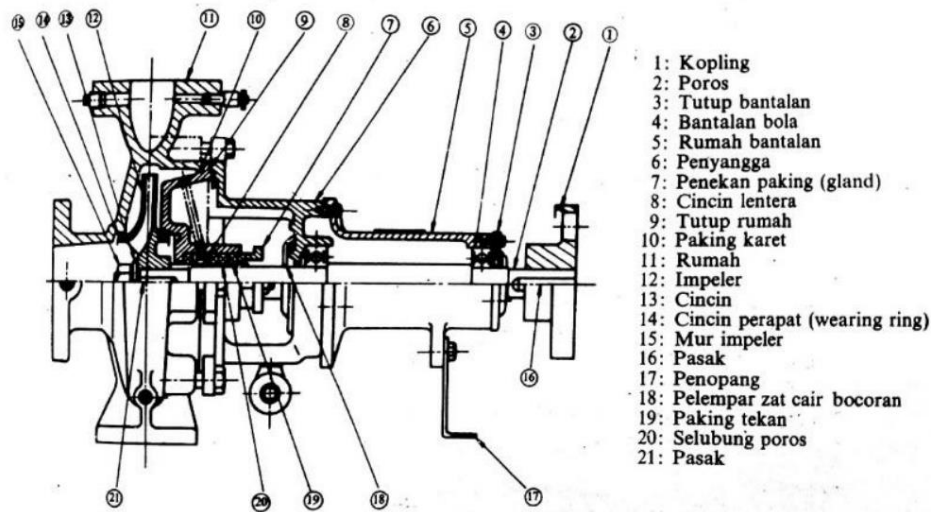
energi tekan dengan memberikan tekanan dengan tiba-tiba dan yang terakhir pompa elektromagnetik. Prinsip kerjanya menggerakkan fluida dengan gaya elektromagnetik yang disebabkan medan magnetik yang dialirkan.

2.2.4 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal merupakan peralatan yang banyak digunakan pada berbagai macam aplikasi industri khususnya pembangkit, karena memiliki komponen yang sederhana. Pompa sentrifugal adalah suatu mesin kinetis yang mengubah energi mekanik menjadi energi fluida menggunakan gaya sentrifugal (Sularso, 1991). Sebuah pompa sentrifugal tersusun atas sebuah impeler dan saluran hisap (*suction*) ditengah-tengahnya. Dengan desain ini maka pada saat impeler berputar, fluida mengalir menuju *casing* disekitar impeler sebagai akibat dari gaya sentrifugal. *Casing* ini berfungsi untuk menurunkan kecepatan aliran fluida sementara kecepatan putar impeller tetap tinggi. Kecepatan fluida dikonversikan menjadi tekanan oleh *casing* sehingga fluida dapat menuju titik outlet (*discharge*) nya. Sedangkan impeler terdiri dari sebuah cakram dan terdapat sudu- sudu, arah putaran sudu-sudu itu biasanya dibelokkan kebelakang terhadap arah putaran.

Terciptanya gaya sentrifugal pada saat proses fluida memasuki *nozzle* melalui *suction* menuju titik tengah impeler yang berputar. Ketika berputar, impeler akan memutar fluida yang ada dan mendorongnya keluar antara dua siripnya, serta menciptakan percepatan sentrifugal. Ketika fluida meninggalkan titik tengah impeler, menciptakan daerah bertekanan rendah sehingga fluida dibelakangnya mengalir ke arah sisi masuk. Karena sirip impeler berbentuk kurva, fluida akan terdorong kearah tangensial dan radial oleh gaya sentrifugal. Energi yang diciptakan oleh gaya sentrifugal adalah energi kinetik. Jumlah energi yang diberikan ke fluida sebanding dengan kecepatan pada piringan luar impeler. Semakin cepat impeler berputar atau semakin besar energi diberikan kepada cairan.

2.2.5 Komponen Pompa Sentrifugal



Gambar 2. 4 Bagian Pompa Sentrifugal [4]

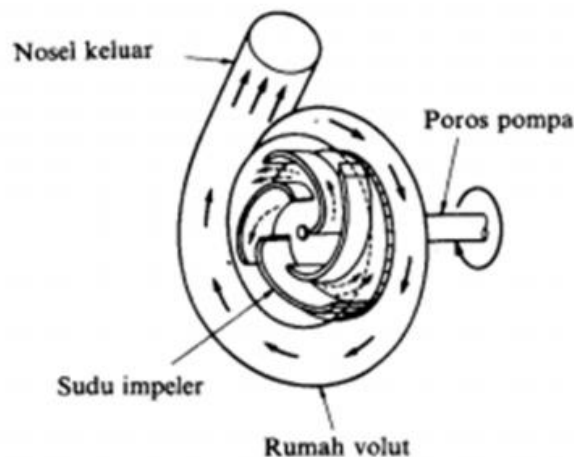
Pada umumnya, bagian pada pompa sentrifugal terdiri dari:

1. Kopling berfungsi untuk menghubungkan dua *shaft*, dimana yang satu adalah poros penggerak dan yang lainnya adalah poros yang digerakkan. Kopling yang digunakan pada pompa, bergantung dari desain sistem dan pompa.
2. Poros pompa adalah bagian yang mentransmisikan putaran dari sumber penggerak pompa.
3. Bantalan (*bearing*) berfungsi sebagai penumpu beban dari poros, melindungi poros dari gesekan berlebihan.
4. *Gland packing*, sistem seal yang berfungsi sebagai tumpuan sisi casing pompa dengan poros pompa. Sistem lainnya yaitu *mechanical seal*.
5. *Impeller* berfungsi untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.
6. *Vane* atau sudu impeler, tempat fluida yang melewati impeller.
7. *Eye of Impeller*, merupakan bagian sisi masuk pada arah isap impeler.
8. *Wearing ring* untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati bagian depan impeler maupun bagian belakang impeler.
9. *Casing*, didalamnya terdapat rumah keong (*Volute Chamber*) yang merupakan tempat memberikan arah aliran dari impeler dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).

2.2.6 Prinsip Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal dapat bekerja normal bila saluran *suction* sampai rumah pompa terisi cairan hingga penuh. Apabila poros diberikan daya dari luar, maka *impeller* akan berputar. Dengan berputarnya *impeller*, maka cairan yang ada di *impeller* akan terlempar keluar akibat mendapat gaya sentrifugal. Disana fluida akan mendapatkan energi kinetik. Dikarenakan bentuk *impeller* yang seperti diffusor, maka fluida akan menghasilkan energi tekanan.

Setelah keluar dari *impeller*, cairan ditampung di *volute chamber*. Pada bagian ini sebagian energi kinetik diubah menjadi energi potensial berupa kenaikan tekanan. Sehingga keluar dari *volute chamber*, fluida memiliki energi tekanan dan energi kinetik yang besar. Apabila tekanan *discharge nozzle* lebih kecil, maka cairan akan keluar. Setelah fluida di bagian *impeller eyes* keluar ke *exit impeller* (meninggalkan *impeller eyes*) maka ruangan akan vakum atau tekanan sangat rendah. Bila tekanan dalam *suction reservoir* lebih tinggi daripada *inlet nozzle* (*impeller eyes*) maka fluida akan mengalir dari *suction reservoir* ke pompa. Gambar 2.5 menunjukkan aliran fluida yang melewati *impeller* dari pompa sentrifugal.



Gambar 2.5 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal [4]

Pada penggunaan pompa sentrifugal, terdapat keuntungan dan kerugian daripada penggunaan pompa reciprocating. Beberapa keuntungan pompa sentrifugal ialah sebagai berikut.

1. Karena tidak menggunakan mekanisme katup, pompa ini dapat digunakan untuk memompa fluida yang mengandung pasir atau lumpur.
2. Aliran yang dihasilkan lebih kontinyu (continue) bila dibandingkan dengan pompa reciprocating yang alirannya tersendat-sendat (intermittent).
3. Karena tidak terjadi gesekan antara *impeller* dan casingnya sehingga keausannya lebih kecil.

4. Harga pembelian murah, perawatannya mudah dan dapat digunakan untuk suhu tinggi.
5. Pengoperasiannya, pada putaran tinggi dapat dihubungkan langsung dengan motor penggerakannya.
6. Pada umumnya ukurannya relatif kecil, maka bobotnya ringan dan pondasinya kecil.

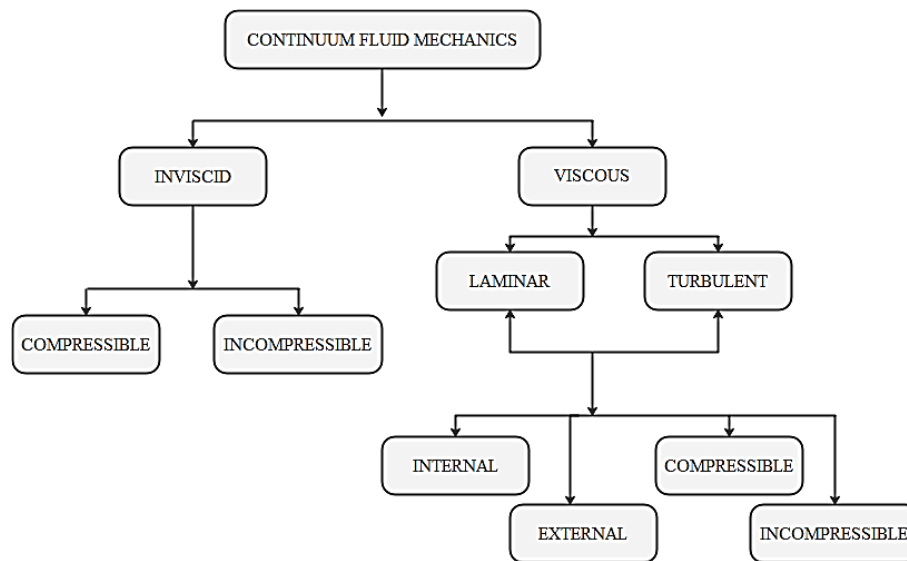
Sedangkan kerugian dari pompa sentrifugal dibandingkan pompa reciprocating yaitu:

1. Untuk kapasitas kecil dan Head yang besar, efisiensinya lebih kecil.
2. Agar pompa dapat bekerja lebih efisien, maka pompa harus bekerja pada titik kerjanya saja.
3. Untuk pompa dengan Head yang tinggi dan kapasitas rendah sulit dibuat, terkecuali dibuat dengan tingkat yang lebih banyak (multistage pump).
4. Memerlukan priming untuk menggerakkannya.

2.3 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 (Ridwan, 1999). Bisa diambil kesimpulan bahwa fluida merupakan sebuah zat yang dapat dengan mudah merubah bentuknya, tergantung dari tempat fluida itu berada.

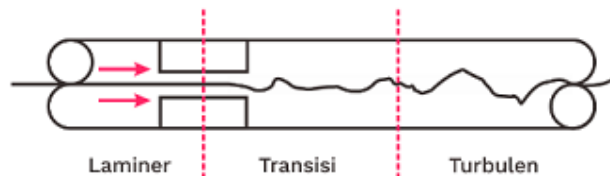
Sulitnya menganalisa partikel fluida berupa cairan secara mikroskopis, maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan asumsi bahwa fluida yang continuum. Sebagai konsekuensinya, bahwa seluruh properties fluida merupakan suatu fungsi dari kedudukan dan juga waktu. Maka dari itu dengan adanya properties fluida ini, unjuk kerja pada pompa akan berpengaruh. Adanya variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan, keberadaan dari bentuk aliran ini menentukan pada perencanaan pompa. Klasifikasi jenis fluida ditampilkan pada Gambar 2.6.



Gambar 2. 6 Klasifikasi Jenis Fluida [5]

2.3.1 Aliran Laminar dan Turbulen

Reynold menemukan apabila aliran senantiasa jadi laminar, jika kecepatan alirannya diturunkan sedemikian rupa sehingga bilangan *Reynold* lebih kecil dari 2300 ($Re < 2300$). Begitupula dikatakan alirannya turbulen, pada saat bilangan *Reynold* lebih besar dari 2300 ($Re > 2300$). Apabila memiliki nilai $4.000 > Re > 2.300$ terdapat daerah transisi, dimana aliran dapat bersifat laminar atau turbulen tergantung pada kondisi pipa dan aliran transisi merupakan dimana aliran dapat bersifat laminar atau turbulen tergantung dari kondisi pipa dan aliran.



Gambar 2. 7 Skema Aliran Dalam Pipa [7]

Untuk menentukan tipe aliran laminar atau turbulen dapat menggunakan rumus di bawah ini :

$$Re = \frac{\bar{V} \times D}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana:

Re = Reynold number

\bar{V} = Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)

D = Diameter dalam pipa (m)

ν = Viskositas kinematik zat cair (m^2/s)

2.3.2 Aliran Incompressible dan Compressible

Aliran *compressible* adalah suatu variasi kerapatan dalam suatu aliran tidak dapat diabaikan. Sedangkan aliran *incompressible* adalah aliran yang melewati suatu benda padat dan apabila terjadi perubahan temperatur yang dapat berpengaruh pada *density* / massa jenis (ρ), hal ini dapat diabaikan karena perubahan *density* tidak secara signifikan contoh adalah fluida cair ($\rho_1 \neq \rho_2$).

Contoh yang paling umum dari aliran *compressible* menyangkut aliran gas, sedangkan aliran berupa cairan sering dianggap sebagai aliran *incompressible*. Untuk dapat membedakan jenis aliran *compressible* atau *incompressible* tersebut dapat dilakukan perhitungan menggunakan persamaan bilangan *Mach* (M)

$$M = \frac{\bar{V}}{c} \quad (2.2)$$

Dimana:

M = Mach number

\bar{V} = Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)

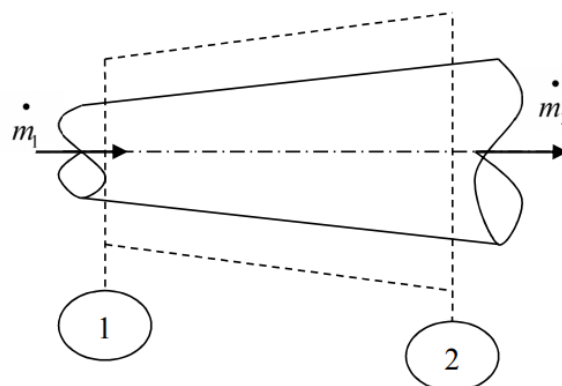
c = Kecepatan rambat bunyi lokal (m/s)

Jika $M < 0,3$ maka aliran *incompressible* sedangkan $M > 0,3$ maka aliran tersebut *compressible*.

2.4 Persamaan Kontinuitas

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah, sehingga prinsip kekekalan massa dapat ditulis secara sederhana, yaitu sebagai berikut:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.3)$$



Gambar 2. 8 Persamaan kontinuitas dengan volume atur [5]

2.5 Head

Head / tinggi tekan adalah ketinggian kolom fluida yang harus dicapai fluida untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung oleh satu satuan bobot fluida yang sama. Head terdapat dalam tiga bentuk, yaitu:

1. Head Potensial

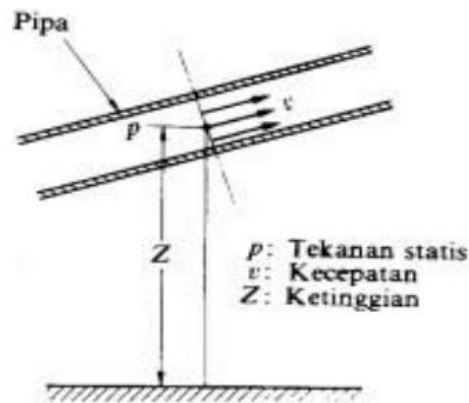
Didasarkan pada ketinggian fluida di atas bidang datar. Jadi suatu kolom fluida setinggi 1 meter mengandung jumlah energi yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan fluida tersebut memiliki Head sebesar 2 meter kolom air (Z).

2. Head Kinetik / Kecepatan

Suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan bobot fluida yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan dengan persamaan $\frac{v^2}{2.g}$.

3. Head Tekanan

Energi yang dikandung fluida akibat tekanannya yang dinyatakan dengan persamaan $\frac{P}{\gamma}$.

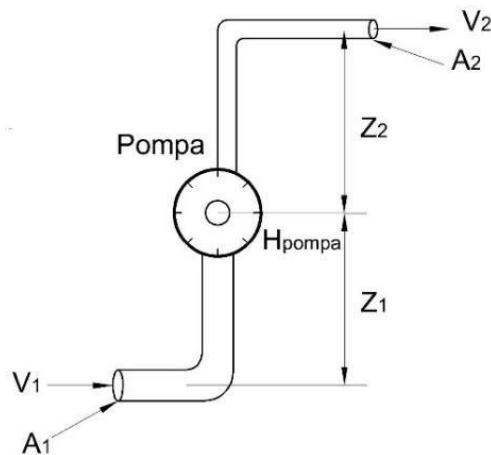


Gambar 2. 9 Aliran pada pipa [4]

Energi mekanik total adalah energi fluida yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (Z) yang dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan.

2.6 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)



Gambar 2. 10 Head Efektif Instalasi Pompa

Persamaan Head instalasi sebagai berikut (Sularso,2006):

$$H_{eff} = \sum H_{st} + \sum H_{dn}$$

$$H_{eff} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (z_2 - z_1) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g} \right) + \sum H_{LT} \quad (2.8)$$

2.6.1 Head Statis

Head statis adalah perbedaan tinggi permukaan pada fluida di bagian hisap dengan bagian tekan. Head statis ini tidak dipengaruhi oleh debit atau kapasitas, hanya pada perbedaan tekanan dan ketinggian saja. Persamaan 2.17 dibawah ini merupakan pengaplikasian dari Gambar 2.12.

$$\sum H_{st} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (z_2 - z_1) \quad (2.9)$$

Dimana:

$\sum H_{st}$ = Head statis (m)

P_2 = Tekanan pada *discharge* (N/m³)

P_1 = Tekanan pada *suction* (N/m³)

γ = *Specific weight* (N/m³)

z_2 = Ketinggian sisi *discharge* (m)

z_1 = Ketinggian sisi *suction* (m)

Head statis sendiri terdiri dari:

a. Head Tekanan (*Pressure Head*)

Head tekanan merupakan energi yang terdapat didalam fluida akibat adanya perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*. Berikut persamaan 2.18 yang merupakan pengaplikasian dari Gambar 2.12.

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (2.10)$$

b. Head Ketinggian (*Elevation Head*)

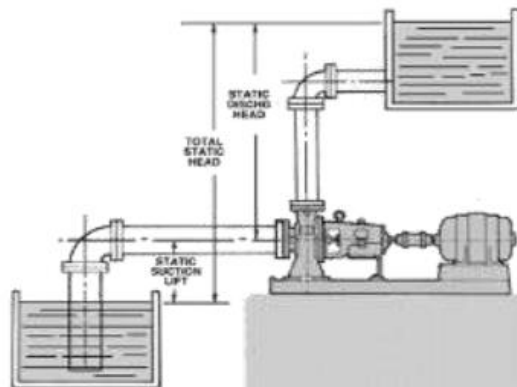
Head ketinggian yaitu merupakan perbedaan ketinggian dari suatu permukaan pada fluida di sisi *discharge reservoir* dan *suction reservoir* dengan acuan garis sumbu tengah pompa. Berikut persamaan 2.19 yang merupakan pengaplikasian dari Gambar 2.12.

$$H_z = z_2 - z_1 \quad (2.11)$$

Terdapat dua macam ketinggian pada Head instalasi, yaitu:

- ***Suction Lift***

Suction lift merupakan jarak vertikal dalam satuan *feet* ataupun meter dari permukaan fluida yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. Pada *suction lift* dapat diperoleh mulai dari tengah sumbu pompa sampai permukaan sumber *supply* (*suction tank*). Dibawah ini merupakan contoh instalasi *suction lift*.

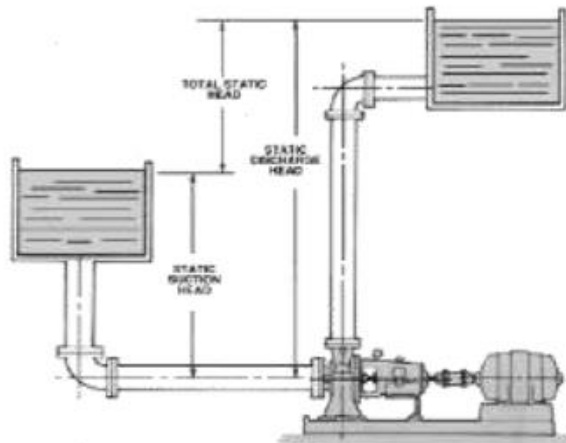


Gambar 2. 11 Instalasi Suction Lift [8]

Nilai H_s bernilai negatif (-), dikarenakan permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari pada sumbu tengah pompa.

- ***Suction Head***

Suction Head menunjukkan ukuran permukaan zat cair yang berada diatas garis pusat pada pompa, atau bisa dikatakan suction Head menyatakan jarak vertikal dari garis pusat pompa ke permukaan zat cair dalam satuan feet atau meter dari garis sumbu tengah pompa sehingga ketinggian dari fluida yang dipompakan. *Suction Head* diperoleh ketika mulai dari permukaan sumber *supply* (*suction tank*) yang berada diatas garis tengah sumbu pompa.



Gambar 2. 12 Instalasi Suction Head [8]

Nilai H_s bernilai positif (+), dikarenakan permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pada pompa.

2.6.2 Head Dinamis

Head dinamis adalah Head yang terdiri dari velocity Head dan juga Headloss. Untuk penjelasan lebih lanjut bisa dilihat pada persamaan dibawah ini (Fox and McDonald's, 2011). Dibawah ini persamaan 2.20 merupakan pengaplikasian dari Gambar 2.12.

$$\sum H_{dn} = \left(\frac{\overline{V_2^2} - \overline{V_1^2}}{2 \cdot g} \right) + \sum H_{LT} \quad (2.12)$$

Dimana:

$\sum H_{dn}$ = Head dinamis (m)

$\overline{V_2^2}$ = Kecepatan aliran *discharge* (m/s)

$\overline{V_1^2}$ = Kecepatan aliran *suction* (m/s)

g = Percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

$\sum H_{LT}$ = Head loss total / kerugian tinggi tekan (m)

Head dinamis terdiri dari:

a. *Velocity Head*

Velocity Head yaitu *Head* yang penyebabnya dikarenakan adanya perbedaan *velocity* atau kecepatan yang keluar dari *suction reservoir* dan masuk ke dalam *discharge reservoir*. *Velocity Head* dapat dihitung sesuai dengan pengaplikasian dari Gambar 2.12 menjadi persamaan berikut ini:

$$H_v = \frac{\overline{V_2^2} - \overline{V_1^2}}{2 \cdot g} \quad (2.13)$$

b. Head Loss Total (Total Kerugian Tinggi – Tekan)

• **Head Loss Major**

Head loss major adalah kerugian pada aliran fluida yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi diantara fluida dengan dinding pipa atau juga perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran fluida (kerugian kecil). *Head loss major* bisa dihitung dengan menggunakan salah satu dari rumus berikut ini:

Persamaan Darcy – Weisbach

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2.14)$$

Dimana:

H_l = *Head loss major*/ kerugian *Head* karena gesekan (m)

f = *Friction factor*/faktor gesekan

D = Diameter pipa (m)

V = Kecepatan aliran pada pipa (m/s)

g = Percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

Pada aliran laminar, factor gesekan dinyatakan dengan rumus:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.15)$$

Pada aliran turbulen, factor gesekan dibedakan menjadi:

- Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan Reynold dengan factor gesekan:

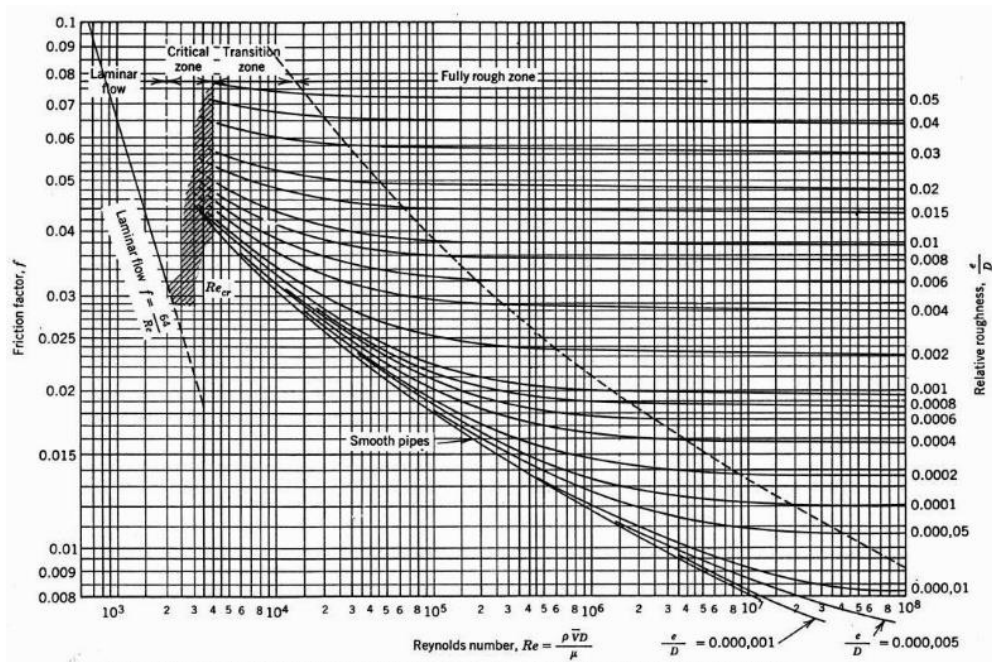
$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \text{ (Blasius)} \quad (2.16)$$

Untuk $3000 \leq Re \leq 100000$

- Untuk pipa kasar dan halus, hubungan antara bilangan Reynold dengan factor gesekan:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \text{ (colebrook – white)} \quad (2.17)$$

Persamaan ini dapat dilakukan dengan menggunakan iterasi yang bisa membuat harga f dapat lebih akurat. Mengenai cara lain untuk mempermudah mencari harga *friction factor* (f), dapat menggunakan *moody diagram* dengan fungsi *reynold number* (Re) dan e/D terhadap *friction factor* (f). Persamaan *Colebrook-white* berlaku untuk seluruh kisaran aliran non laminar dalam *moody diagram*.



Gambar 2. 13 Moody Diagram [5]

- **Head Loss Minor**

Head Loss Minor merupakan kerugian yang dikarenakan kelengkungan pada pipa seperti belokan, siku, katup dan bisa disebut juga aksesoris pada instalasi pipa. *Head loss minor* dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut ini:

$$H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2.18)$$

Dimana:

H_{lm} = Head loss minor/kerugian dengan fitting (m)

K = Koefisien kerugian (minor losses) pipa

V = Kecepatan aliran pada pipa (m/s)

g = Percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

Dengan harga K bisa dicari menggunakan persamaan:

$$K = f \cdot \frac{L_e}{D} \quad (2.19)$$

- **Head Loss Total**

Head Loss Total adalah jumlah dari suatu kerugian yang dialami aliran fluida selama bersikulasi yang mana kerugian tersebut bergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter fluida serta aliran itu sendiri. *Head loss* (kerugian tinggi-tekan) merupakan penjumlahan kerugian dalam pipa (*major losses*) dan kerugian pada perubahan geometri (*minor losses*). Untuk persamaan *Head loss* total adalah:

$$\sum H_{LT} = H_l + H_{lm} \quad (2.20)$$

$$\sum H_{LT} = \left(f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2.g} \right) + \left(K \cdot \frac{V^2}{2.g} \right)$$

2.7 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net positive suction Head (NPSH) adalah kebutuhan minimum pompa bekerja secara normal yang memungkinkan fluida berupa cairan agar tidak mengalami kavitasi. Kavitasi akan terjadi bila tekanan statis suatu aliran zat cair turun hingga mencapai 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.

2.7.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)

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

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} \pm h_s - \sum H_{ls}$$

Dimana:

NPSH _A	= <i>Net Positive Suction Head Available</i> /Tersedia pada instalasi (m)
P_a	= Tekanan absolut permukaan fluida pada suction reservoir (N/m ³)
P_v	= Tekanan uap jenuh fluida yang dipompakan (N/m ³)
γ	= <i>Spesific weight</i> (N/m ³)
h_s	= <i>Head</i> statis pada <i>suction</i> (m)
$\sum H_{ls}$	= <i>Head loss</i> pada <i>suction</i> (m)

2.7.2 Net Positive Suction Head Required (NPSH_R)

NPSH_R yaitu NPSH yang diisyaratkan pompa 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 harus dipenuhi persyaratan sebagai berikut:

$$NPSH_A \geq NPSH_R$$

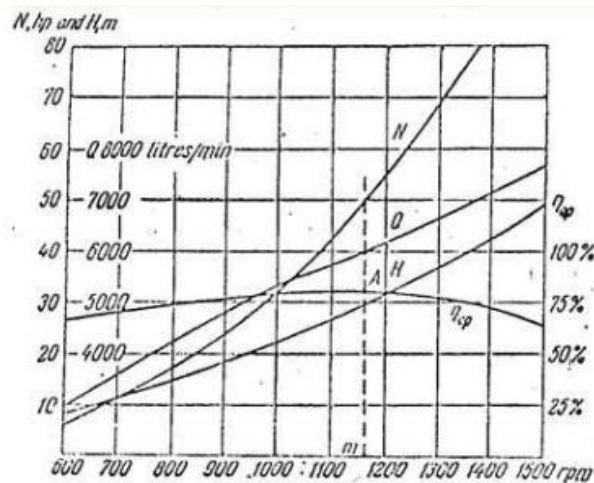
2.8 Kurva Karakteristik Pompa

Karakteristik pada pompa ialah kurva yang menghubungkan suatu performa dengan performa yang lainnya ketika beroperasi. Performa pompa yaitu *Head* (H),

kapasitas (Q), daya pompa (η). Untuk secara umum karakteristik pompa *centrifugal* terbagi menjadi 3, yaitu karakteristik utama, karakteristik kerja, dan karakteristik universal (Sularso, 2006).

2.8.1 Karakteristik Utama

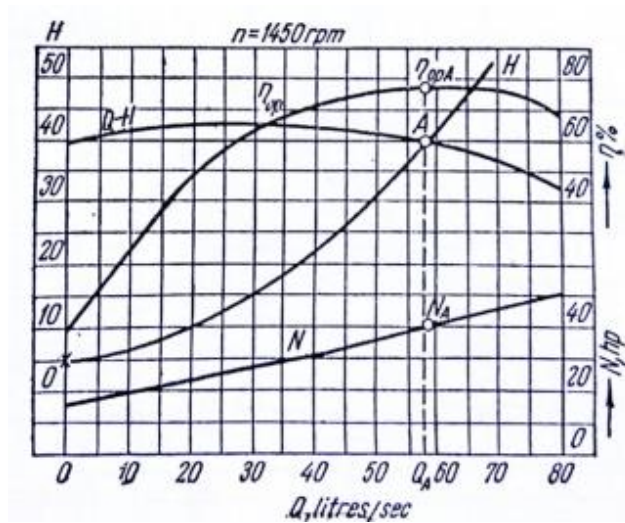
Karakteristik utama adalah karakteristik yang menunjukkan hubungan antara Head dan kapasitas dengan perubahan pada putaran-putaran pompa yang bisa menyebabkan perubahan kecepatan impeler. Gambar 2.14 merupakan gambar kurva karakteristik utama pompa.



Gambar 2. 14 Karakteristik Utama [9]

2.8.2 Karakteristik Kerja

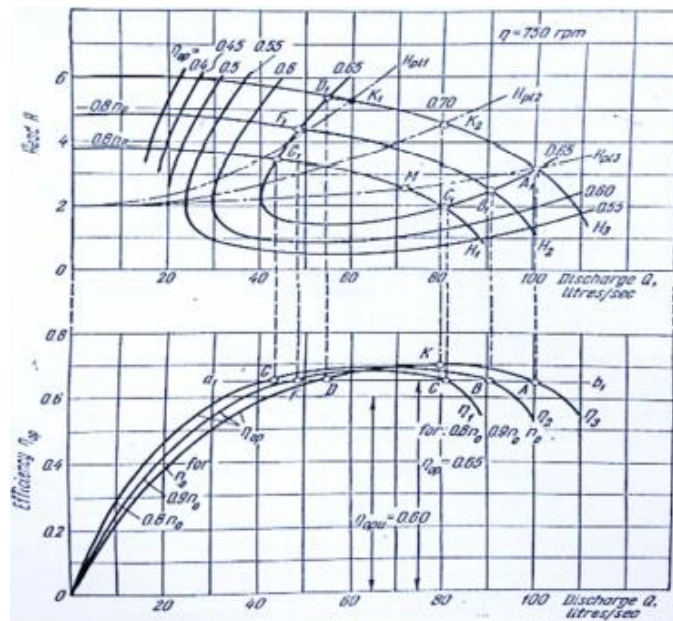
Karakteristik kerja adalah suatu kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeler (putaran pada pompa) yang konstan. Pada kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan cara membuka atau menutup *valve* yang ada agar mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas (Q) fungsi *Head*. Gambar 2.15 merupakan karakteristik kerja pompa.



Gambar 2. 15 Karakteristik Kerja [9]

2.8.3 Karakteristik Universal

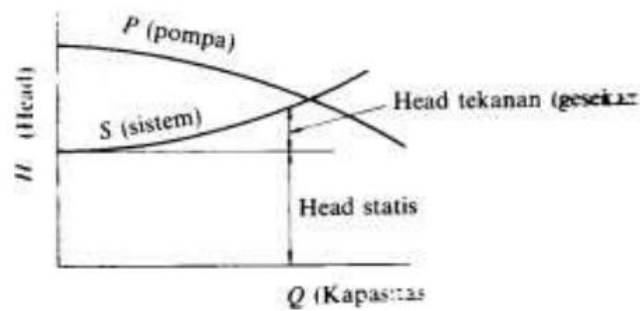
Karakteristik universal adalah kurva gabungan dari karakteristik utama dan juga karakteristk kerja. Pada kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pada pompa di saat berbagai kondisi operasi. Gambar 2.16 merupakan karakteristik universal pompa.



Gambar 2. 16 Karakteristik Universal [9]

2.8.4 Titik Operasi Pompa

Titik operasi pompa ialah titik dimana menunjukkan kapasitas aliran pada Head tertentu yang bekerja dengan performa baik. Titik operasi pompa ini ditentukan oleh perpotongan kurva sistem dengan kurva pompa seperti gambar dibawah ini.

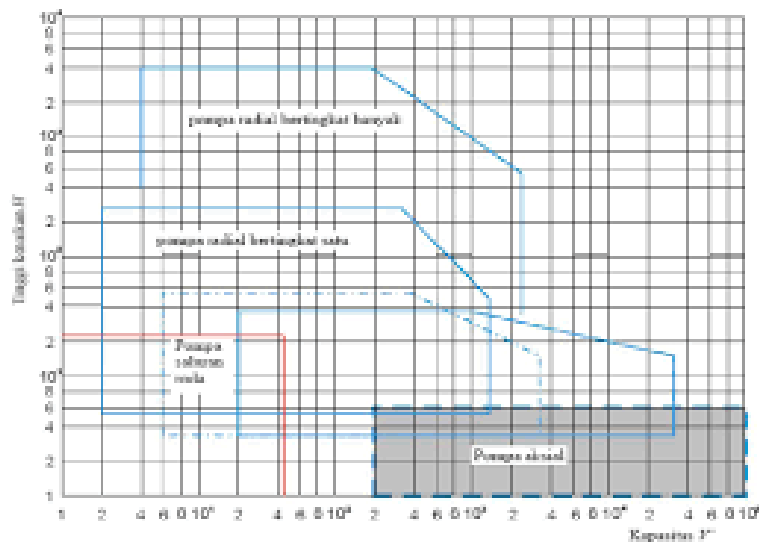


Gambar 2. 17 Titik Operasi pada Pompa [4]

Untuk titik operasi pada pompa ini sebisa mungkin dijaga supaya berada pada area efisiensi pompa tertinggi. Khususnya apabila pengoperasian pompa digunakan pada sistem yang memerlukan variasi Head dan besar aliran pada fluida yang akan menggeser kurva sistem.

2.9 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas

Pada saat menentukan pompa centrifugal yang tepat pada saat digunakan disebuah sistem, maka kurva karakteristik pompa dan kurva karakteristik sistem digabungkan. Titik pertemuan antara kedua kurva tersebut yaitu merupakan titik operasional. Titik operasional paling optimal ketika titik pertemuan antara kedua kurva tersebut berada pada area BEP (*Best Efficiency Point*). Dibawah ini merupakan grafik untuk menentukan jenis pompa yang sesuai kebutuhan.



Gambar 2. 18 Grafik Penentuan Jenis Pompa [10]

2.10 Daya Penggerak

Daya penggerak merupakan hal yang diperlukan dalam merencanakan instalasi pompa yakni digunakan dalam perhitungan daya pompa.

2.10.1 Daya Fluida (*Water Horse Power*)

Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida yang asalnya dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan kemudian dapat dihitung menggunakan persamaan (Sularso, 2006):

$$WHP = \gamma \times Q_{act} \times H_{eff}$$

Dimana:

WHP = *Water Horse Power*/Daya Fluida (kW)

Q_{act} = Kapasitas pompa (m^3/s)

H_{eff} = Head efektif pompa (m)

2.10.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

Dengan adanya putaran pada pompa yang sudah diketahui dan penggerak motornya, sehingga bisa ditentukan putaran spesifiknya dengan cara menggunakan persamaan:

$$n_s = 3,65 \times n \times \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{4}{3}}}$$

Dimana:

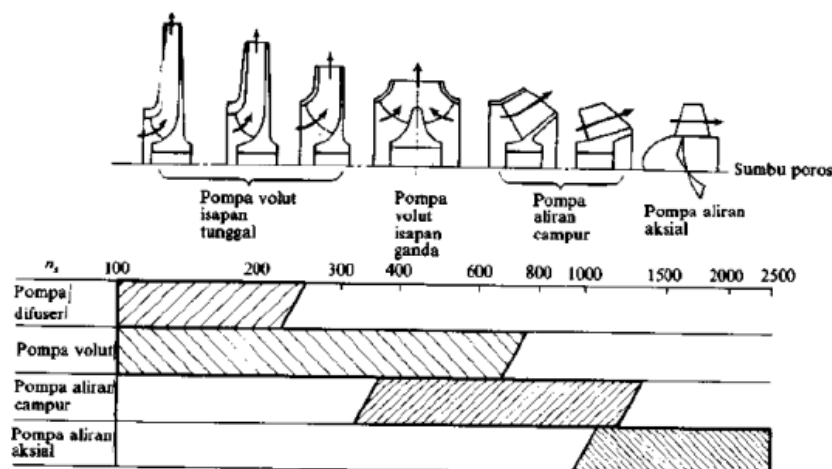
n_s = Putaran spesifik (rpm)

n = Putaran pada pompa (rpm)

Q = Kapasitas pompa (m^3/s)

H = Head efektif pompa (m)

Untuk persamaan diatas dapat digunakan Q dengan satuan m^3/s dan H dengan satuan m. Dengan mengetahui putaran spesifik ini, dapat diketahui jenis pompa dan bentuk impeller seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 2. 19 Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller [4]

2.10.3 Daya Poros

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

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

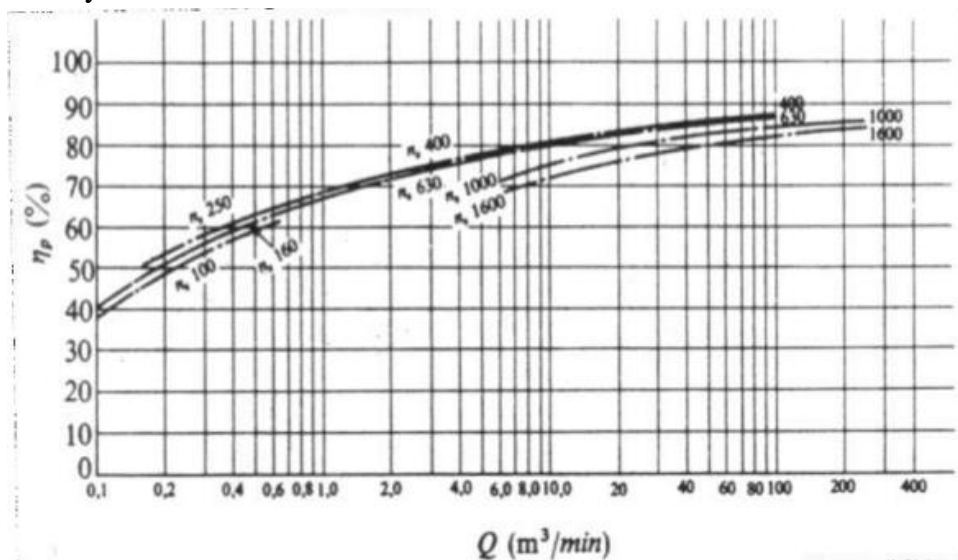
Dimana:

P_{shaft} = Daya poros (kW)

WHP = Daya air (kW)

η_p = Efisiensi pompa (%)

Harga-harga standar efisiensi pompa η_p (diberikan dalam gambar di bawah ini). Efisiensi pompa untuk pompa-pompa jenis khusus harus diperoleh dari pabrik pembuatnya.



Gambar 2. 20 Efisiensi Standar Pompa [4]

2.10.4 Daya Motor

Daya motor yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$P_m = \frac{P_{shaft}(1+\alpha)}{\eta_p}$$

Dimana:

P_m = Daya motor (kw)

α = Faktor cadangan

η_p = Efisiensi pompa (%)

Faktor cadangan dan efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat tabel dibawah ini:

Tabel 2. 1 Faktor Cadangan [4]

Jenis Penggerak	α
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 – 0,25
Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2

Tabel 2. 2 Efisiensi Transmisi [4]

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,9 – 0,3
Sabuk-V		0,95
Roda Gigi	Lurus Satu Tingkat	0,92 – 0,95
	Miring Satu Tingkat	0,95 – 0,98
	Kerucut Satu Tingkat	0,92 – 0,96
	Planiter Satu Tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

2.11 Sistem Perpipaan

Sistem perpipaan adalah suatu sistem yang digunakan untuk fluida agar dapat bergerak dari suatu tempat ke tempat yang lain. Sistem perpipaan secara umum terdiri dari komponen-komponen seperti pipa, katup, *fitting* (*elbow, reducer, tee*), *flange, nozzle*, instrumentasi (peralatan untuk mengukur dan mengendalikan parameter aliran fluida, seperti temperatur, tekanan, laju aliran massa, level ketinggian), peralatan atau *equipment* (alat penukar kalor, bejana tekan, pompa, kompresor), penyangga pipa (*pipe support* dan *pipe hanger*) dan komponen khusus (*strainer, drain, vent*). Sistem perpipaan meliputi semua komponen dari lokasi awal sampai dengan lokasi tujuan, yaitu saringan (*strainer*), katup (*valve*), sambungan (*fitting*), *nozzle* dan lain sebagainya. Pipa mempunyai fungsi dan sistem yang berlainan dan berkaitan langsung dengan sifat-sifat fisik dari fluida yang mengalir seperti tekanan, temperatur dan juga kecepatan aliran. Oleh karena itu, material yang dipakai bermacam-macam sesuai dengan karakteristiknya.

2.11.1 Material Pipa

Beberapa macam material pipa yang banyak digunakan pada suatu instalasi adalah sebagai berikut:

a. *Stainless Steel Pipe*

Jenis pipa *stainless steel* sangat luas penggunaannya. Hal ini disebabkan material ini mempunyai sifat ketahanan terhadap korosi yang tinggi. Sifat tahan korosinya diperoleh dari lapisan oksida (terutama *chrome*) sangat stabil yang melekat pada permukaan dan melindungi baja terhadap lingkungan yang korosif. Salah satu penggunaan *stainless steel* terdapat pada penggunaan pipa yang berfungsi untuk mengalirkan air bersih.

b. *Cast Iron Pipe*

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air, pipa uap dan pipa gas dengan tekanan dibawah 250 psi dan temperatur tidak melebihi 450°C. Sifat mekanis pipa ini kuat tetapi rapuh pada temperatur rendah dan memiliki ketahanan terhadap korosi.

c. *Carbon Steel Pipe*

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air dan mampu bertahan sampai temperatur 850° C. Relatif lebih ringan, kuat dan dapat disambung dengan pengelasan.

d. *Alloy Steel Pipe*

Jenis pipa ini dipakai dalam industri karena relatif lebih ringan, kuat dan dapat dilas. Akan tetapi kurang tahan terhadap korosi serta biasanya dapat dibuat tanpa sambungan.

e. *HDPE (High Density Polyethylene)*

Jenis pipa ini dalam dunia industri biasanya dipakai untuk memompakan bahan kimia, karena pipa HDPE memiliki kekuatan *tensile* dan gaya antar molekul yang tinggi. Pipa HDPE juga lebih keras dan bisa bertahan pada temperatur tinggi (120°C).

2.11.2 Kode dan Standar Pipa

Kode dan standar merupakan suatu acuan teknis dalam perencanaan yang diterbitkan oleh suatu institusi atau lembaga internasional dan digunakan secara internasional pula. Untuk sistem perpipaan, kode dan standar internasional yang digunakan antara lain adalah:

- a. ANSI (*American National Standard Institution*)
- b. API (*American Petroleum Institution*)
- c. ASME (*American Society of Mechanical Engineering*)
- d. ASTM (*American Society for Testing and Material*)
- e. MSS (*Manufacturers Standardization Society*)
- f. JIS (*Japanese Industrial Standard*)

Sedangkan untuk kode dan standar yang nasional dalam negeri ialah SNI (Standar Nasional Indonesia).

2.11.3 Batas Kecepatan Fluida

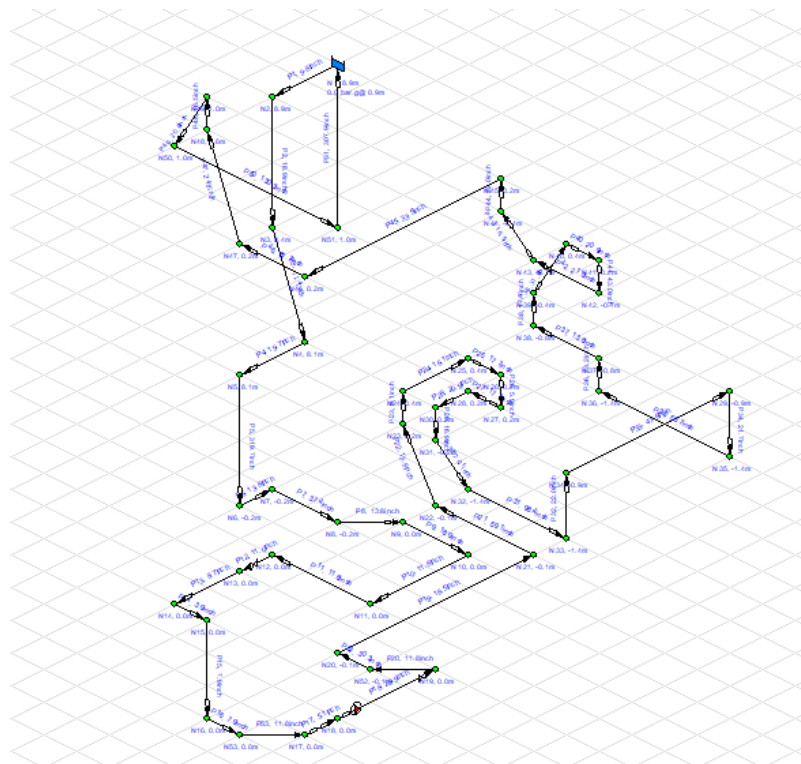
Kecepatan aliran yang diizinkan pada pompa sentrifugal ditunjukkan pada Tabel 2.3.

Tabel 2. 3 Tabel *Recommended Velocity of Fluids in Pipelines* [12]

<i>Fluid</i>	<i>Application</i>	<i>Range (m/sec)</i>	
		<i>Low</i>	<i>High</i>
<i>Water</i>	<i>Centrifugal Pump Discharge</i>	1,5	3,7
	<i>Centrifugal Pump Suction</i>	0,6	1,5
	<i>Seawater</i>	1,5	3,7

2.12 *Software Pipe Flow Expert*

Pipe flow expert merupakan sebuah program perangkat lunak (*software*) yang digunakan untuk mendesain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. *Software Pipe Flow Expert* bertujuan untuk membantu *engineer* dalam menganalisis dan menyelesaikan permasalahan aliran dalam pipa incompressible / fluid flow mengenai seputar kecepatan aliran, perubahan tekanan dan lain-lain pada seluruh jaringan pipa. Jaringan pipa dapat tertutup maupun jaringan terbuka tidak jadi masalah. Dengan menggunakan *software pipe flow expert*, maka selain perhitungan secara manual perhitungan secara numerik pun juga dapat dilakukan.



Gambar 2. 21 Contoh Gambar Instalasi Pipe Flow Expert

Software Pipe Flow Expert juga dapat menghitung aliran setimbang dan kondisi tekanan pada sistem, hal ini memungkinkan untuk melakukan suatu analisis sistem alternatif diberbagai kondisi operasi. Hasil yang mampu ditampilkan seperti *flow rates, fluid velocities, reynold numbers, friction factors, friction pressure losses, fitting pressure losses, component pressure losses, hydraulic grade line (HGL) values, pump operating points, NPSHa at pump inlet.*

Dengan menggunakan pemodelan dari *Software Pipe Flow Expert*, pengguna diminta untuk melakukan input data seperti material pipa, panjang pipa, elevasi, sumber air, input air dan output air kemudian data fitting yang terdapat di pipa. setelah data ini kita input ke pemodelan, maka pengguna bisa melakukan calculate untuk mendapatkan hasil dari pemodelan sistem perpipaan yang kita desain. Data yang dihasilkan dari software ini, berikut ini beberapa hasil yang diperoleh:

- Mendapatkan data pressure drop di pipa dengan panjang sampai puluhan kilometer.
- Mendapatkan informasi pressure drop akibat dari elevasi, fitting, sambungan pipa, tipping dan output.
- Memperoleh data flowrate dan velocity fluida yang melalui pipa.

Memperoleh informasi mengenai data pompa seperti power, kapasitas pompa hingga pompa yang bisa kita gunakan.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini membahas mengenai perancangan pompa pada *cooling system* Kapal Bantu Rumah Sakit yang diproduksi PT. PAL Indonesia (Persero), dimana penulis secara langsung melakukan pengambilan data pada penelitian ini. Penulis juga menggunakan metode studi literatur sebagai referensi berupa teori dasar sampai prinsip kerja dari pompa serta peninjauan instalasi pompa.

3.1 Studi literatur

Studi literatur pada penelitian ini bersumber dari buku, jurnal, dan tugas akhir dari penelitian terkait topik yang sama. Studi literatur dilakukan untuk mengetahui dan memahami teori yang mencakup:

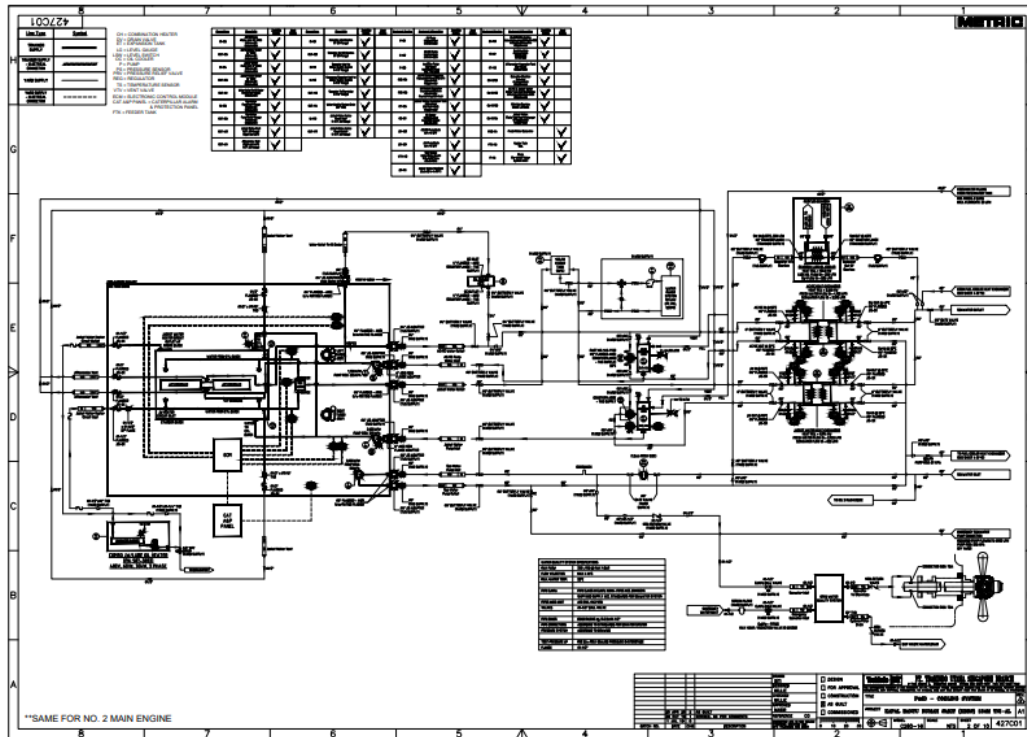
1. Prinsip kerja pompa secara umum, sistem perpipaan, dan standar yang digunakan.
2. Persamaan dasar dalam perhitungan pompa serta hukum fluida dan benda yang berlaku.

3.2 Data Observasi

Proses pengambilan data pada instalasi pompa ini dilakukan dengan menggunakan peralatan dan alat ukur yang tersedia yang nantinya digunakan untuk proses analisa dan perhitungan lebih lanjut. Adapun data-data yang diperoleh berdasarkan pada sub bab dari 3.2 sebagai berikut.

3.2.1 Instalasi dan Sistem Perpipaan

Pada data sistem perpipaan yang didapatkan penulis, tidak tercantum ukuran dari panjang pendeknya pipa dan juga detail ukuran *fitting* pipa. Sistem perpipaan dibawah ini merupakan skema kerja *cooling system* pada kapal Bantu Rumah Sakit, dimana digunakan untuk menyalurkan *sea water* dan juga *fresh water*. Maka penulis melengkapi data yang diperlukan yang akan terlampir pada sub bab selanjutnya.



Gambar 3. 1 P&ID Cooling System Kapal Bantu Rumah Sakit (Divisi Desain PT. PAL Indonesia)

3.2.3 Data Fluida

Data fluida yang digunakan pada penelitian ini berdasarkan Tabe 3.1 untuk *fresh water* dan Tabel 3.2 untuk *sea water*.

Tabel 3. 1 Spesifikasi Data Fluida Fresh Water

Jenis Fluida	<i>Fresh Water</i>
Temperatur fluida (T_{fluida})	90°C
Massa jenis fluida (ρ)	965,3 kg/m ³
<i>Specific Gravity</i>	0,964
Viskositas fluida (μ)	$3,12 \times 10^{-4} \text{ N. s/m}^2$

Tabel 3. 2 Spesifikasi Data Fluida Sea Water

Jenis Fluida	<i>Sea Water</i>
Temperatur fluida (T_{fluida})	20°C
Massa jenis fluida (ρ)	1025kg/m ³
<i>Specific Gravity</i>	1,025
Viskositas fluida (μ)	$1,08 \times 10^{-3} \text{ N. s/m}^2$

3.2.4 Data Pompa

Pada penelitian ini menggunakan 2 pompa yang masing-masing digunakan untuk *fresh water* dan *sea water*. Spesifikasi pompa *fresh water* terdapat pada Tabel 3.3 dan spesifikasi pompa *sea water* terdapat pada Tabel 3.4.

Tabel 3. 3 Spesifikasi Pompa Fresh Water

Merk	Alfa Naval
Tipe	CNL 80 - 80/200
No. Serial	771142105
Tahun	2011
Speed	2950 rpm
Kapasitas	72 m ³ /h
Daya Motor	11 kW
Tegangan Motor	440 V
Kuat Arus	30 A

Tabel 3. 4 Spesifikasi Pompa Sea Water

Merk	Alfa Naval
Tipe	CNL 65-65/200
Speed	1800 rpm
Kapasitas	38 m ³ /h
Daya Motor	6,6 kW
Tegangan Motor	440 V
Kuat Arus	30 A

3.2.5 Data Pipa

Data pipa instalasi yang digunakan dalam *fresh water* dan *sea water* ini berdasarkan parameter pada Tabel 3.5 dan Tabel 3.6.

Tabel 3. 5 Data Pipa Instalasi Fresh Water

No.	Deskripsi	Nilai pada Suction Line	Nilai pada Discharge Line
-----	-----------	-------------------------	---------------------------

1	Panjang Pipa	13,8 m	34,6 m
2	Diameter Pipa	6 inch	
3	Material Pipa	Welded Steel Pipe	
4	Fitting		
	Elbow 90°	9	18
	Elbow 45°	2	9
	Elbow 15°	4	2
	Rubber Bellow (Twin Sphere)	1	1
	Butterfly Valve	1	1
	Reducer	1	1
	Branch Tee	1	1
	Enlargement	-	2
	Gate Valve	-	1
	Check Valve	-	1

Tabel 3. 6 Data Pipa Instalasi Sea Water

No.	Deskripsi	Nilai pada <i>Suction Line</i>	Nilai pada <i>Discharge Line</i>
1	Panjang Pipa	6,15 m	8,15 m
2	Diameter Pipa	6 inch	
3	Material Pipa	<i>Welded Steel Pipe</i>	
4	Fitting		
	Elbow 90	4	6
	Elbow 45	2	3

	Elbow 15	-	1
	Strainer	1	-
	Branch Tee	1	1
	Reducer	1	-
	Gate Valve	1	1
	Butterfly Valve	1	3
	Rubber Bellow (Twin Sphere)	1	1
	Enlargement	-	1
	Check Valve	-	1

3.2.6 Data Engine

Merek : Caterpillar C280 – 16
 Jenis : Diesel Engine 4 Langkah
 Kecepatan : 900 – 1000 rpm
 Daya : ± 5400 kW
 Kapasitas : 296 L

3.2.7 Data Plate Heat Exchanger

Pressure Drop Air Tawar : 0,45 bar
 Pressure Drop Air Laut : 0,07 bar

3.3 Perhitungan

Dalam menyelesaikan pengerjaan laporan proyek akhir ini, dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V) pada masing-masing instalasi pipa, Head instalasi pompa (*Headloss mayor* (H_f) dan *Headloss minor* (H_{lm}), *Net Positive Suction Head Available* ($NPSH_A$), putaran spesifik pompa (n_s) serta daya pompa yang dibutuhkan dengan menggunakan data yang diperoleh dari perusahaan. Perhitungan pada proyek akhir ini dilakukan secara manual dan dengan *software Pipe Flow Expert*.

3.4 Pemilihan Pompa

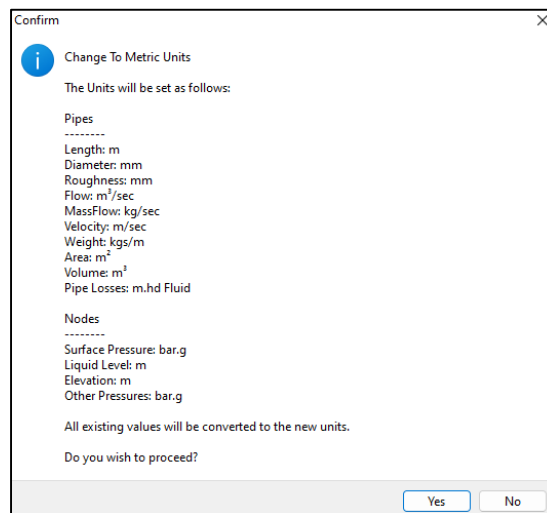
Pemilihan pompa dilakukan setelah mendapatkan hasil perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V), *Head* efektif instalasi (H_{eff}), daya pompa dan efisiensi (η).

3.5 Kesimpulan

Pada bagian berisi tentang kesimpulan dari perhitungan. Catatan: data-data lain yang tidak diketahui dan berhubungan dengan analisa perhitungan instalasi pompa dapat dicari pada tabel, lampiran-lampiran, dan buku referensi yang mendukung.

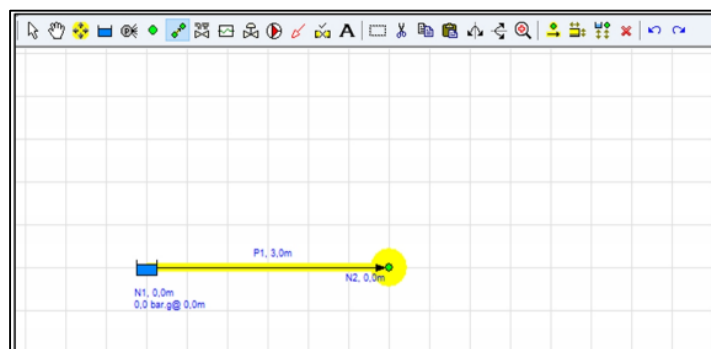
3.6 Sistematika Pembuatan Instalasi Pada Software *Pipe Flow Expert*

a) Memilih Satuan



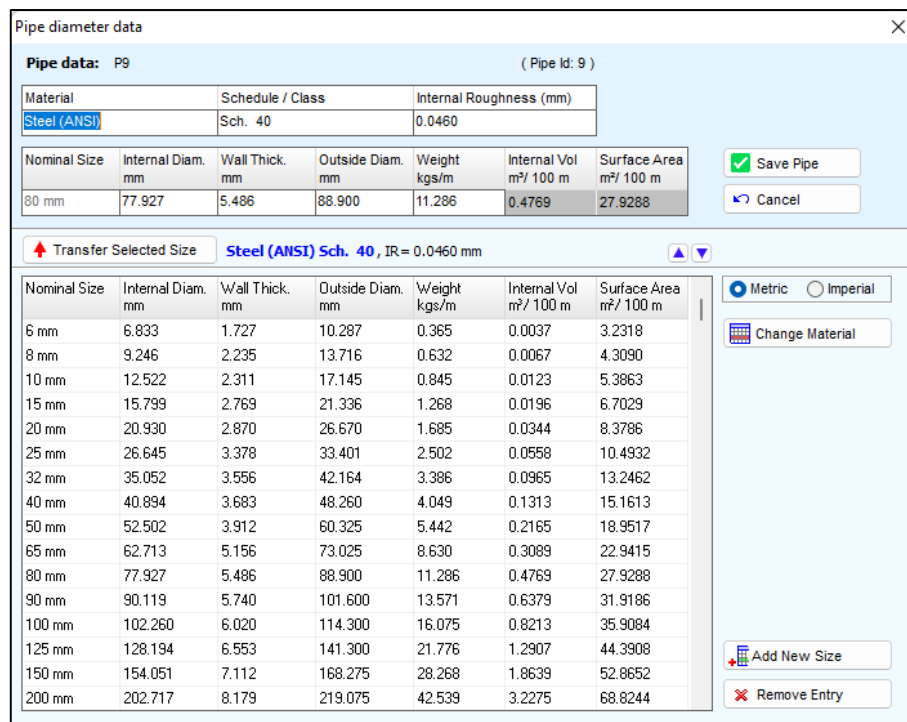
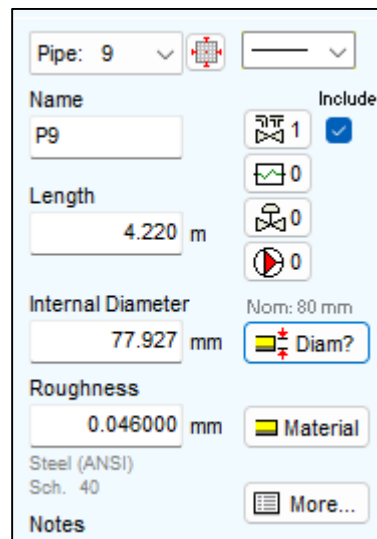
Gambar 3. 4 Pemilihan Satuan

b) Menggambar Instalasi



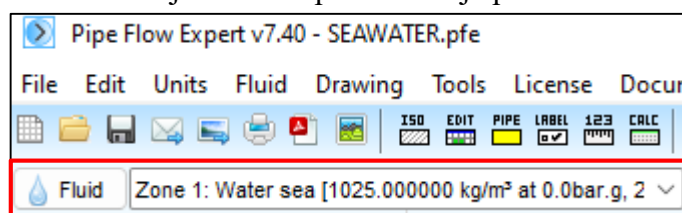
Gambar 3. 5 Menggambar Instalasi Pipa

c) Pemilihan diameter *Nominal Pipe Size* (NPS)



Gambar 3. 6 Pemilihan Diameter NPS

d) Pemilihan Fluida Kerja dan Temperatur Kerja pada Perintah 'Fluid'



Fluid data

Fluid properties:

Name	Formula	Temperature °C	Pressure bar g	Density kg/m ³	Viscosity Centipoise	Vapour Press. kPa (abs)	State
Water sea	N/A	20.000	0.000000	1025.000000	1.070000	2.340000	Liquid

Cancel Save

Fluid Properties Database: Transfer Selected Fluid

Name	Formula	Temperature °C	Pressure bar g	Density kg/m ³	Viscosity Centipoise	Vapour Press. kPa (abs)	State
Acetic acid	C2 H4 O2	20.000	0.000000	1049.000000	1.127000	1.584000	Liquid
Acetone	C3 H6 O	20.000	0.000000	780.000000	0.325000	24.220000	Liquid
Aniline	C6 H7 N	20.000	0.000000	1022.000000	4.565000	0.400000	Liquid
Benzene	C6 H6	20.000	0.000000	879.000000	0.654000	10.100000	Liquid
Benzyl alcohol	C7 H8 O	20.000	0.000000	1043.956000	6.529000	0.008000	Liquid
Bromine	Br	20.000	0.000000	3100.000000	0.997000	23.330000	Liquid
Butanoic acid	C4 H8 O2	20.000	0.000000	957.878000	1.554000	0.670000	Liquid
Butyl acetate	C6 H12 O2	20.000	0.000000	881.366000	0.737000	1.840000	Liquid
Butyl alcohol (1-butanol)	C4 H10 O	20.000	0.000000	811.036000	2.971000	0.620000	Liquid
Butylbenzene	C10 H14	20.000	0.000000	859.973000	1.025000	1.370000	Liquid
Carbon disulphide	C S2	20.000	0.000000	1293.000000	0.366000	14.000000	Liquid
Carbon tetrachloride	C Cl4	20.000	0.000000	1632.000000	0.979000	12.000000	Liquid
Castor oil	N/A	15.000	0.000000	970.000000	873.000000	N/A	Liquid
Chloroform	C H Cl3	20.000	0.000000	1490.000000	0.567000	21.198000	Liquid
Coconut oil	N/A	20.000	0.000000	911.000000	80.000000	N/A	Liquid
Corn oil	N/A	20.000	0.000000	922.000000	71.400000	N/A	Liquid
Cottonseed oil	N/A	20.000	0.000000	930.000000	60.000000	0.689000	Liquid
Cyclohexane	C6 H12	20.000	0.000000	778.630000	0.962000	10.526000	Liquid

Metric Imperial

Liquids Gases

Add New Fluid Remove Fluid

Gambar 3. 7 Pemilihan Fluida dan Temperatur

e) Penambahan Fitting

Pipe: 12

Name: P12

Length: 3.048 m

Internal Diameter: 77.927 mm

Roughness: 0.046000 mm

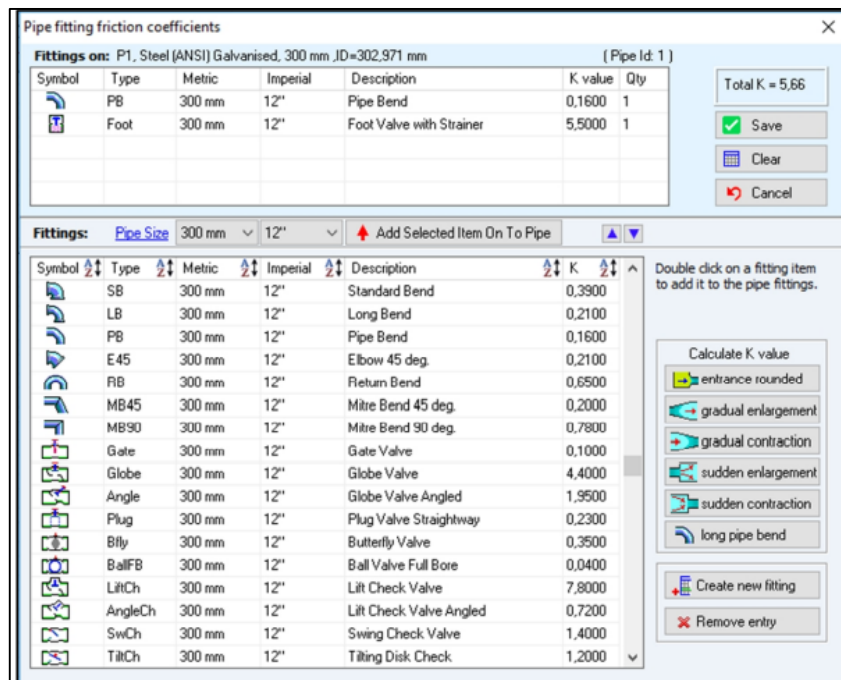
Steel (ANSI) Sch. 40

Notes

Include: 2

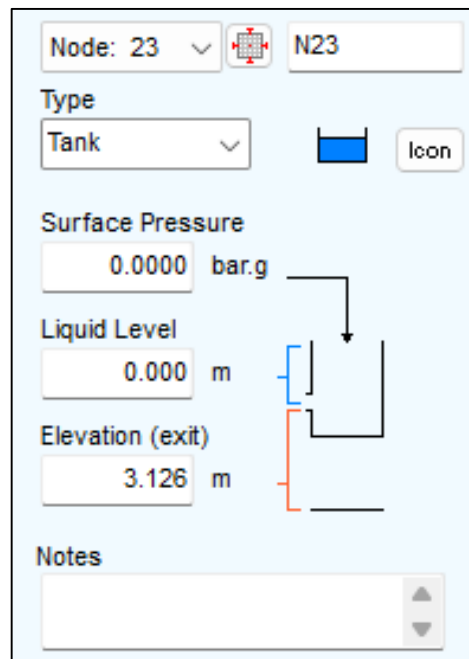
Material:

More...





Gambar 3. 8 Memilih Fitting

f) Pengaturan Kondisi Batas Reservoir




Gambar 3. 9 Mengubah Kondisi Batas Reservoir


g) Penambahan Pompa

Pipe: 12  


Name: P12 Include

Length: 3.048 m  2

Internal Diameter: 77.927 mm Nom: 80 mm

Roughness: 0.046000 mm  Material

Steel (ANSI)
Sch. 40


Notes  More...

Pump Data

File Edit Graph

Open Pump Database Add Pump to Database Import Curve Image Create Pump Sheet

Details of pump on pipe 12, P12

Name: Pump Elevation: 0.0 m  Icon

Model Pump for

Set Flow Rate 0.0000 m³/sec

Set Head Increase 0.000 m Fluid

Set Speed 0 rpm

Set Impeller Diameter 0.000 millimetre

Flow	Head	Efficiency	NPSHr
ft ³ /sec	ft Fluid	%	ft.hd Fluid
0		0	0

Preferred Operating Region

From 0 % To 0 % of Flow at Best Efficiency

Clear Pump Curve Graph Options

Delete Pump Draw Graph

Pump Performance Curve

Pump Catalog	Manufacturer	Type	Motor rpm	Pump Size	Stages
			0		0

Notes

Min Speed 0 rpm Max Speed 0 rpm

Min Impeller 0.000 mm Max Impeller 0.000 mm

Speed 0

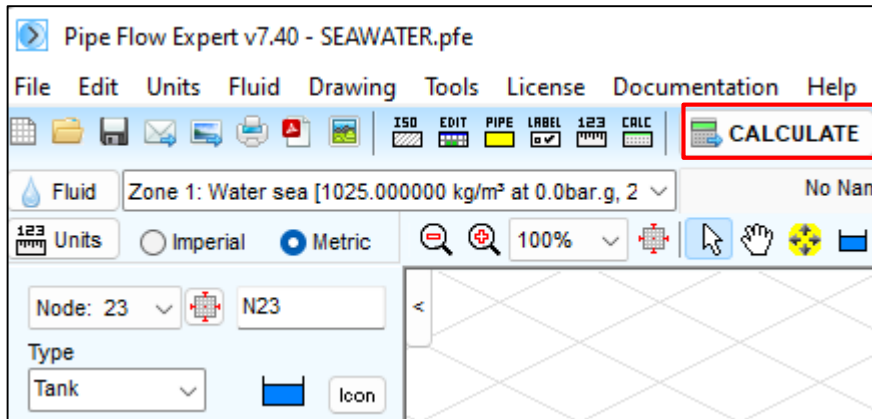
Diam 0.000

Flow ft³/sec Head ft.hd Fluid NPSHr Effic.% Power

Calculate

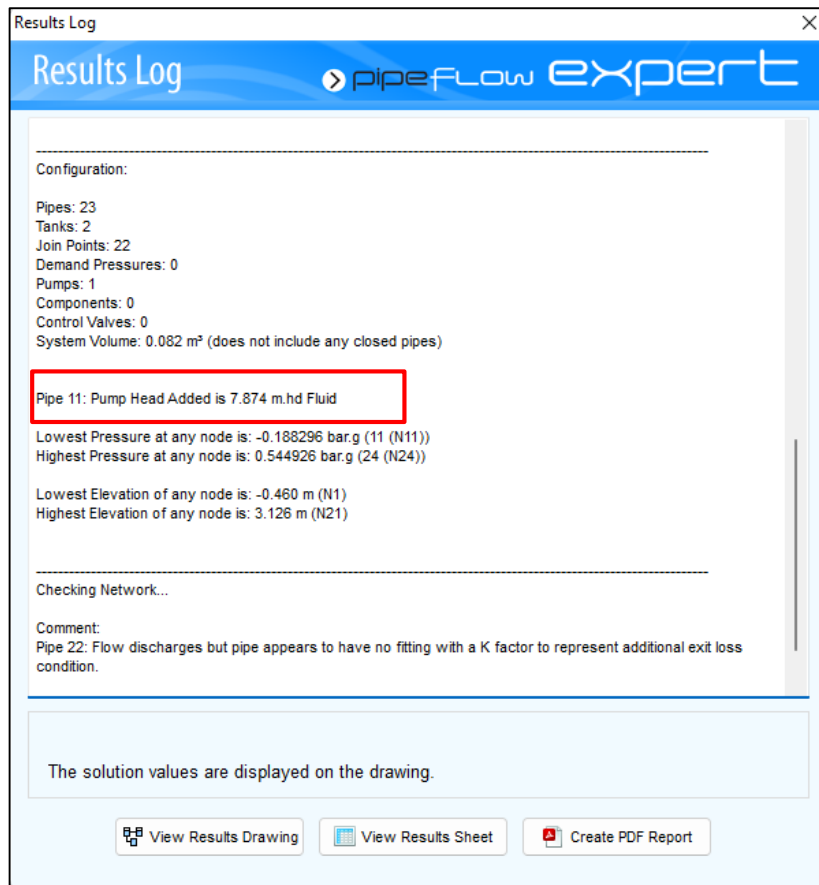
Gambar 3. 10 Penambahan Pompa

h) Perhitungan Pipe Flow



Gambar 3. 11 Perhitungan

i) Hasil Perhitungan



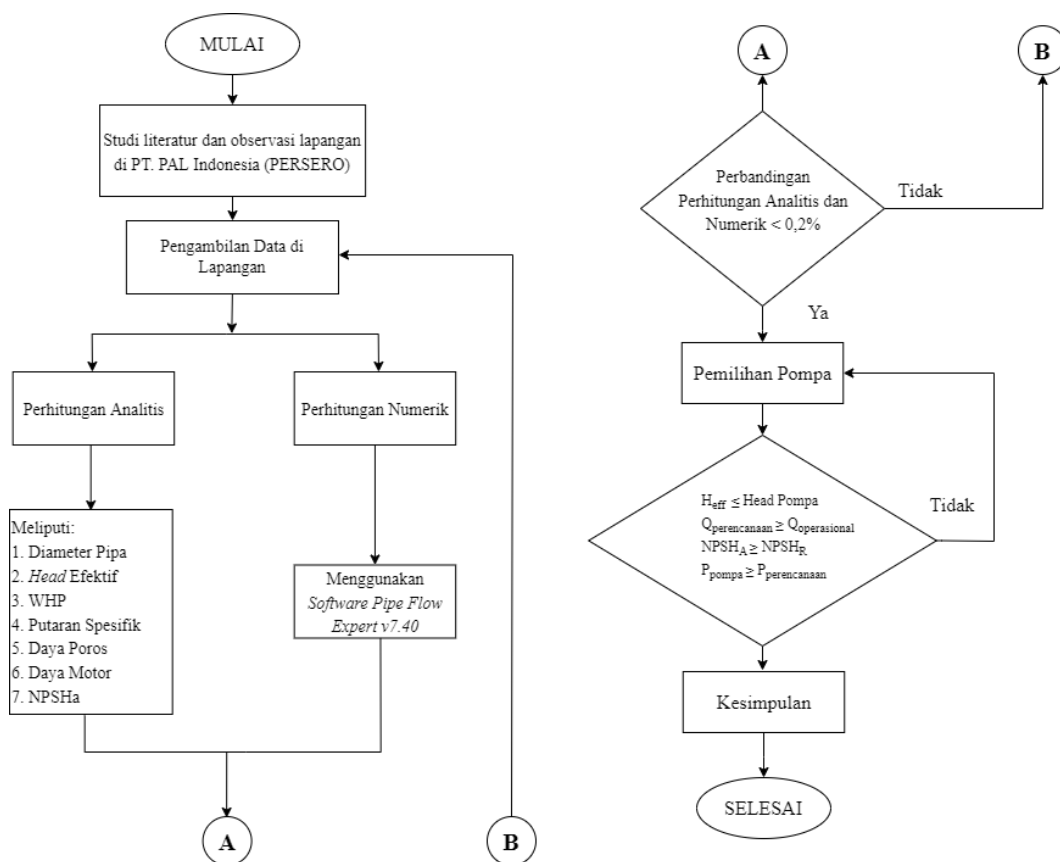
Gambar 3. 12 Hasil Perhitungan

3.7 Urutan Pengerjaan Menggunakan Flow Chart

Dalam melakukan perancangan penelitian ini, dilakukan perhitungan secara analitis dan numerik. Langkah-langkah perhitungan yang telah disebutkan digambarkan dalam bentuk diagram alir yang ditampilkan pada sub bab ini sebagai berikut.

3.7.1 Diagram Alir Perhitungan Analitis

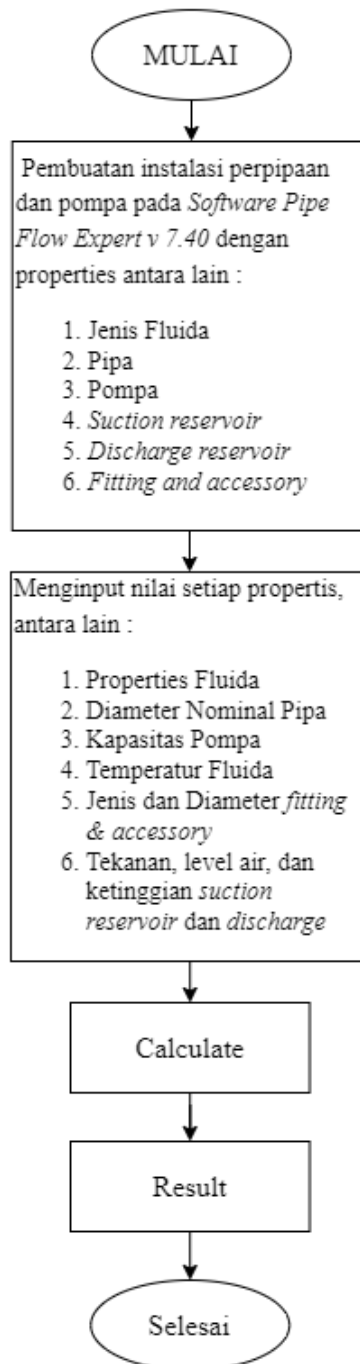
Perhitungan analitis dilakukan untuk menghitung diameter pipa, Head efektif, WHP, putaran spesifik, daya poros, daya motor dan NPSH_a. Dimana setelah adanya hasil, dibandingkan dengan perhitungan numerik.



Gambar 3. 13 Diagram Alir Perhitungan Analitis

3.7.2 Diagram Alir Perhitungan Numerik

Penjelasan numerik dilakukan untuk menghitung Head efektif dari instalasi yang dibuat. Instalasi yang dibuat sesuai dengan pipeline yang ada.



Gambar 3. 14 Diagram Alir Perhitungan Numerik

BAB IV

PERHITUNGAN

Pada bab ini membahas tentang perhitungan dalam perancangan sistem instalasi pompa pada *cooling system* Kapal Bantu Rumah Sakit produksi PT. PAL Indonesia (Persero) menggunakan dua fluida yaitu *sea water* dan *fresh water*.

4.1 Pengertian Umum

Sistem perpipaan ini berfungsi untuk mengoptimalkan proses pendinginan *engine* secara tertutup menggunakan dua fluida, yaitu fluida dengan *fresh water* dan *sea water*. Fluida pertama yaitu *fresh water* dengan *temperature* 90°C yang dialirkan menggunakan pompa dari *expansion tank* yang berfungsi untuk mendinginkan *engine*. Pada fluida kedua yaitu *sea water* dengan *temperature* 20°C yang dialirkan menggunakan pompa dari air laut untuk mendinginkan *fresh water* yang mengalami kenaikan *temperature* menjadi 95,9°C karena menyerap panas pada *engine*. Proses pendinginan menggunakan *fresh water* terjadi di dalam *heat exchanger*.

4.2 Perancangan Sistem Distribusi Fluida

4.2.1 Kebutuhan Fluida

Kebutuhan dalam proses pendinginan *engine* berdasarkan pada kapasitas pengoperasian pompa *centrifugal fresh water* yaitu sebesar 72 m³/jam dan pompa *sea water* sebesar 38 m³/jam.

4.2.2 Perhitungan Sistem Distribusi Fluida Sesuai Kondisi Lapangan

Perhitungan ini dilakukan dengan melakukan perhitungan *Head* efektif instalasi dalam kondisi eksisting, dimana dari perhitungan tersebut akan dilakukan pemilihan pompa yang sesuai dengan instalasi tersebut.

4.2.3 Perhitungan Diameter Instalasi Perpipaan

Dalam pengecekan diameter pipa, yang penting untuk diperhatikan adalah kecepatan aliran di dalam pipa. Pengecekan meliputi diameter pipa *suction* dan diameter pipa *discharge*. Untuk kecepatan aliran yang diizinkan pada pompa tergantung pada fluida kerjanya sesuai dengan tabel 2.3.

4.3 Perhitungan Pada Instalasi Fluida Fresh Water

4.3.1 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran Pada Pipa *Suction*

Diketahui:

- Kapasitas operasi fluida dari *expansion tank* menuju *engine* sebesar 72 $\frac{m^3}{h}$
- Material Pipa: *Welded Steel Pipe*

$$Q = 72 \frac{m^3}{h} \times \frac{1 h}{3600 sec}$$

$$= 0,02 \frac{m^3}{s}$$

$$\bar{V} = 1,5 \frac{m}{s}$$

Sehingga diameter pipa:

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

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,02 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 1,5 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,13 m$$

$$D = 0,13 \times \frac{1000 mm}{1 m} = 130 mm \approx 150 mm (6")$$

Dengan melakukan penyesuaian properties pipa yang ada di pasaran, maka dipilih pipa dengan jenis *Steel* (ANSI) SCH 40 dengan *nominal size* 150 mm dengan internal diameter 154 mm.

Maka dari itu, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa dengan diameter baru menggunakan rumus:

$$\bar{V} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$

$$\bar{V} = \frac{4 \times 0,02 \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,154 m)^2} = 1,07 \frac{m}{s}$$

Sesuai dengan Tabel 2.3, kecepatan aliran yang diizinkan untuk pipa *suction* minimal $0,6 \frac{m}{s}$ dan maksimal $1,5 \frac{m}{s}$. Maka dapat disimpulkan bahwa nilai kecepatan aliran pada pipa *suction* yang didapatkan sudah memenuhi batas kecepatan yang diizinkan.

4.3.2 Headloss Mayor Pada Pipa Suction

Untuk mencari besarnya mayor *losses*, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.14.

Diketahui:

$$f = \text{koefisien gesek}$$

$$L_{\text{Suction}} = 13,8 m$$

$$D_{\text{inside}} = 0,154 m$$

$$\bar{V} = 1,07 \frac{m}{s}$$

Untuk mencari nilai koefisien gesek, maka diperlukan nilai Reynold Number (Re) menggunakan persamaan dibawah ini:

$$Re = \frac{\bar{V}_s \times D}{\nu}$$

Diketahui:

$$T_{fluida} = 90^{\circ}\text{C}$$

$$\nu = 3,23 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

$$Re = \frac{1,07 \frac{m}{s} \times 0,154 m}{3,23 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 510154,7988$$

Sesuai dari hasil perhitungan diatas, dengan harga Reynold Number sebesar 510154,7988 maka termasuk dalam aliran turbulen ($Re > 2.300$).

Material pipa *Steel* (ANSI) SCH 40 memiliki roughness yang digunakan sebesar $e = 0,046 mm$. Sehingga nilai relative roughness sebagai berikut:

$$e = 0,046 mm = 4,6 \times 10^{-5} m$$

$$\frac{e}{D} = \frac{4,6 \times 10^{-5} m}{0,154 m}$$

$$\frac{e}{D} = 2,98 \times 10^{-4}$$

Dengan mengetahui nilai Re dan $\frac{e}{D}$ dari *Colebrook Equation*, digunakan untuk mendapatkan nilai f dengan persamaan:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{e}{3,7 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Persamaan diatas diselesaikan menggunakan data perhitungan dan iterasi Ms. Excel seperti berikut:

Tabel 4. 1 Iterasi Colebrook Ms. Excel pada Pipa Suction

f (asumsi)	Re	e/D	f (akhir)	df	%
0,025	510154,7988	0,000298701	0,016012	0,00899	35,95
0,016012	510154,7988	0,000298701	0,016251	0,00024	1,49
0,016251	510154,7988	0,000298701	0,016242	0,00001	0,05
0,016242	510154,7988	0,000298701	0,016242	0,00000	0,00

Setelah dilakukan iterasi menggunakan Ms. Excel, maka didapatkan hasil dengan $f = 0,016242$. Sehingga dapat dilanjutkan untuk melakukan perhitungan Headloss mayor sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 H_l &= f \times \frac{L}{D} \times \frac{\overline{V}_s^2}{2g} \\
 &= 0,016242 \times \frac{13,8 \text{ m}}{0,154 \text{ m}} \times \frac{(1,07 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} \\
 &= 0,08 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.3 Headloss Minor Pada Pipa Suction

Aksesoris yang terdapat pada pipa *suction* sesuai dengan Tabel 3.1. Untuk harga K pada masing-masing aksesoris didapatkan dari *software pipe flow expert* untuk *Nominal Pipe Size* diameter 150 mm dengan internal diameter 154 mm.

Tabel 4. 2 Perhitungan Nilai K Total pada Pipa *Suction*

Fitting	N	K	N*K
<i>Elbow 90</i>	9	0,45	4,05
<i>Elbow 45</i>	2	0,24	0,48
<i>Elbow 15</i>	4	0,025	0,1
<i>Branch Tee</i>	1	0,9	0,9
<i>Butterfly Valve</i>	1	0,68	0,68
<i>Reducer</i>	1	0,36	0,36
<i>Rubber Bellow (Twin Sphere)</i>	1	1,5	1,5
TOTAL			8,07

Setelah mengetahui nilai K total, maka dapat digunakan untuk mendapatkan nilai *Headloss Minor* dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned}
 H_{lm} &= K \times \frac{\overline{V}_s^2}{2g} \\
 &= 8,07 \times \frac{(1,07 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} \\
 &= 0,47 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.4 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran pada Pipa *Discharge*

Diketahui:

- Kapasitas operasi fluida dari *expansion tank* menuju *engine* sebesar $72 \frac{m^3}{h}$
- Material Pipa: *Welded Steel Pipe*

$$Q = 72 \frac{m^3}{h} \times \frac{1 h}{3600 sec}$$

$$= 0,02 \frac{m^3}{s}$$

$$\bar{V} = 3 \frac{m}{s}$$

Sehingga diameter pipa:

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

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,02 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 3 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,092 m$$

$$D = 0,092 \times \frac{1000 mm}{1 m} = 92 mm \approx 100 mm (4")$$

Dengan melakukan penyesuaian properties pipa yang ada di pasaran, maka dipilih pipa dengan jenis *Steel* (ANSI) SCH 40 dengan *nominal size* 100 mm dengan internal diameter 102,2 mm.

Maka dari itu, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa dengan diameter baru menggunakan rumus:

$$\bar{V} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$

$$\bar{V} = \frac{4 \times 0,02 \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,102 m)^2} = 2,44 \frac{m}{s}$$

Sesuai dengan Tabel 2.3, kecepatan aliran yang diizinkan untuk pipa *discharge* minimal $1,5 \frac{m}{s}$ dan maksimal $3,7 \frac{m}{s}$. Maka dapat disimpulkan bahwa nilai kecepatan aliran pada pipa *discharge* yang didapatkan sudah memenuhi batas kecepatan yang diizinkan.

4.3.5 *Headloss* Mayor Pada Pipa *Discharge*

Untuk mencari besarnya mayor *losses*, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.14.

Diketahui:

$$f = \text{koefisien gesek}$$

$$L_{\text{discharge}} = 28,18 \text{ m}$$

$$D_{\text{inside}} = 0,102 \text{ m}$$

$$\bar{V}_d = 2,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Untuk mencari nilai koefisien gesek, maka diperlukan nilai Reynold Number (Re) menggunakan persamaan dibawah ini:

$$Re = \frac{\bar{V}_d \times D}{\nu}$$

Diketahui:

$$T_{\text{fluida}} = 90^\circ\text{C}$$

$$\nu = 3,23 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{2,44 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,102 \text{ m}}{3,23 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$= 770526,3158$$

Sesuai dari hasil perhitungan diatas, dengan harga Reynold Number sebesar 770526,3158 maka termasuk dalam aliran turbulen ($Re > 2.300$).

Material pipa *Steel* (ANSI) SCH 40 memiliki roughness yang digunakan sebesar $e = 0,046 \text{ mm}$. Sehingga nilai relative roughness sebagai berikut:

$$e = 0,046 \text{ mm} = 4,6 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\frac{e}{D} = \frac{4,6 \times 10^{-5} \text{ m}}{0,102 \text{ m}}$$

$$\frac{e}{D} = 4,51 \times 10^{-4}$$

Dengan mengetahui nilai Re dan $\frac{e}{D}$ dari *Colebrook Equation*, digunakan untuk mendapatkan nilai f dengan persamaan:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{e}{3,7 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Persamaan diatas diselesaikan menggunakan data perhitungan dan iterasi Ms. Excel seperti berikut:

Tabel 4. 3 Iterasi *Colebrook* Ms. Excel pada Pipa *Discharge*

f (asumsi)	Re	e/D	f (akhir)	df	%
0,025	770526,3158	0,00045098	0,016899	0,00810	32,40
0,016899	770526,3158	0,00045098	0,017018	0,00012	0,70

0,017018	770526,3158	0,00045098	0,017015	0,00000	0,01
0,017015	770526,3158	0,00045098	0,017015	0,00000	0,00

Setelah dilakukan iterasi menggunakan Ms. Excel, maka didapatkan hasil dengan $f = 0,017015$. Sehingga dapat dilanjutkan untuk melakukan perhitungan *Headloss* mayor sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 H_l &= f \times \frac{L}{D} \times \frac{\bar{V}d^2}{2g} \\
 &= 0,017015 \times \frac{34,6 \text{ m}}{0,102 \text{ m}} \times \frac{(2,44 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} \\
 &= 1,76 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.6 *Headloss* Minor Pada Pipa Discharge

Aksesoris yang terdapat pada pipa *discharge* sesuai dengan Tabel 3.2. Untuk harga K pada masing-masing aksesoris didapatkan dari *software pipe flow expert* untuk *Nominal Pipe Size* diameter 90 mm dengan internal diameter 90,1 mm.

Tabel 4. 4 Perhitungan Nilai K Total pada Pipa *Discharge*

<i>Fitting</i>	N	K	N*K
<i>Elbow 90</i>	18	0,51	9,18
<i>Elbow 45</i>	9	0,27	2,43
<i>Elbow 15</i>	5	1,5	3
<i>Branch Tee</i>	1	0,9	1,02
<i>Butterfly Valve</i>	1	0,77	0,77
<i>Reducer</i>	1	0,36	0,36
<i>Rubber Bellow (Twin Sphere)</i>	1	1,5	1,5
<i>Enlargement</i>	2	0,13	0,26
<i>Gate Valve</i>	1	0,14	0,14
<i>Check Valve</i>	1	2	2

Total	20,66
--------------	--------------

Setelah mengetahui nilai K total, maka dapat digunakan untuk mendapatkan nilai *Headloss Minor* dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned}
 H_{lm} &= K \times \frac{\overline{Vd}^2}{2g} \\
 &= 20,66 \times \frac{(2,44 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} \\
 &= 6,3 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.7 Perhitungan *Headloss* pada Engine dan Heat Exchanger

Diketahui:

- *Losses* pada engine: 1 bar = 100.000 $\frac{N}{m^2}$
- *Pressure drop* heat exchanger: 0,45 bar = 45000 $\frac{N}{m^2}$

Untuk mengubah *pressure drop* menjadi *pressure Head*, dapat dihitung menggunakan persamaan 2.10.

$$H_p = \frac{p}{\gamma}$$

Diketahui $T = 90^\circ\text{C}$, maka $\rho_{H_2O} = 965,3 \text{ kg/m}^3$

$$\begin{aligned}
 \gamma &= \rho_{H_2O} \times g \\
 &= 965,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\
 &= 9469,593 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2} \\
 &= 9469,593 \frac{N}{\text{m}^3}
 \end{aligned}$$

$$H_{p \text{ engine}} = \frac{p}{\gamma} = \frac{100000 \frac{N}{\text{m}^2}}{9469,593 \frac{N}{\text{m}^3}} = 10,56 \text{ m}$$

$$H_{p \text{ heat exchanger}} = \frac{p}{\gamma} = \frac{45000 \frac{N}{\text{m}^2}}{9469,593 \frac{N}{\text{m}^3}} = 4,75 \text{ m}$$

4.3.8 Perhitungan *Headloss* Total

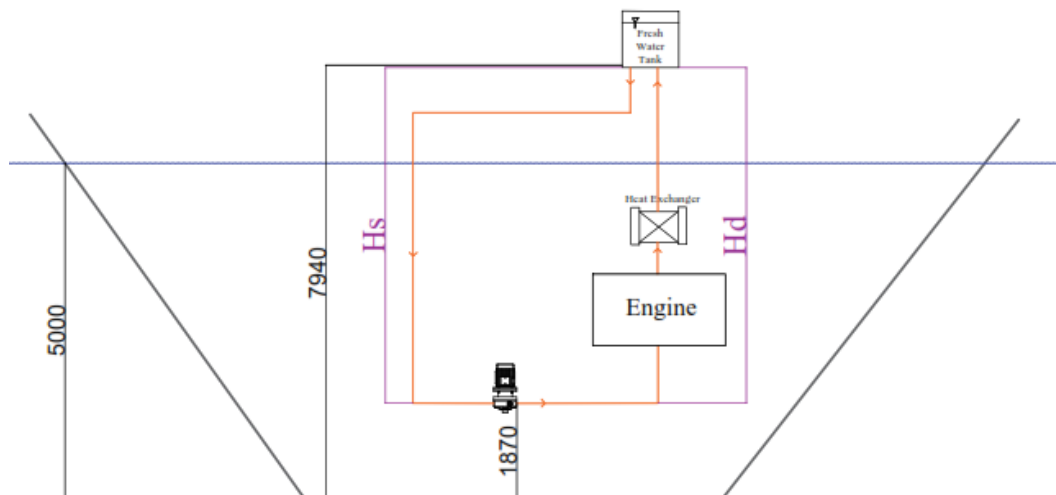
Setelah melakukan langkah perhitungan untuk mencari *Headloss mayor* dan *Headloss minor* pada pipa *suction* dan *discharge*, serta *Headloss* pada engine dan heat exchanger, maka hasil hasil perhitungan *Headloss* setiap *section* terlampir pada Tabel 4.5.

Tabel 4. 5 Perhitungan *Headloss* Total

<i>Section</i>	H_L(m)	H_{Lm}(m)	H_{LT}(m)
<i>Suction</i>	0,08	0,47	0,55
<i>Discharge</i>	1,76	6,3	8,07
<i>Engine</i>			10,56
<i>Heat Exchanger</i>			4,75
ΣH_{LT}			23,93

4.3.9 Perhitungan Head Efektif Instalasi

Head efektif instalasi adalah Head yang dapat diatasi oleh pompa dan seluruh komponen-komponen yang telah didapat dari perhitungan sebelumnya. Adapun Head efektif instalasi meliputi Head statis dan Head dinamis:



Gambar 4. 1 Head Efektif Instalasi *Fresh Water*

4.3.10 Perhitungan Head Statis

Nilai Head statis dapat dicari menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$H_{st} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + H_z$$

Sistem aliran yang digunakan adalah *close loop*, sehingga $P_1 = P_2$. Ketinggian dari suction reservoir sama dengan ketinggian discharge reservoir, maka $H_z = 0 m$.

Sehingga Head statis:

$$H_{st} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + H_z = 0$$

4.3.11 Perhitungan Head Dinamis

Perhitungan Head dinamis menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$H_{dyn} = \frac{Vd^2 - Vs^2}{2 \times g} + \sum H_{LT}$$

Sehingga dilakukan kalkulasi sebagai berikut.

$$H_{dyn} = \frac{\left(0 \frac{m}{s}\right)^2 - 0^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} + 23,93 = 23,93 \text{ m}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, maka Head efektif pompa dapat dikalkulasikan menggunakan persamaan berikut.

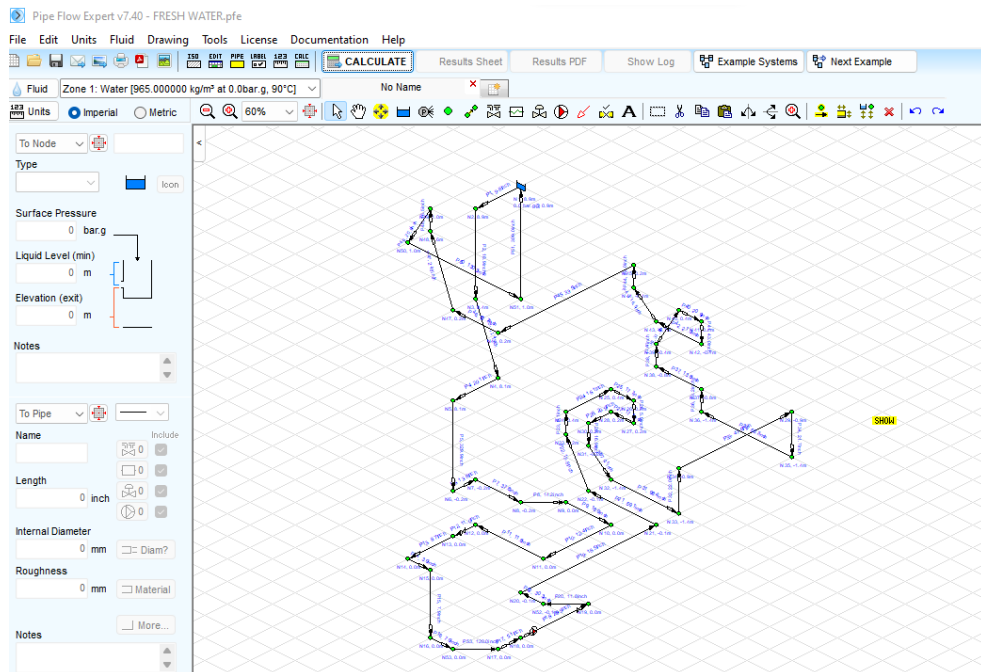
$$H_{eff} = H_{st} + H_{dyn}$$

Sehingga didapatkan nilai Head efektif sebagai berikut.

$$H_{eff} = 0 \text{ m} + 23,93 \text{ m} = 23,93 \text{ m}$$

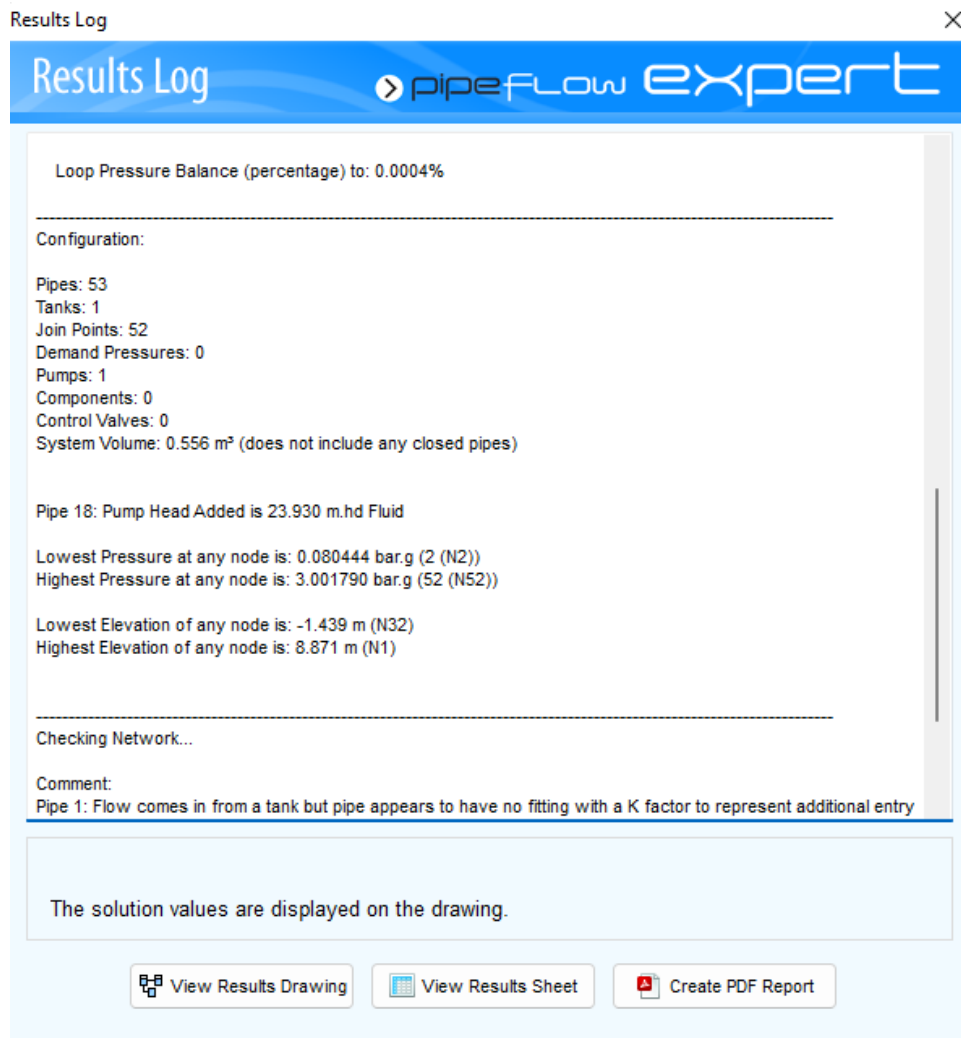
4.3.12 Perhitungan Numerik Instalasi Fresh Water

Dalam melakukan perhitungan dilakukan *import* desain instalasi pompa *fresh water* menuju software Pipe Flow Expert v7.40. Hasil instalasi pada software Pipe Flow Expert v7.40 ditampilkan pada Gambar 4.2.



Gambar 4. 2 Instalasi Pompa Fresh Water pada Software Pipe Flow Expert v7.40

Setelah dilakukan kalkulasi pada software tersebut, maka hasil yang didapatkan dari Software Pipe Flow Expert v7.40 ialah berdasarkan Gambar 4.3.



Gambar 4. 3 Head Efektif Instalasi Fresh Water pada Software Pipe Flow Expert v7.40

Untuk mengetahui keakuratan antara perhitungan teoritis dan perhitungan numerik maka digunakan metode untuk membandingkan kedua hasil menggunakan persamaan dibawah ini sebagai berikut.

$$\text{Perbandingan Hasil} = \left| \frac{H_{eff} - H_{eff}^{PFE}}{H_{eff}} \right| \times 100 \%$$

Maka setelah dilakukan kalkulasi didapatkan hasil sebagai berikut.

$$\text{Perbandingan Hasil} = \left| \frac{23,936 - 23,930}{23,936} \right| \times 100 \% = 0,02 \%$$

4.3.13 Perhitungan Daya Fluida

Fluida pada pompa menerima energi yang menghasilkan perubahan tekanan, dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

Dengan berdasarkan data yang telah diperoleh sebelumnya, maka parameter dari persamaan diatas memiliki nilai sebagai berikut.

- $Q = 0,02 \frac{m^3}{s}$
- $T_{fluida} = 90^\circ C$
- $\gamma = 9469,593 \frac{N}{m^3}$
- $H_{eff} = 23,93 m \times 1,1 = 26,32 m$

Maka hasil nilai WHP setelah dilakukan kalkulasi didapatkan nilai sebagai berikut.

$$\begin{aligned} WHP &= \gamma \times Q \times H \\ &= 9469,593 \frac{N}{m^3} \times 0,02 \frac{m^3}{s} \times 26,32 m \\ WHP &= 4985,3619 W = 4,98 kW \end{aligned}$$

4.3.14 Putaran Spesifik Pompa (n_s)

Untuk mendapatkan nilai n_s dapat menggunakan persamaan berikut:

$$n_s = \frac{3,65 \times n \times Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

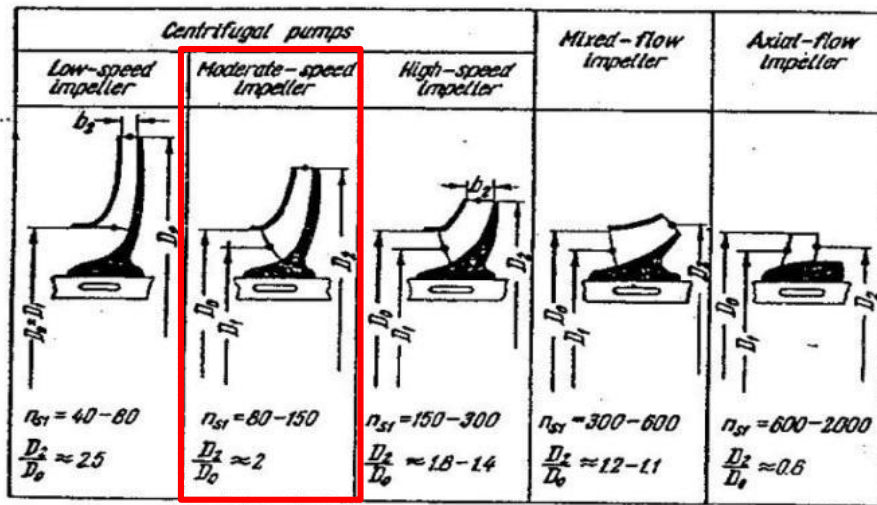
Diketahui:

$$\begin{aligned} n &= 2950 \text{ rpm} \\ Q &= 0,02 \frac{m^3}{s} = 1,2 \frac{m^3}{min} \\ H_{eff} &= 26,32 m \\ \gamma &= 9469,593 \frac{N}{m^3} \end{aligned}$$

Putaran spesifik (n_s) dapat dicari menggunakan persamaan berikut:

$$\begin{aligned} &= \frac{3,65 \times 2950 \times \left(0,02 \frac{m^3}{s}\right)^{1/2}}{(26,32 m)^{3/4}} \\ &= 131,03 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, didapatkan kecepatan spesifik (n_s) yang tergolong dalam *moderate-speed impeller*.



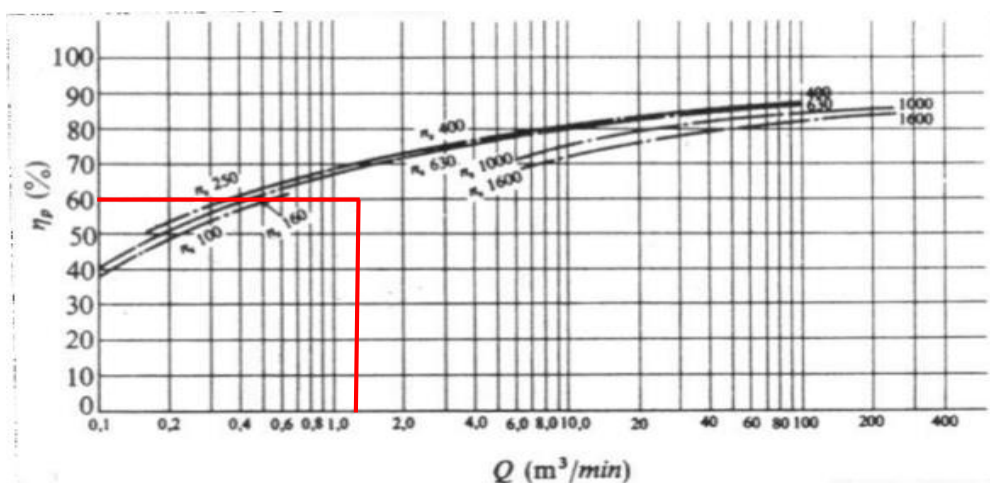
Gambar 4. 4 Putaran Spesifik Impeller [9]

4.3.15 Perhitungan Daya Poros

Daya poros merupakan daya yang digunakan untuk menggerakkan pompa ditambah kerugian di dalam pompa, yang besarnya dapat dihitung sebagai berikut:

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

Besarnya nilai efisiensi pompa didapatkan dengan melakukan plotting nilai putaran spesifik (n_s) dengan nilai kapasitas (Q) pada grafik efisiensi standart pompa.



Gambar 4. 5 Grafik Hubungan antara Kapasitas dengan Efisiensi [4]

Efisiensi standart pompa untuk kondisi $n_s = 131,03 \text{ rpm}$ dan $Q = 1,2 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$, maka efisiensi standar pompa $\eta_p = 60\%$. Sehingga perhitungan P_{shaft} menggunakan persamaan berikut:

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p} = \frac{4,98 \text{ kW}}{0,60} = 8,30 \text{ kW}$$

4.3.16 Perhitungan Daya Motor

Daya motor harus ditentukan agar daya poros pompa maksimum (P_{shaft}) dalam kerja normal. Karakteristik kerja dari sebuah pompa ialah bervariasi (Sularso, 2006). Daya motor dari penggerak yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_m = \frac{p(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Data yang diketahui:

$$P_{shaft} = 8,3 \text{ kW}$$

$$\alpha = 0,1 \text{ (motor diesel 4 langkah)}$$

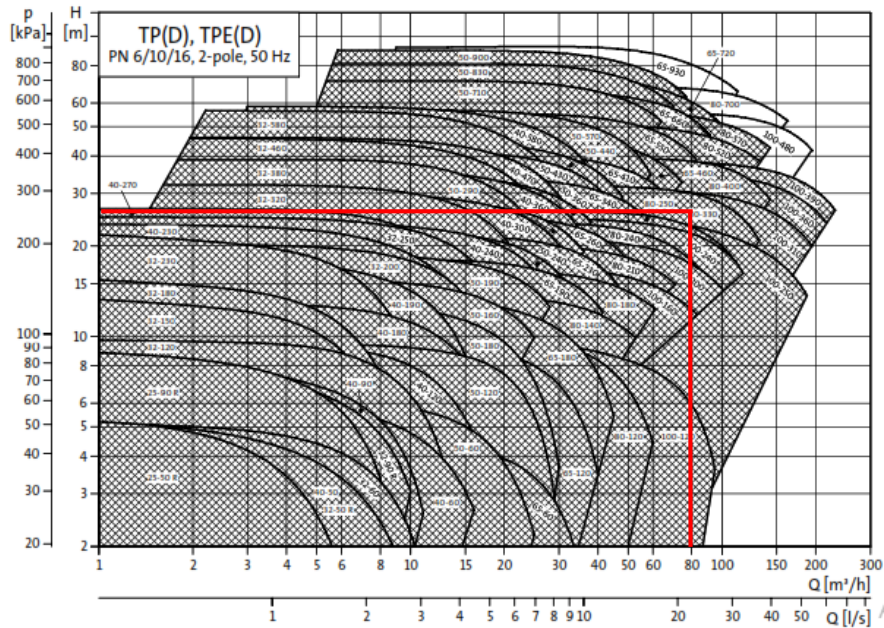
$$\eta_t = 0,98$$

Sehingga:

$$P_m = \frac{p(1 + \alpha)}{\eta_t} = 8,3 \text{ kW} \left(\frac{1 + 0,1}{0,98} \right) = 9,32 \text{ kW}$$

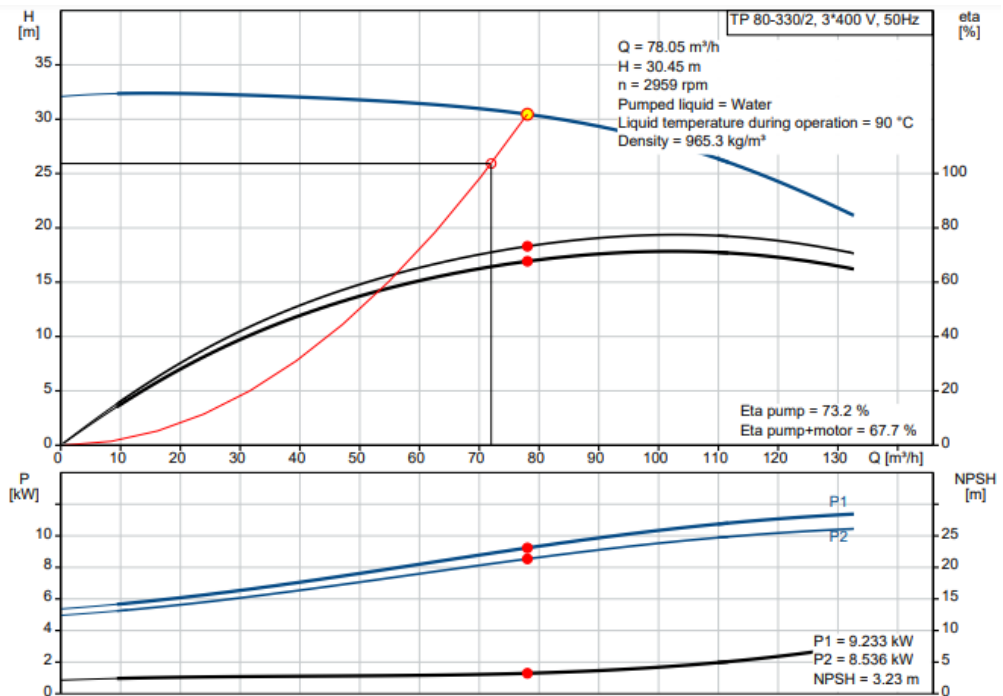
4.3.17 Pemilihan Pompa pada Brosur Berdasarkan Kapasitas dan Head

Brosur pompa menjadi acuan untuk menentukan jenis pompa. Karena brosur pompa dengan merek yang sesuai tidak ditemukan, sehingga dilakukan ekuivalen menggunakan pompa merek Grundfoss *Close Couple Single Stage Vertical Centrifugal Pump* dengan seri TP. Gambar 4.6 merupakan brosur pompa Grundfoss, untuk menentukan model pompa berdasarkan *Head* (m) dan kapasitas (m^3/h). Kapasitas yang dibutuhkan di lapangan sebesar $Q = 72 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ dan $H_{eff} = 23,93 \text{ m}$.



Gambar 4. 6 Pemilihan Tipe Pompa Grundfoss

Dengan $Q = 72 \frac{m^3}{h}$ dan $H = 26,32 m$, maka dalam brosur diperoleh pompa dengan merek Grundfoss TP 80-330 yang tertuang pada Gambar 4.6.



Gambar 4. 7 Grafik Performa Pompa Grundfoss TP 80-330

Berdasarkan hasil plotting kurva karakteristik pompa universal berdasarkan *Head* dan kapasitas serta mempertimbangkan daya penggerak, daya poros, dan putaran pompa, maka dapat dipilih pompa:

Jenis Pompa: *Centrifugal Pump*

Merek: *Grundfoss Close Couple Single Stage Vertical Pump*

Putaran: 2930 rpm

Model: TP 80-330/2 A-F-A-BAQE-NX1

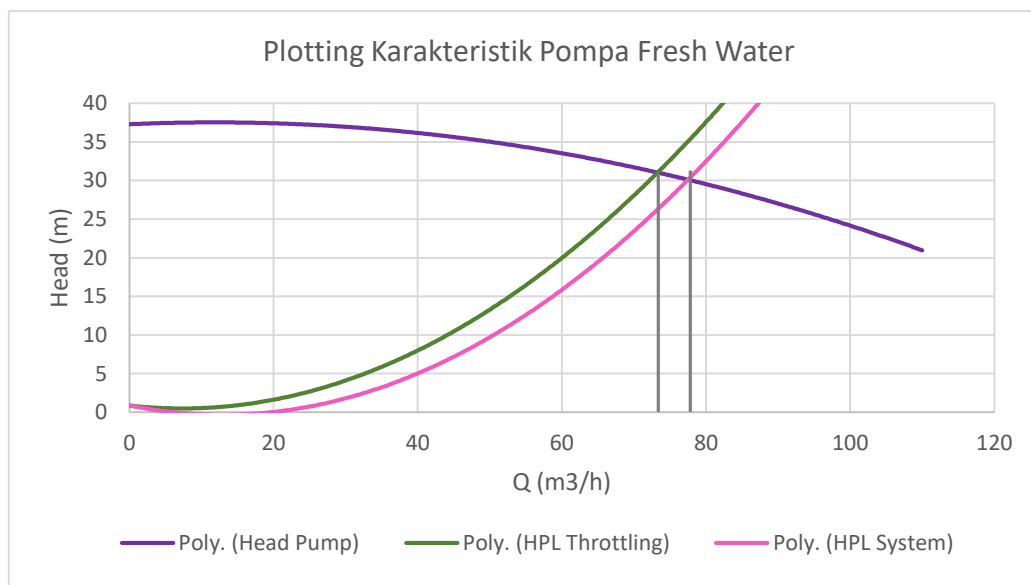
Kapasitas: 78,05 m³/h

Total Head: 30,45 m

Daya Motor: 11 kW

NPSH_R: 3,23 m

4.3.18 Plotting Karakteristik Pompa dengan Head Pipeline



Gambar 4. 8 Plotting Karakteristik Pompa *Fresh Water*

Pada kondisi yang dibutuhkan yaitu $H = 26,32 \text{ m}$ dan $Q = 72 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$, maka dipilih pompa yaitu pompa sentrifugal merek *Grundfoss* TP 80-330/2. Pada gambar 4.8 apabila karakteristik pompa yang dipilih diplotkan dengan *Head pipeline*, maka titik kerja pompa terletak pada $Q = 78 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$. Agar diperoleh kapasitas (Q) = $72 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$, maka *Head pipeline* dilakukan *throttling*. Hal ini diperlihatkan pada garis berwarna hijau.

4.3.19 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)

NPSH_A adalah NPSH yang tersedia di instalasi pompa, dan besarnya dapat ditulis sebagai berikut:

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} + h_s - \sum H_{ls}$$

Perhitungan NPSHA dianggap benar jika memenuhi persyaratan $NPSH_A > NPSH_R$, sehingga tidak akan terjadi kavitasi dimana:

$$P_a = 1 \text{ atm} = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T = 90^\circ\text{C}$$

$$P_v = 70,3 \text{ kPa}$$

$$h_s = 6,95 \text{ m}$$

$$\sum H_{ls} = 0,5 \text{ m}$$

$$NPSH_A = \frac{P_a - P_v}{\gamma} + h_s - \sum H_{ls} > NPSH_R$$

$$NPSH_A = \frac{101,325 \text{ kPa} - 70,3 \text{ kPa}}{9469,593 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} + 6,95 \text{ m} - 0,5 \text{ m}$$

$$NPSH_A = 3,28 \text{ m} + 6,95 \text{ m} - 0,5 \text{ m} = 9,67 \text{ m}$$

Diketahui pada data sheet pompa yang dipilih nilai $NPSH_R = 3,23 \text{ m}$ sehingga perhitungan $NPSH_A$ sudah benar karena memenuhi syarat yaitu $NPSH_A > NPSH_R$. Maka dapat disimpulkan bahwa instalasi aman terhadap kavitasi.

4.4 Perhitungan Pada Instalasi Fluida *Sea Water*

4.4.1 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran pada Pipa *Suction*

Diketahui:

- Kapasitas operasi fluida sebesar $38 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
- Material Pipa: *Welded Steel Pipe*

$$Q = 38 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ sec}}$$

$$= 0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\bar{V} = 2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Standart PT. PAL 2,2 - 2,8} \frac{\text{m}}{\text{s}})$$

Sehingga diameter pipa:

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

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \times 2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D = 0,073 \text{ m}$$

$$D = 0,073 \times \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 73 \text{ mm} \approx 80 \text{ mm (3")}$$

Dengan melakukan penyesuaian properties pipa yang ada di pasaran, maka dipilih pipa dengan jenis *Steel* (ANSI) SCH 40 dengan *nominal size* 80 mm dengan internal diameter 77,9 mm.

Maka dari itu, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa dengan diameter baru menggunakan rumus:

$$\bar{V} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$$

$$\bar{V} = \frac{4 \times 0,01 \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,0779 m)^2} = 2,21 \frac{m}{s}$$

Sesuai dengan Tabel 2.3, kecepatan aliran yang diizinkan untuk pipa *sea water* minimal $1,5 \frac{m}{s}$ dan maksimal $3,7 \frac{m}{s}$. Maka dapat disimpulkan bahwa nilai kecepatan aliran pada pipa *sea water* yang didapatkan sudah memenuhi batas kecepatan yang diizinkan.

4.4.2 Headloss Mayor Pada Pipa Suction

Untuk mencari besarnya mayor *losses*, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.14.

Diketahui:

$$f = \text{koefisien gesek}$$

$$L_{\text{Suction}} = 6,15 m$$

$$D_{\text{inside}} = 0,0779 m$$

$$\bar{V} = 2,21 \frac{m}{s}$$

Untuk mencari nilai koefisien gesek, maka diperlukan nilai Reynold Number (Re) menggunakan persamaan dibawah ini:

$$Re = \frac{\bar{V}_s \times D}{\nu}$$

Diketahui:

$$T_{\text{fluida}} = 20^\circ\text{C}$$

$$\nu = 1,05 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$Re = \frac{2,21 \frac{m}{s} \times 0,0779 m}{1,05 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$= 164393,5153$$

Sesuai dari hasil perhitungan diatas, dengan harga Reynold Number sebesar 164393,5153 maka termasuk dalam aliran turbulen ($Re > 2.300$).

Material pipa *Steel* (ANSI) SCH 40 memiliki roughness yang digunakan sebesar $e = 0,046 mm$. Sehingga nilai relative roughness sebagai berikut:

$$e = 0,046 \text{ mm} = 4,6 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\frac{e}{D} = \frac{4,6 \times 10^{-5} \text{ m}}{0,0779 \text{ m}}$$

$$\frac{e}{D} = 5,91 \times 10^{-4}$$

Dengan mengetahui nilai Re dan $\frac{e}{D}$ dari *Colebrook Equation*, digunakan untuk mendapatkan nilai f dengan persamaan:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Persamaan diatas diselesaikan menggunakan data perhitungan dan iterasi Ms. Excel seperti berikut:

Tabel 4. 6 Iterasi Colebrook Ms. Excel pada Pipa Suction

f (asumsi)	Re	e/D	f (akhir)	df	%
0.025	164393.5153	0.000590501	0.019382	0.00562	22.47
0.019382	164393.5153	0.000590501	0.019618	0.00024	1.22
0.019618	164393.5153	0.000590501	0.019606	0.00001	0.06
0.019606	164393.5153	0.000590501	0.019607	0.00000	0.00

Setelah dilakukan iterasi menggunakan Ms. Excel, maka didapatkan hasil dengan $f = 0,019919$. Sehingga dapat dilanjutkan untuk melakukan perhitungan Headloss mayor sebagai berikut:

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\bar{V}_s^2}{2g} = 0.019607 \times \frac{6,15 \text{ m}}{0,0779 \text{ m}} \times \frac{(2,21 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,38 \text{ m}$$

4.4.3 Headloss Minor pada Pipa Suction

Aksesoris yang terdapat pada pipa *suction* sesuai dengan Tabel 3.1. Untuk harga K pada masing-masing aksesoris didapatkan dari *software pipe flow expert* untuk *Nominal Pipe Size* diameter 80 mm dengan internal diameter 77,9 mm.

Tabel 4. 7 Perhitungan Nilai K Total pada Pipa Suction

Fitting	N	K	N*K
Elbow 90	4	0,53	2,21
Elbow 45	2	0,28	0,56

<i>Strainer</i>	1	1,00	1,00
<i>Reducer</i>	1	1,56	1,56
<i>Gate Valve</i>	1	0,14	0,13
<i>Butterfly Valve</i>	1	0,81	0,81
<i>Rubber Bellow</i>	1	1,5	1,5
TOTAL			7,69

Setelah mengetahui nilai K total, maka dapat digunakan untuk mendapatkan nilai *Headloss Minor* dengan persamaan berikut.

$$H_{lm} = K \times \frac{\bar{V}_s^2}{2g} = 7,69 \times \frac{(2,21 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} = 1,92 \text{ m}$$

4.4.4 Headloss Mayor pada Pipa Discharge

Diameter dan kecepatan aliran pipa *suction* dan *discharge* pada instalasi *sea water* ini besarnya sama, seperti perhitungan pada sub bab 4.4.1. Maka diketahui data untuk pipa discharge:

$$f = 0.019607$$

$$L_{discharge} = 8,15 \text{ m}$$

$$D_{inside} = 0,0779 \text{ m}$$

$$\bar{V}_d = 2,21 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Kemudian dapat dilanjutkan untuk melakukan perhitungan *Headloss* mayor sebagai berikut:

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\bar{V}_d^2}{2g} = 0.019607 \times \frac{8,15 \text{ m}}{0,0779 \text{ m}} \times \frac{(2,21 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,51 \text{ m}$$

4.4.5 Headloss Minor pada Pipa Discharge

Aksesoris yang terdapat pada pipa *discharge* sesuai dengan Tabel 3.2. Untuk harga K pada masing-masing aksesoris didapatkan dari *software pipe flow expert* untuk *Nominal Pipe Size* diameter 80 mm dengan internal diameter 77,9 mm.

Tabel 4. 8 Perhitungan Nilai K Total pada Pipa *Discharge*

Fitting	N	K	N*K
<i>Elbow 90</i>	6	0,53	3,18
<i>Elbow 45</i>	3	0,28	0,84

<i>Elbow 15</i>	1	1,5	1,5
<i>Branch Tee</i>	1	1,08	1,08
<i>Gate Valve</i>	1	0,14	0,14
<i>Butterfly Valve</i>	3	0,81	2,43
<i>Rubber Bellow</i>	1	1,5	1,5
<i>Enlargement</i>	1	0,51	0,51
<i>Check Valve</i>	1	2,2	2,2
TOTAL			13,38

Setelah mengetahui nilai K total, maka dapat digunakan untuk mendapatkan nilai *Headloss Minor* dengan persamaan berikut.

$$H_{lm} = K \times \frac{\bar{v}d^2}{2g} = 13,38 \times \frac{(2,21 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} = 3,34 \text{ m}$$

4.4.6 Perhitungan *Headloss* pada Engine dan Heat Exchanger

Diketahui:

- *Pressure drop heat exchanger*: 0,1 bar = $10000 \frac{N}{m^2}$

Untuk mengubah *pressure drop* menjadi *pressure Head*, dapat dihitung menggunakan persamaan 2.10.

$$H_p = \frac{p}{\gamma}$$

Diketahui $T = 20^\circ\text{C}$, maka $\rho_{seawater} = 1025 \text{ kg/m}^3$

$$\gamma = \rho_{seawater} \times g = 1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 10055,25 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Maka nilai *pressure Head* didapatkan dengan perhitungan berikut.

$$H_{p \text{ heat exchanger}} = \frac{p}{\gamma} = \frac{10000 \frac{N}{m^2}}{10055,25 \frac{N}{m^3}} = 0,99 \text{ m}$$

4.4.7 Perhitungan *Headloss Total*

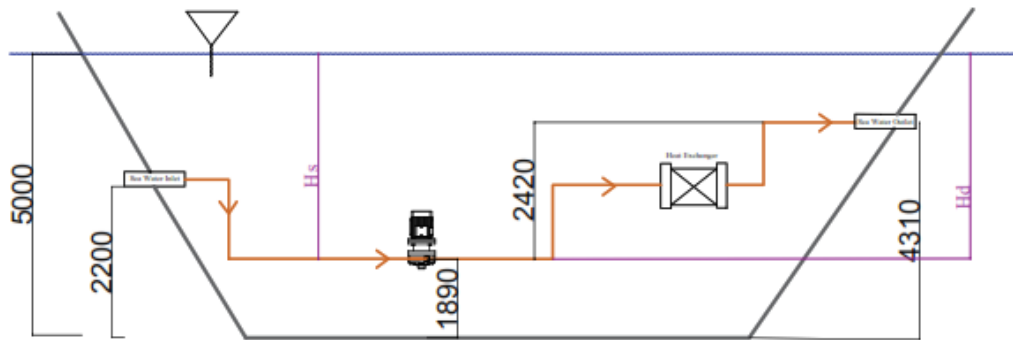
Setelah melakukan perhitungan untuk mencari *Headloss mayor* dan *Headloss minor* pada pipa *suction* dan *discharge*, serta *Headloss heat exchanger*, maka hasil perhitungan *Headloss total* akan ditabelkan sebagai berikut.

Tabel 4. 9 Perhitungan Headloss Total

<i>Section</i>	$H_L(m)$	$H_{Lm}(m)$	$H_{LT}(m)$
<i>Suction</i>	0,38	1,92	2,30
<i>Discharge</i>	0,51	3,34	3,85
<i>Heat Exchanger</i>			0,99
$\sum H_{LT}$			7,15

4.4.8 Perhitungan Head Efektif Instalasi

Head efektif instalasi adalah Head yang dapat diatasi oleh pompa dan seluruh komponen-komponen yang telah didapat dari perhitungan sebelumnya. Adapun Head efektif instalasi meliputi Head statis dan Head dinamis:



Gambar 4. 9 Head Efektif Instalasi

4.4.9 Perhitungan Head Statis

Nilai Head statis dapat dicari menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$H_{st} = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + H_z$$

Head elevasi pada suction (H_s) dan discharge (H_d) adalah sama, karena menggunakan referensi permukaan air laut, sehingga $H_z = 0$. Begitu pula dengan tekanan suction dan tekanan discharge adalah sama, yaitu 1 atm. Sehingga Head statis bernilai sebagai berikut.

$$H_{st} = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + H_z = \frac{1atm - 1atm}{10055,25} + 0 = 0$$

4.4.10 Perhitungan Head Dinamis

Perhitungan Head dinamis menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$H_{dyn} = \frac{V_d^2 - V_s^2}{2 \times g} + \sum H_{LT}$$

Sehingga hasil kalkulasi menggunakan persamaan di atas menjadi

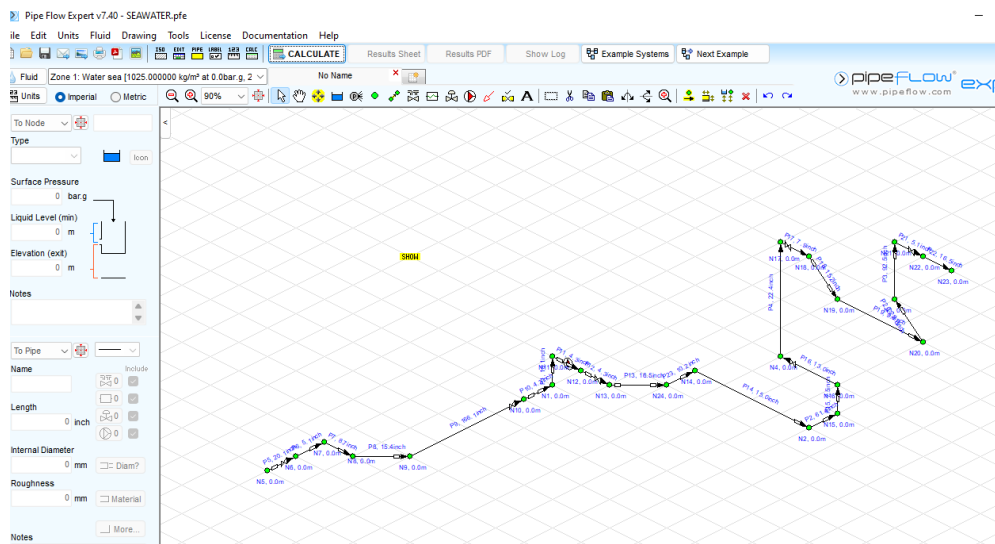
$$H_{dyn} = \frac{0^2 - 0^2}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} + 7,15 m = 7,15 m$$

Maka Head efektif pompa

$$H_{eff} = H_{st} + H_{dyn} = 7,15 m$$

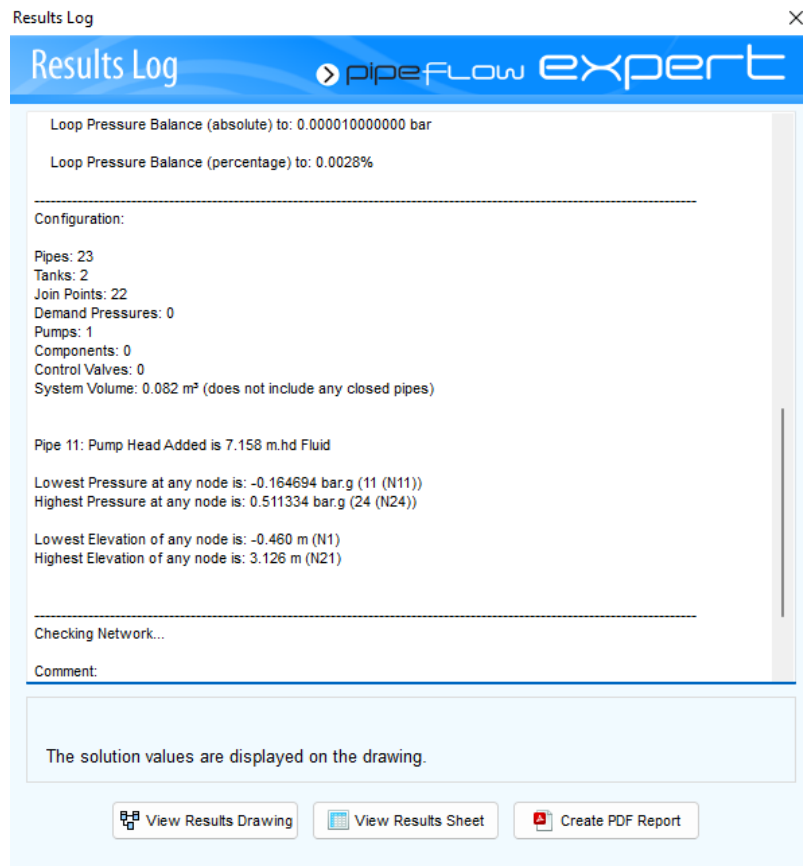
4.4.11 Perhitungan Numerik Instalasi Sea Water

Untuk melakukan validasi hasil apakah perhitungan teoritis diatas sudah benar, maka dilakukan perhitungan numerik dengan aplikasi Software Pipe Flow Expert v7.30. Dengan langkah-langkah yang telah dijelaskan pada Bab III, maka berikut hasil yang telah diperoleh dari perhitungan numerik menggunakan software Pipe Flow Expert v7.30 pada Gambar 4.9.



Gambar 4. 10 Instalasi Pompa Sea Water pada Software Pipe Flow Expert v7.40

Dari hasil yang telah didapatkan dari Software Pipe Flow Expert v7.40 diperoleh hasil sebagai berikut.



Gambar 4. 11 Head Efektif Instalasi Sea Water pada Software Pipe Flow Expert v7.40

Untuk mengetahui keakuratan antara perhitungan teoritis dan perhitungan numerik maka digunakan metode untuk membandingkan kedua hasil menggunakan persamaan dibawah ini sebagai berikut.

$$\text{Perbandingan Hasil} = \left| \frac{H_{eff} - H_{eff}^{PFE}}{H_{eff}} \right| \times 100 \%$$

Maka setelah dilakukan kalkulasi didapatkan hasil sebagai berikut.

$$\text{Perbandingan Hasil} = \left| \frac{7,157 - 7,158}{7,157} \right| \times 100\% = 0,01 \%$$

4.4.12 Perhitungan Daya Fluida

Tabel 4. 10 Perbedaan Spesifikasi Fluida

Data Fluida	Fresh Water (90°C)	Sea Water (20°C)
Density (ρ)	965,3 kg/m ³	1025 kg/m ³
Spesific Gravity (SG)	0,964	1,025
Kinematic Viscosity (ν)	$3,23 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$	$1,05 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

Dynamic Viscosity (μ)	$3,12 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$	$1,08 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$
-----------------------------	---------------------------------------	---------------------------------------

Mengingat perbedaan *density* dan perbedaan viskositas air laut dan air tawar sangat kecil, maka diasumsikan menggunakan *safety factor Head* sebesar 10%. Sehingga:

$$H_{eff} = 7,15 \text{ m} \times 1,1 = 7,87 \text{ m}$$

Fluida pada pompa menerima energi yang menghasilkan perubahan tekanan, dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

Dengan berdasarkan data yang telah diperoleh sebelumnya, maka parameter dari persamaan diatas memiliki nilai sebagai berikut.

- $Q = 0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- $T_{fluida} = 20^\circ\text{C}$
- $\gamma = 10055,25 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$
- $H_{eff} = 7,87 \text{ m}$

Maka hasil nilai WHP setelah dilakukan kalkulasi didapatkan nilai sebagai berikut.

$$\begin{aligned} WHP &= \gamma \times Q \times H \\ &= 10055,25 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times 0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 7,87 \text{ m} \\ &= 0,83 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.4.13 Putaran Spesifik Pompa (n_s)

Untuk mendapatkan nilai n_s dapat menggunakan persamaan berikut:

$$n_s = \frac{n \times Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Diketahui:

$$n = 1800 \text{ rpm}$$

$$Q = 0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,6 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

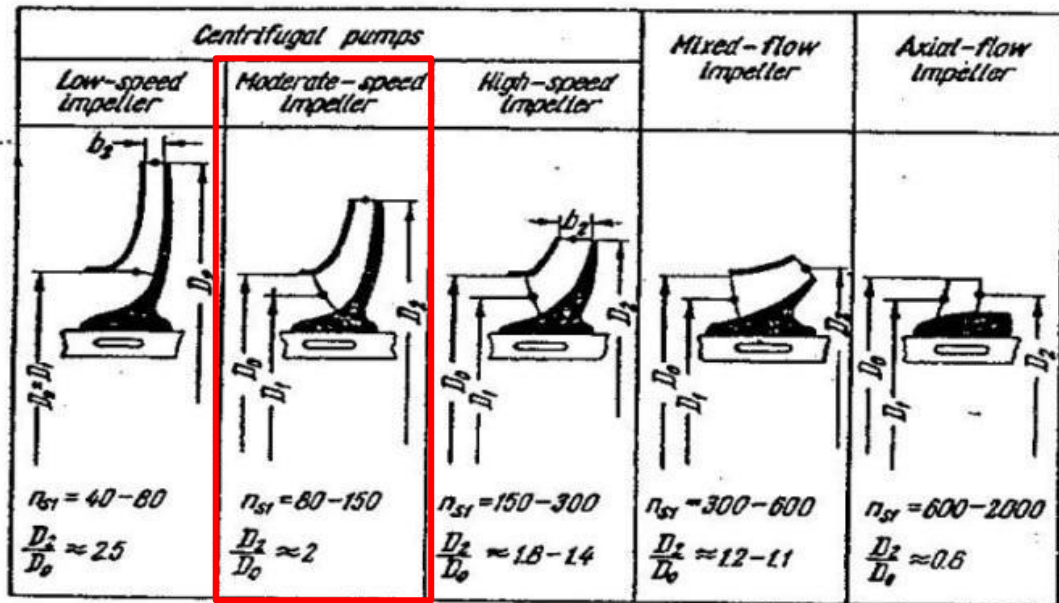
$$H_{eff} = 7,87 \text{ m}$$

$$\gamma = 10055,25 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Putaran spesifik (n_s) dapat dicari menggunakan persamaan berikut:

$$\begin{aligned} &= \frac{3,65 \times 1800 \times \left(0,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1/2}}{(7,87 \text{ m})^{3/4}} \\ &= 143,61 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, didapatkan kecepatan spesifik (n_s) yang tergolong dalam *modarate-speed impeller*.



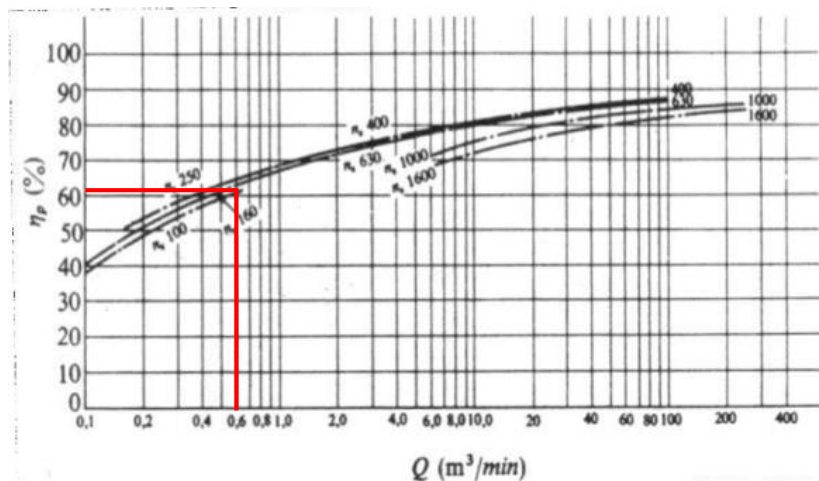
Gambar 4. 12 Putaran Spesifik Impeller [9]

4.4.14 Perhitungan Daya Poros

Daya poros merupakan daya yang digunakan untuk menggerakkan pompa ditambah kerugian di dalam pompa, yang besarnya dapat dihitung sebagai berikut:

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

Besarnya nilai efisiensi pompa didapatkan dengan melakukan plotting nilai putaran spesifik (n_s) dengan nilai kapasitas (Q) pada grafik efisiensi standart pompa.



Gambar 4. 13 Grafik Hubungan antara Kapasitas dengan Efisiensi [4]

Efisiensi standart pompa untuk kondisi $n_s = 143,61 \text{ rpm}$ dan $Q = 0,6 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$, maka efisiensi standar pompa $\eta_p = 62\%$. Sehingga perhitungan P_{shaft} menggunakan persamaan berikut:

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p} = \frac{0,83 \text{ kW}}{0,62} = 1,34 \text{ kW}$$

4.4.15 Perhitungan Daya Motor

Daya motor harus ditentukan agar daya poros pompa maksimum (P_{shaft}) dalam kerja normal. Karakteristik kerja dari sebuah pompa ialah bervariasi (Sularso, 2006). Daya motor dari penggerak yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_m = \frac{P_{shaft}(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Data yang diketahui:

$$P_{shaft} = 1,34 \text{ kW}$$

$$\alpha = 0,1 \text{ (motor diesel 4 langkah)}$$

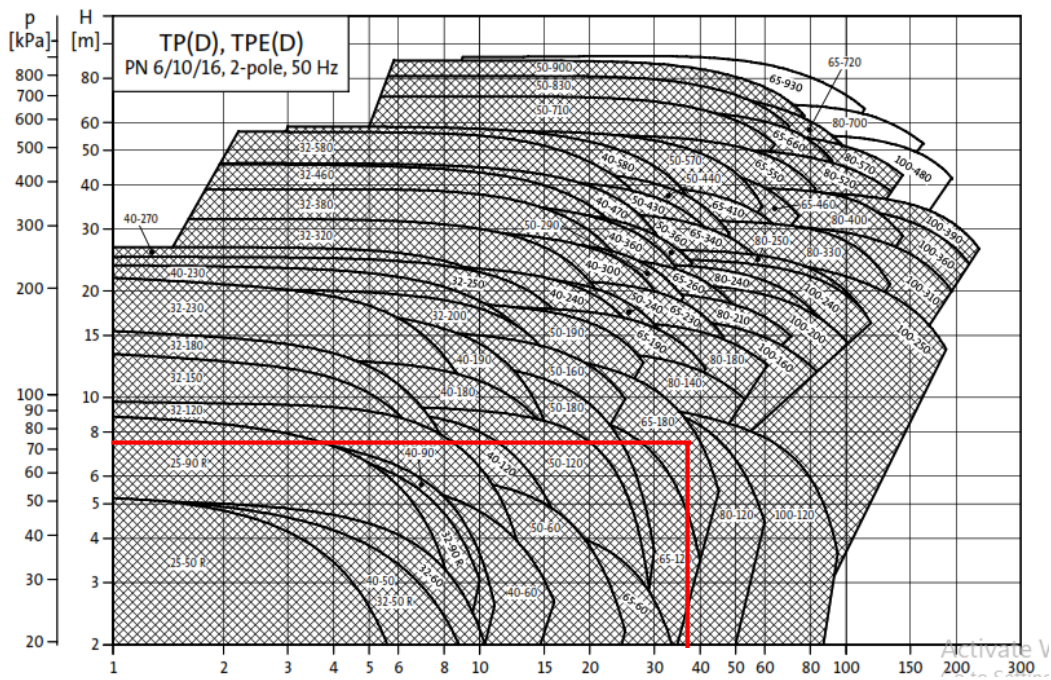
$$\eta_t = 0,98$$

Sehingga:

$$P_m = \frac{P_{shaft}(1 + \alpha)}{\eta_t} = 1,38 \text{ kW} \left(\frac{1 + 0,1}{0,98} \right) = 1,51 \text{ kW}$$

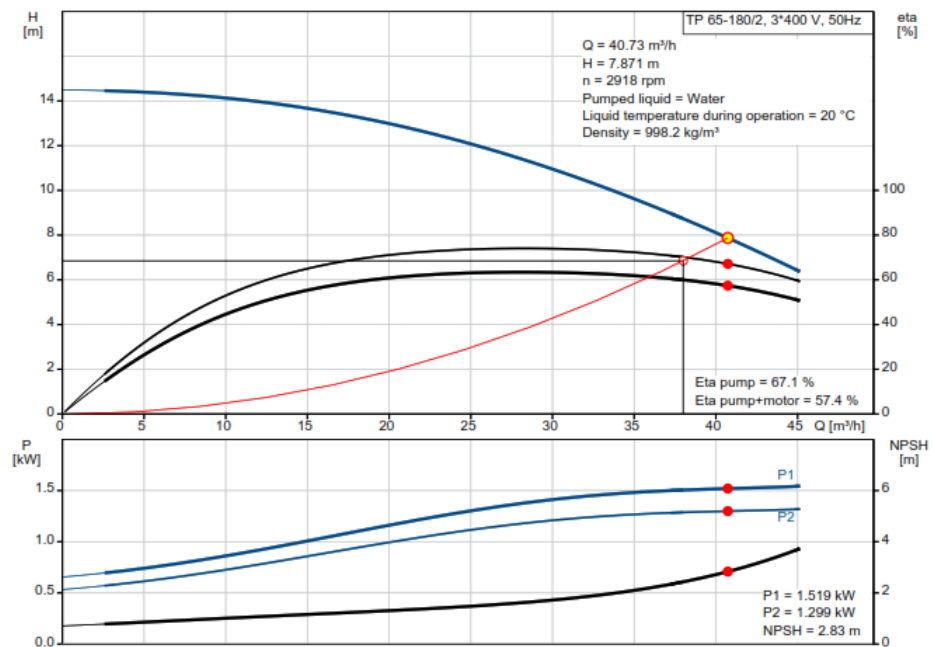
4.4.16 Pemilihan Pompa pada Brosur Berdasarkan Kapasitas dan Head

Brosur pompa menjadi acuan untuk menentukan jenis pompa. Karena brosur pompa dengan merek yang sesuai tidak ditemukan, sehingga dilakukan ekuivalen menggunakan pompa merek Grundfoss *Close Couple Single Stage Vertical Centrifugal Pump* dengan seri TP. Gambar 4.3 merupakan brosur pompa Grundfoss, untuk menentukan model pompa berdasarkan *Head* (m) dan kapasitas (m^3/h). Kapasitas yang dibutuhkan di lapangan sebesar $Q = 38 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ dan $H_{eff} = 7,87 \text{ m}$



Gambar 4. 14 Pemilihan Tipe Pompa Universal Grundfoss

Dengan $Q = 38 \frac{m^3}{h}$ dan $H = 7,87 m$, maka dalam brosur diperoleh pompa dengan merek Grundfoss TP 65-180 pada Gambar 4.14.



Gambar 4. 15 Grafik Performa Pompa Grundfoss TP 65-180

Berdasarkan hasil plotting kurva karakteristik pompa universal berdasarkan *Head* dan kapasitas serta mempertimbangkan daya penggerak, daya poros, dan putaran pompa, maka dapat dipilih pompa:

Jenis Pompa: *Centrifugal Pump*

Merek: *Grundfoss Close Couple Single Stage Vertical Pump*

Putaran: 2918 rpm

Model: TP 65-180/2 A-F-B-BQBE-HX1

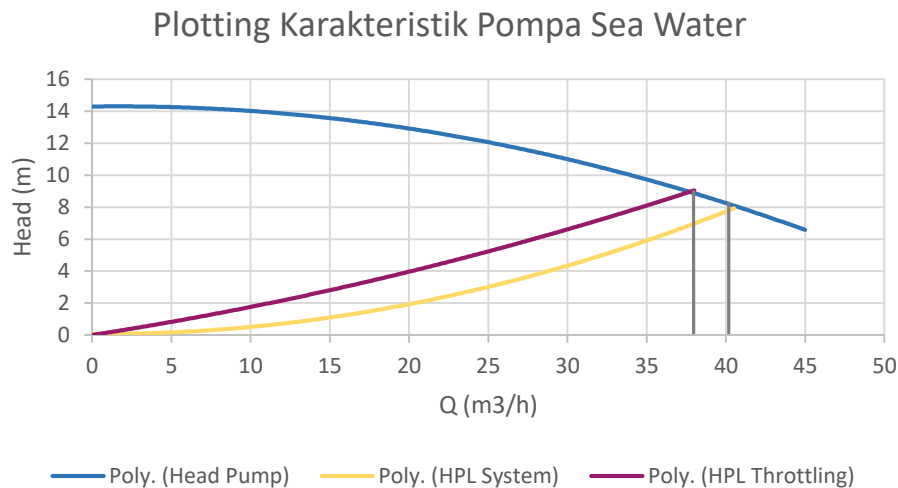
Kapasitas: 40,73 m³/h

Total Head: 7,871 m

Daya Motor: 1,5 kW

NPSH_R: 2,83 m

4.4.17 Plotting Karakteristik Pompa dengan Head Pipeline



Gambar 4. 16 Plotting Karakteristik Pompa Sea Water

Pada kondisi yang dibutuhkan yaitu $H = 7,87 \text{ m}$ dan $Q = 38 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$, maka dipilih pompa yaitu pompa sentrifugal merek *Grundfoss* TP 65-180/2. Pada gambar 4.16 apabila karakteristik pompa yang dipilih diplotkan dengan *Head pipeline*, maka titik kerja pompa terletak pada $Q = 40 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$. Agar diperoleh kapasitas (Q) = $38 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$, maka *Head pipeline* dilakukan *throttling*. Hal ini diperlihatkan pada garis berwarna ungu.

4.4.18 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)

NPSH_A adalah NPSH yang tersedia di instalasi pompa, dan besarnya dapat ditulis sebagai berikut:

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_{ls}$$

Perhitungan NPSHA dianggap benar jika memenuhi persyaratan $NPSH_A > NPSH_R$, sehingga tidak akan terjadi kavitasi dimana:

$$P_a = 1 \text{ atm} = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T = 20^\circ\text{C}$$

$$P_v = 2,31981 \text{ kPa}$$

$$h_s = 3,2 \text{ m}$$

$$\sum H_{ls} = 6,74 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} NPSH_A &= \frac{P_a - P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_{ls} > NPSH_R \\ &= \frac{101,325 \text{ kPa} - 2,31981 \text{ kPa}}{9469,593 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} - 0 \text{ m} - 2,30 \text{ m} \\ &= \frac{99,005 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{9469,593 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} - 0 \text{ m} - 2,30 \text{ m} \\ &= 10,45 \text{ m} - 2,30 \text{ m} = 8,15 \text{ m} \end{aligned}$$

Diketahui pada data sheet pompa yang dipilih nilai $NPSH_R = 2,83 \text{ m}$ sehingga perhitungan $NPSH_A$ sudah benar karena memenuhi syarat yaitu $NPSH_A > NPSH_R$. Maka dapat disimpulkan bahwa instalasi aman terhadap kavitasi.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Kapasitas air tawar yang di pompakan oleh *fresh water pump* adalah $72 \frac{m^3}{h}$. Diameter yang sesuai untuk pipa *suction* sebesar 150 mm (6") dan pipa *discharge* sebesar 100 mm (4") dengan jenis pipa *Steel Schedule 40*. Sedangkan kapasitas air laut yang dipompakan oleh *sea water pump* adalah $38 \frac{m^3}{h}$. Diameter yang sesuai untuk pipa *suction* dan *discharge* sebesar 80 mm (3") dengan jenis pipa *Steel Schedule 40*.
2. *Head* efektif pompa (H_{eff}) pada instalasi *fresh water* dari perhitungan manual sebesar 23,936 m dan dari perhitungan menggunakan *software pipe flow expert* didapat sebesar 23,930 m dengan selisih kesalahan 0,02% sedangkan *Head* efektif pompa pada instalasi *sea water* dari perhitungan manual sebesar 7,157 m dan dari perhitungan menggunakan *software pipe flow expert* didapat hasil sebesar 7,158 m dengan selisih tingkat kesalahan 0,01%.
3. Pada instalasi *fresh water*, hasil perhitungan $H_{eff} = 26,323$ m dengan kapasitas $72 \frac{m^3}{h}$ maka dipilih pompa yang sesuai menggunakan pompa sentrifugal merek Grundfoss *Close Couple Single Stage Vertical Pump TP 80-330/2* dengan daya penggerak pompa sebesar 9,32 kW. Sedangkan pada instalasi *sea water*, hasil perhitungan $H_{eff} = 7,872$ m dengan kapasitas $38 \frac{m^3}{h}$ maka dipilih pompa yang sesuai menggunakan pompa sentrifugal merek Grundfoss *Close Couple Single Stage Vertical Pump TP 65-180/2* dengan daya penggerak pompa sebesar 1,51 kW.

5.2 Saran

Adapun saran untuk instalasi pompa *cooling system* pada kapal bantu rumah sakit adalah sebagai berikut:

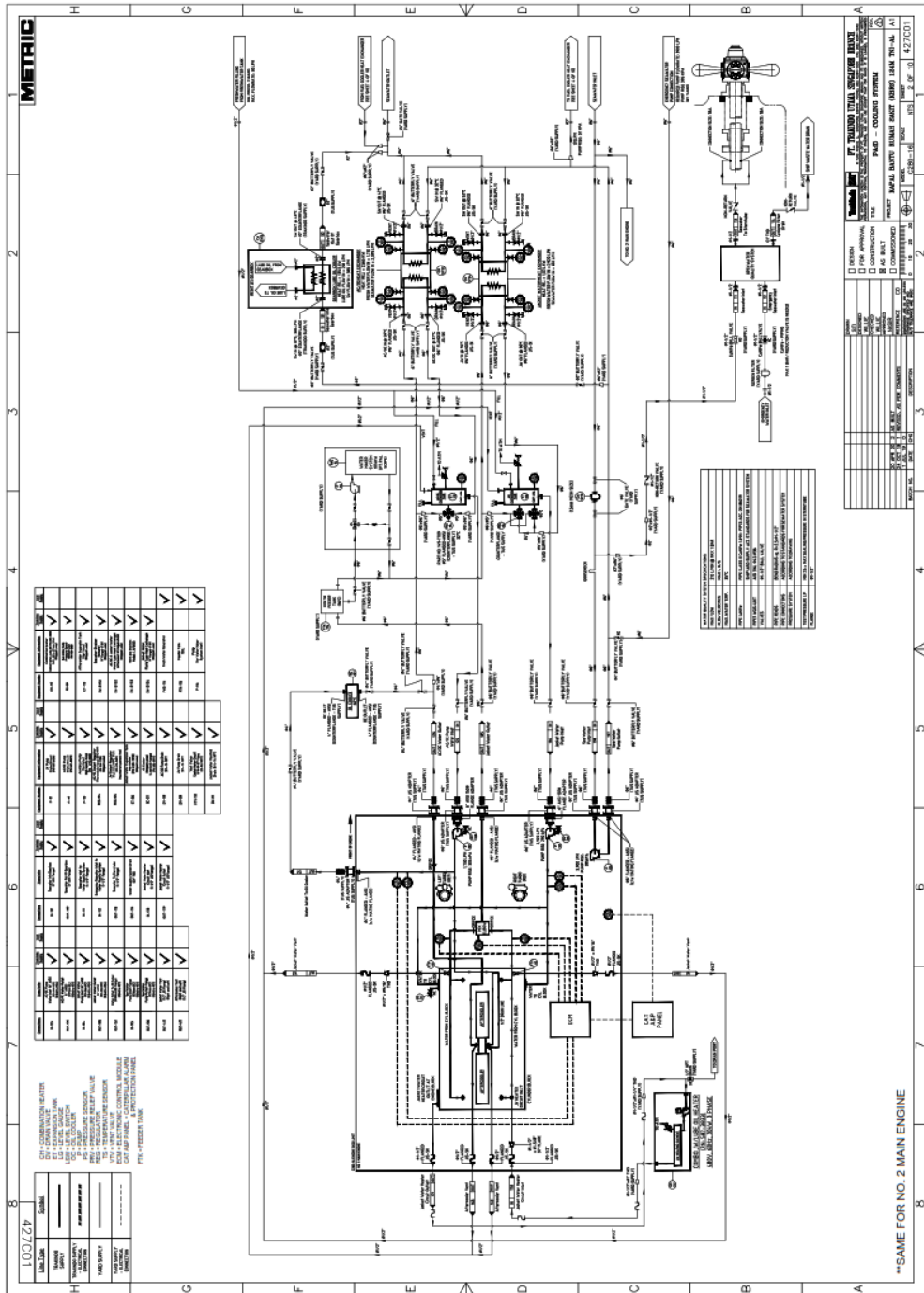
1. Perlu adanya tambahan pompa *redundant* sebagai pompa cadangan.
2. Perlu adanya dokumentasi spesifikasi pada peralatan yang ada.

DAFTAR PUSTAKA

1. PT. PAL Indonesia (Persero). 2020. "Company Profile", Surabaya.
2. Fathallah, Aguk Zuhdi Muhammad, Wolfgang Busse, and Fadhil Rizki Clausthaldi. 2017. "Fluid Flow Analysis of Jacket Cooling System for Marine Diesel Engine 93 kW." *International Journal of Marine Engineering Innovation and Research* 1.2.
3. Karrasik, Igor J. 1960. "Pump Handbook". McGraw – Hill, New York.
4. Sularso, Tahara Haruo. 2010. "Pompa dan Kompresor". PT Pradnya Paramita, Jakarta.
5. Fox, Robert W and McDonald. 2015. "Introduction to Fluid Mechanics", 9th Edition. John Wiley and Sons, New York.
6. Moran, Michael J and Howard N Shapiro. 2014. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 8th Edition. John Wiley and Sons, New York.
7. Victor L. S. Streeter, E. Benjamin Wylie. 1988. *Mekanika Fluida*. Jakarta: Erlangga
8. Hick, Tyler G. 1971. "Pump Application Engineering", Harahap, Z.(penerjemah). 1996. Erlangga, Jakarta.
9. M. Khetagurov, 1954 "Marine Auxiliary Machinery and Systems"
10. Dietzel, Fritz. 1993. *Turbin Pompa dan Kompresor*, Alih Bahasa.
11. Ridwan. 1999. *Mekanika Fluida Dasar*. Jakarta: Gunadarma
12. Silowash, Brian. 2010. *Piping System Manual*. United States
13. www.pipeflow.co.uk. 2010. *Pipe Flow Expert*. Software.
14. Carlton, John. 2007. *Marine Propellers and Propulsion* Second Edition. Elsevier.
15. www.kkp.go.id. 2021. *Direktorat Jenderal Pengelolaan Ruang Laut, Kementrian Kelautan dan Perikanan*.

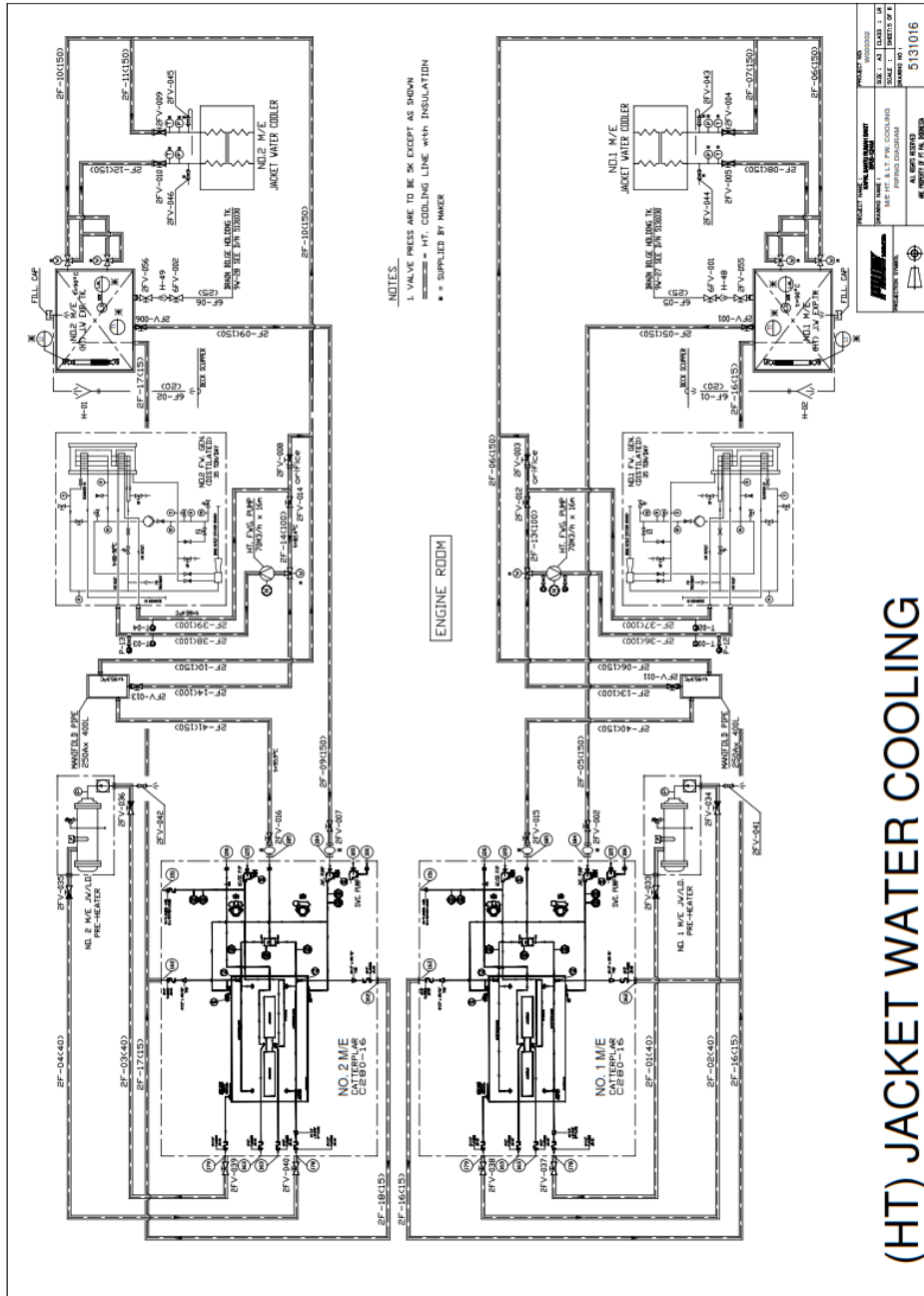
LAMPIRAN

Lampiran 1: P&ID Instalasi Perpipaan Cooling System Kapal Bantu Rumah Sakit



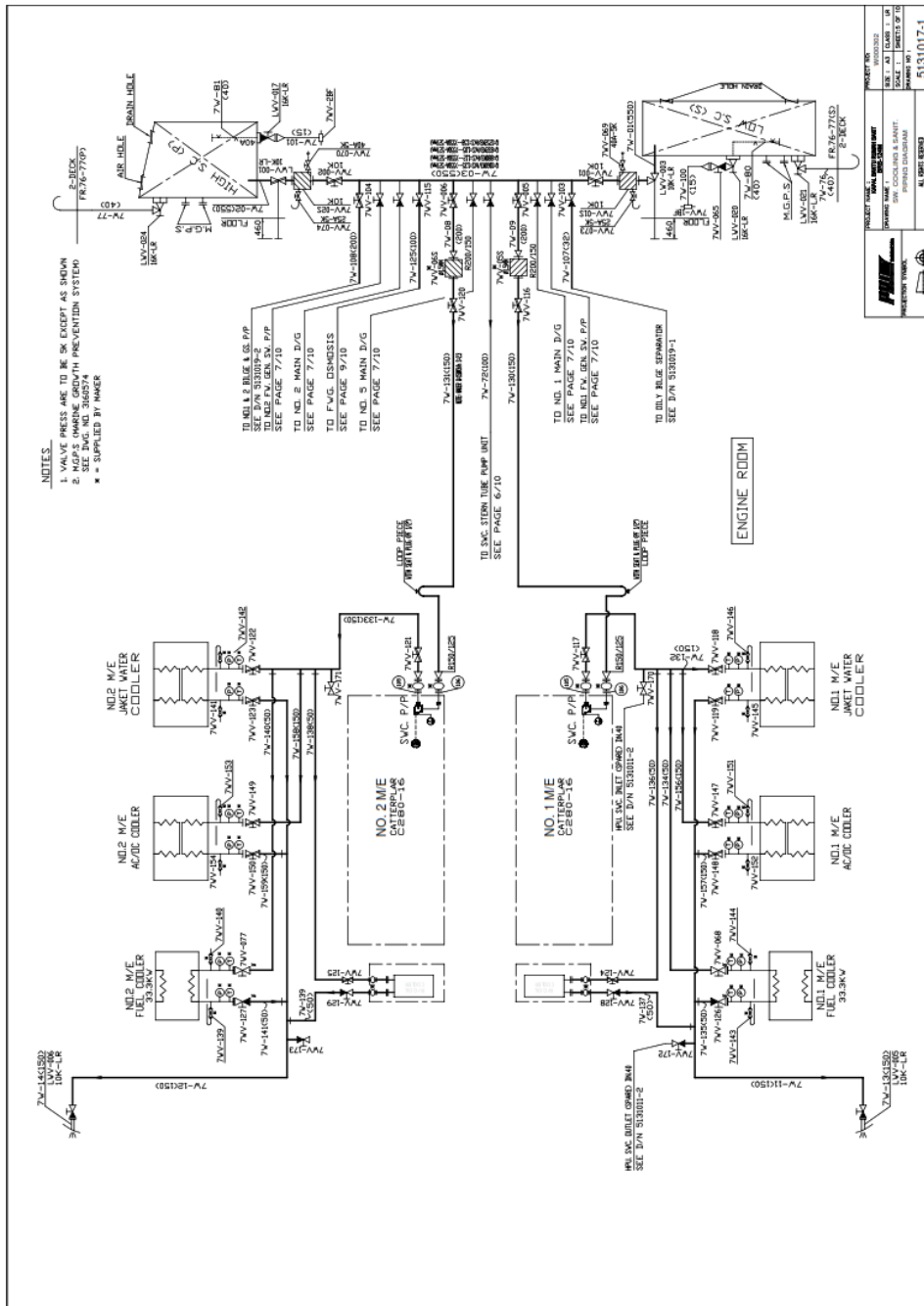
Sumber: Divisi Desain PT. PAL Indonesia

Lampiran 2: Finish Plan Main Engine Fresh Water Cooling



Sumber: Divisi Desain PT. PAL Indonesia (Persero)

Lampiran 3: Finish Plan Main Engine Sea Water Cooling



Sumber: Divisi Desain PT. PAL Indonesia (Persero)

Lampiran 4: Tabel Konversi G.2

Table G.2

Conversion Factors and Definitions

Fundamental Dimension	English Unit	Exact SI Value	Approximate SI Value
Length	1 in.	0.0254 m	—
Mass	1 lbm	0.453 592 37 kg	0.454 kg
Temperature	1°F	5/9 K	—

Definitions:

Acceleration of gravity: $g = 9.8066 \text{ m/s}^2 (= 32.174 \text{ ft/s}^2)$

Energy: Btu (British thermal unit) = amount of energy required to raise the temperature of 1 lbm of water 1°F (1 Btu = 778.2 ft · lbf)
 kilocalorie = amount of energy required to raise the temperature of 1 kg of water 1 K (1 kcal = 4187 J)

Length: 1 mile = 5280 ft; 1 nautical mile = 6076.1 ft = 1852 m (exact)

Power: 1 horsepower = 550 ft · lbf/s

Pressure: 1 bar = 10^5 Pa

Temperature: degree Fahrenheit, $T_F = \frac{9}{5}T_C + 32$ (where T_C is degrees Celsius)
 degree Rankine, $T_R = T_F + 459.67$
 Kelvin, $T_K = T_C + 273.15$ (exact)

Viscosity: 1 Poise = 0.1 kg/(m · s)
 1 Stoke = 0.0001 m²/s

Volume: 1 gal = 231 in.³ (1 ft³ = 7.48 gal)

Useful Conversion Factors:

Length:	1 ft = 0.3048 m 1 in. = 25.4 mm	Power:	1 hp = 745.7 W 1 ft · lbf/s = 1.356 W
Mass:	1 lbm = 0.4536 kg 1 slug = 14.59 kg	Area:	1 Btu/hr = 0.2931 W 1 ft ² = 0.0929 m ² 1 acre = 4047 m ²
Force:	1 lbf = 4.448 N 1 kgf = 9.807 N	Volume:	1 ft ³ = 0.02832 m ³ 1 gal (US) = 0.003785 m ³ 1 gal (US) = 3.785 L
Velocity:	1 ft/s = 0.3048 m/s 1 ft/s = 15/22 mph 1 mph = 0.447 m/s	Volume flow rate:	1 ft ³ /s = 0.02832 m ³ /s 1 gpm = 6.309×10^{-5} m ³ /s
Pressure:	1 psi = 6.895 kPa 1 lbf/ft ² = 47.88 Pa 1 atm = 101.3 kPa 1 atm = 14.7 psi 1 in. Hg = 3.386 kPa 1 mm Hg = 133.3 Pa	Viscosity (dynamic):	1 lbf · s/ft ² = 47.88 N · s/m ² 1 g/(cm · s) = 0.1 N · s/m ² 1 Poise = 0.1 N · s/m ²
Energy:	1 Btu = 1.055 kJ 1 ft · lbf = 1.356 J 1 cal = 4.187 J	Viscosity (kinematic):	1 ft ² /s = 0.0929 m ² /s 1 Stoke = 0.0001 m ² /s

(Sumber: Fox and McDonald's, Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition)

Lampiran 5: Tabel A.8 Properties of Water (SI Units)

Temperature, $T(^{\circ}\text{C})$	Density, ρ (kg/m ³)	Dynamic Viscosity, μ (N·s/m ²)	Kinematic Viscosity, ν (m ² /s)	Surface Tension, σ (N/m)	Vapor Pressure, p_v (kPa)	Bulk Modulus, E_v (GPa)
0	1000	1.76E-03	1.76E-06	0.0757	0.661	2.01
5	1000	1.51E-03	1.51E-06	0.0749	0.872	
10	1000	1.30E-03	1.30E-06	0.0742	1.23	
15	999	1.14E-03	1.14E-06	0.0735	1.71	
20	998	1.01E-03	1.01E-06	0.0727	2.34	2.21
25	997	8.93E-04	8.96E-07	0.0720	3.17	
30	996	8.00E-04	8.03E-07	0.0712	4.25	
35	994	7.21E-04	7.25E-07	0.0704	5.63	
40	992	6.53E-04	6.59E-07	0.0696	7.38	
45	990	5.95E-04	6.02E-07	0.0688	9.59	
50	988	5.46E-04	5.52E-07	0.0679	12.4	2.29
55	986	5.02E-04	5.09E-07	0.0671	15.8	
60	983	4.64E-04	4.72E-07	0.0662	19.9	
65	980	4.31E-04	4.40E-07	0.0654	25.0	
70	978	4.01E-04	4.10E-07	0.0645	31.2	
75	975	3.75E-04	3.85E-07	0.0636	38.6	
80	972	3.52E-04	3.62E-07	0.0627	47.4	
85	969	3.31E-04	3.41E-07	0.0618	57.8	
90	965	3.12E-04	3.23E-07	0.0608	70.1	2.12
95	962	2.95E-04	3.06E-07	0.0599	84.6	
100	958	2.79E-04	2.92E-07	0.0589	101	

(Sumber: Fox and McDonald's, Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition)

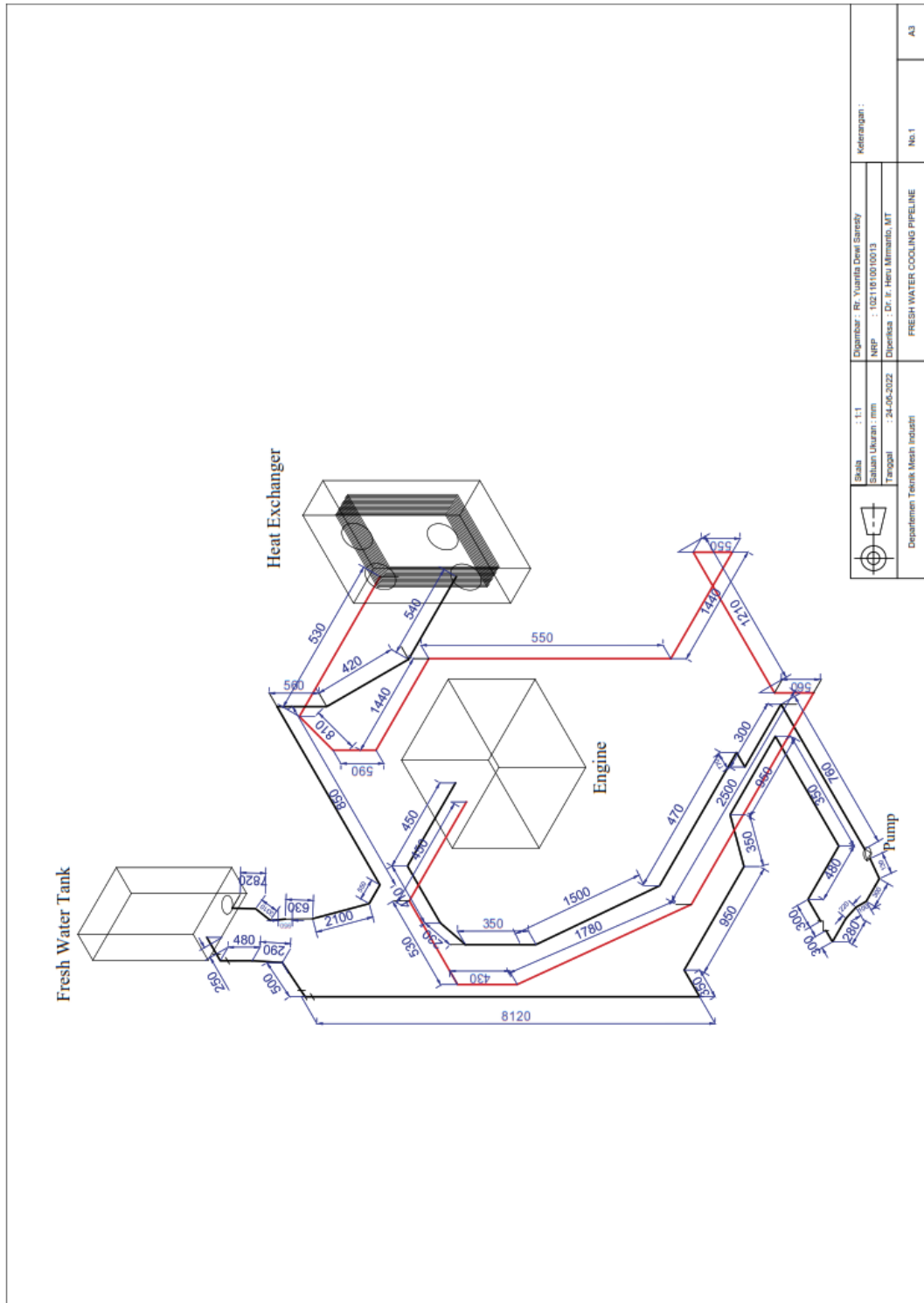
Lampiran 6: *Standart Seawater Properties*

Temp t (°C)	Density ρ (kg/m ³)	$\frac{\partial \rho}{\partial t}$ (kg/m ³ .°C)	Viscos μ (Pa.s)	$\frac{\partial \mu}{\partial t}$ (Pa.s/°C)	$\nu = \mu/\rho$ (m ² /s)	$\frac{\partial \nu}{\partial t}$ (m ² /s.°C)	Pressure p_v (MPa)	$\frac{\partial p_v}{\partial t}$ (MPa/°C)
1	1028.0941	-0.0680	0.001843	-6.186E-05	1.7926E-06	-6.005E-08	6.4363E-04	4.639E-05
2	1028.0197	-0.0810	0.001783	-5.862E-05	1.7341E-06	-5.689E-08	6.9153E-04	4.944E-05
3	1027.9327	-0.0930	0.001726	-5.561E-05	1.6787E-06	-5.395E-08	7.4256E-04	5.265E-05
4	1027.8336	-0.1050	0.001671	-5.282E-05	1.6262E-06	-5.122E-08	7.9689E-04	5.604E-05
5	1027.7225	-0.1170	0.001620	-5.021E-05	1.5762E-06	-4.867E-08	8.5471E-04	5.962E-05
6	1027.6000	-0.1280	0.001571	-4.777E-05	1.5288E-06	-4.630E-08	9.1620E-04	6.340E-05
7	1027.4662	-0.1390	0.001524	-4.549E-05	1.4836E-06	-4.408E-08	9.8157E-04	6.738E-05
8	1027.3214	-0.1500	0.001480	-4.337E-05	1.4406E-06	-4.200E-08	1.0510E-03	7.156E-05
9	1027.1659	-0.1605	0.001438	-4.137E-05	1.3995E-06	-4.006E-08	1.1248E-03	7.597E-05
10	1027.0000	-0.1710	0.001397	-3.950E-05	1.3604E-06	-3.823E-08	1.2030E-03	8.061E-05
11	1026.8238	-0.1815	0.001359	-3.774E-05	1.3230E-06	-3.652E-08	1.2861E-03	8.550E-05
12	1026.6376	-0.1915	0.001322	-3.609E-05	1.2873E-06	-3.492E-08	1.3741E-03	9.063E-05
13	1026.4416	-0.2010	0.001286	-3.454E-05	1.2532E-06	-3.341E-08	1.4674E-03	9.601E-05
14	1026.2360	-0.2105	0.001252	-3.308E-05	1.2205E-06	-3.198E-08	1.5662E-03	1.017E-04
15	1026.0210	-0.2195	0.001220	-3.170E-05	1.1892E-06	-3.064E-08	1.6709E-03	1.076E-04
16	1025.7967	-0.2290	0.001189	-3.040E-05	1.1592E-06	-2.938E-08	1.7816E-03	1.139E-04
17	1025.5633	-0.2380	0.001159	-2.918E-05	1.1304E-06	-2.819E-08	1.8987E-03	1.204E-04
18	1025.3210	-0.2470	0.001131	-2.801E-05	1.1028E-06	-2.706E-08	2.0225E-03	1.272E-04
19	1025.0700	-0.2555	0.001103	-2.692E-05	1.0763E-06	-2.599E-08	2.1533E-03	1.344E-04
20	1024.8103	-0.2640	0.001077	-2.588E-05	1.0508E-06	-2.498E-08	2.2914E-03	1.419E-04
21	1024.5421	-0.2725	0.001051	-2.489E-05	1.0263E-06	-2.402E-08	2.4373E-03	1.498E-04
22	1024.2656	-0.2805	0.001027	-2.396E-05	1.0027E-06	-2.312E-08	2.5912E-03	1.581E-04
23	1023.9808	-0.2890	0.001004	-2.307E-05	9.8002E-07	-2.226E-08	2.7535E-03	1.667E-04
24	1023.6881	-0.2970	0.000981	-2.223E-05	9.5818E-07	-2.144E-08	2.9247E-03	1.757E-04
25	1023.3873	-0.3050	0.000959	-2.143E-05	9.3713E-07	-2.066E-08	3.1050E-03	1.851E-04
26	1023.0788	-0.3125	0.000938	-2.067E-05	9.1683E-07	-1.993E-08	3.2950E-03	1.949E-04
27	1022.7626	-0.3200	0.000918	-1.995E-05	8.9726E-07	-1.922E-08	3.4950E-03	2.052E-04
28	1022.4389	-0.3275	0.000898	-1.926E-05	8.7837E-07	-1.856E-08	3.7056E-03	2.159E-04
29	1022.1078	-0.3345	0.000879	-1.860E-05	8.6014E-07	-1.792E-08	3.9271E-03	2.271E-04
30	1021.7694	-0.3420	0.000861	-1.798E-05	8.4253E-07	-1.731E-08	4.1600E-03	2.388E-04

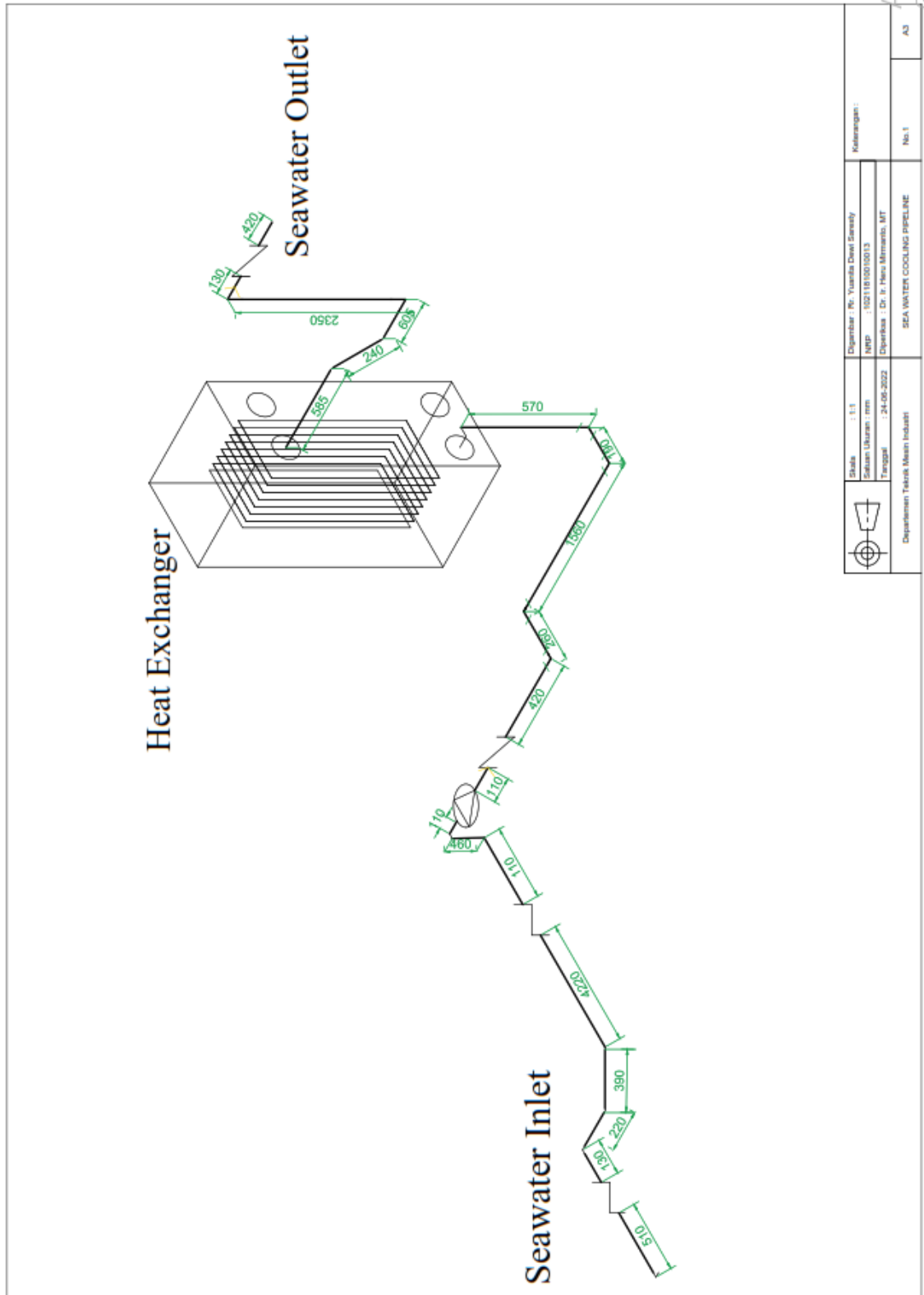
Table 3: Standard seawater properties at 1 °C increment

Sumber: Carlton, John. 2007. Marine Propellers and Propulsion Second Edition. Elsevier.

Lampiran 7: Fresh Water Pipeline



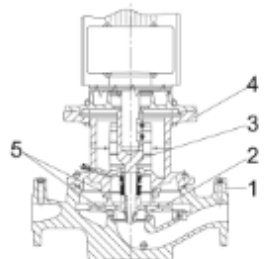


Lampiran 8: Sea Water Pipeline



 Departemen Teknik Mesin Industri	Skala : 1:1	Disenikan : R. Yuzita Dewi Sireney	Katerangan : No. 1
	Satuan Ukuran : mm	NPM : 1021181010013	
	Tanggal : 24-09-2023	Diperiksa : Dr. Ir. Heru Murnanto, MT	
		SEA WATER COOLING PIPELINE	No. 1
			A3

Lampiran 9: Data Sheet Fresh Water Pump

		Company name: Created by: Phone: Date: 17/06/2022
Qty.	Description	
1	TP 80-330/2 A-F-A-BAQE-NX1  <p style="text-align: center;"><i>Note! Product picture may differ from actual product</i></p> <p>Product No.: On request</p> <p>Single-stage, close-coupled, volute pump with in-line suction and discharge ports of identical diameter. The pump is of the top-pull-out design, i.e. the power head (motor, pump head and impeller) can be removed for maintenance or service while the pump housing remains in the pipework. The pump is fitted with an unbalanced rubber bellows seal. The shaft seal is according to EN 12756. Pipework connection is via PN 16 DIN flanges (EN 1092-2 and ISO 7005-2).</p> <p>The pump is fitted with a fan-cooled asynchronous motor. Cast-iron parts have an epoxy-based coating made in a cathodic electro-deposition (CED) process. CED is a high-quality dip-painting process where an electrical field around the products ensures deposition of paint particles as a thin, well-controlled layer on the surface.</p> <p>Pump</p>  <p>1: Pump housing 2: Impeller 3: Stub shaft 4: Pump head/motor stool 5: Wear rings</p> <p>The pump housing is provided with a replaceable brass neck ring to reduce the amount of liquid running from the outlet side of the impeller to the inlet side. The impeller is secured to the shaft with a nut. The pump is fitted with an unbalanced rubber bellows seal with torque transmission across the spring and around the bellows. Due to the bellows, the seal does not wear the shaft, and the axial movement is not prevented by deposits on the shaft.</p> <p>Seal faces:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Rotating seal ring material: carbon graphite, metal-impregnated • Stationary seat material: silicon carbide (SiC) <p>Due to the favourable lubricating properties of carbon graphite, the seal is suitable for use even under poor lubricating conditions, such as hot water. However, under such conditions, wear on the carbon graphite face can be expected, and seal life will be reduced. The material pairing is not recommended for liquids containing particles as this will result in wear on the SiC face.</p>	



Company name:

Created by:

Phone:

Date: 17/06/2022

Qty. Description

Secondary seal material: EPDM (ethylene-propylene rubber)
EPDM has excellent resistance to hot water. EPDM is not suitable for mineral oils.
A circulation of liquid through the duct of the air vent screw ensures lubrication and cooling of the shaft seal.
The flanges have tappings for mounting of pressure gauges.
The motor stool forms connection between the pump housing and the motor, and is equipped with a manual air vent screw for venting of the pump housing and the shaft seal chamber. The sealing between motor stool and pump housing is an O-ring.
The central part of the motor stool is provided with guards for protection against the shaft and coupling. The pump shaft is fastened directly on the motor shaft with key and set screws.
The pump is mounted with a base plate.

Motor

The motor is a totally enclosed, fan-cooled motor with principal dimensions to IEC and DIN standards. Electrical tolerances comply with IEC 60034.
The motor is flange-mounted with free-hole flange (FF).
Motor-mounting designation in accordance with IEC 60034-7: IM B 5, IM V 1 (Code I) / IM 3001, IM 3011 (Code II).
The motor efficiency is classified as IE3 in accordance with IEC 60034-30-1.
The motor has thermistors (PTC sensors) in the windings in accordance with DIN 44081/DIN 44082. The protection reacts to both slow- and quick-rising temperatures, e.g. constant overload and stalled conditions.
Thermal switches must be connected to an external control circuit in a way which ensures that the automatic reset cannot cause accidents. The motors must be connected to a motor-protective circuit breaker according to local regulations.
The motor can be connected to a variable speed drive for adjustment of pump performance to any duty point. Grundfos CUE offers a range of variable speed drives. Please find more information in Grundfos Product Center.

Further product details

Cast-iron parts have an epoxy-based coating made in a cathodic electro-deposition (CED) process. CED is a high-quality dip-painting process where an electrical field around the products ensures deposition of paint particles as a thin, well-controlled layer on the surface.

Technical data

Controls:
Frequency converter: NONE

Liquid:
Pumped liquid: Water
Liquid temperature range: 0 .. 120 °C
Selected liquid temperature: 90 °C
Density: 965.3 kg/m³
Kinematic viscosity: 0.4 mm²/s

Technical:
Pump speed on which pump data are based: 2930 rpm
Actual calculated flow: 78.05 m³/h
Resulting head of the pump: 30.45 m
Actual impeller diameter: 157 mm
Code for shaft seal: BAQE
Curve tolerance: ISO9906:2012 3B

Materials:
Pump housing: Cast iron
EN-GJL-250
ASTM class 35
Impeller: Cast iron
EN-GJL-200
ASTM class 30



Company name:

Created by:

Phone:

Date:

17/06/2022



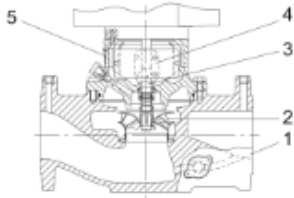
Qty. Description

Installation:
Range of ambient temperature: -30 .. 60 °C
Maximum operating pressure: 16 bar
Max pressure at stated temp: 16 bar / 120 °C
Type of connection: DIN
Size of connection: DN 80
Pressure rating for connection: PN 16
Port-to-port length: 440 mm
Flange size for motor: FF300

Electrical data:
Motor type: 160MB
IE Efficiency class: IE3
Rated power - P2: 11 kW
Mains frequency: 50 Hz
Rated voltage: 3 x 220-240D/380-415Y V
Rated current: 36,0-34,5/20,8-19,8 A
Starting current: 660-780 %
Cos phi - power factor: 0.88-0.84
Rated speed: 2940-2950 rpm
Efficiency: IE3 91,2%
Motor efficiency at full load: 91.2 %
Motor efficiency at 3/4 load: 91.8 %
Motor efficiency at 1/2 load: 91.3 %
Number of poles: 2
Enclosure class (IEC 34-5): 55 Dust/Jetting
Insulation class (IEC 85): F
Motor No: 87420001

Others:
Minimum efficiency index, MEI ≥: 0.68
Net weight: 155 kg
Gross weight: 192 kg
Shipping volume: 0.56 m³
Country of origin: SG
Custom tariff no.: 84137042

Lampiran 10: Data Sheet Sea Water Pump

		Company name: Created by: Phone: Date: 17/06/2022
Qty.	Description	
1	TP 65-180/2 A-F-A-BQBE-HX1  <p style="text-align: center;"><i>Note! Product picture may differ from actual product</i></p> <p>Product No.: On request</p> <p>Single-stage, close-coupled, volute pump with in-line suction and discharge ports of identical diameter. The pump is of the top-pull-out design, i.e. the power head (motor, pump head and impeller) can be removed for maintenance or service while the pump housing remains in the pipework. The pump is fitted with an unbalanced rubber bellows seal. The shaft seal is according to EN 12756. Pipework connection is via PN 6/10 DIN flanges (EN 1092-2 and ISO 7005-2). The pump is fitted with a fan-cooled asynchronous motor. The product's minimum efficiency index (MEI) is greater or equal to 0.70. This is by the Commission Regulation (EU) considered as an indicative benchmark for best-performing water pump available on the market as from 1 January 2013. Cast-iron parts have an epoxy-based coating made in a cathodic electro-deposition (CED) process. CED is a high-quality dip-painting process where an electrical field around the products ensures deposition of paint particles as a thin, well-controlled layer on the surface.</p> <p>Pump</p>  <p>1: Pump housing 2: Impeller 3: Shaft 4: Coupling 5: Pump head</p> <p>The pump housing is provided with a replaceable stainless steel/PTFE neck ring to reduce the amount of liquid running from the discharge side of the impeller to the suction side. The impeller is secured with a split cone with nut. The pump is fitted with an unbalanced rubber bellows seal with torque transmission across the spring and around the bellows. Due to the bellows, the seal does not wear the shaft, and the axial movement is not prevented by deposits on the shaft.</p> <p>Seal faces:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Rotating seal ring material: silicon carbide (SiC) • Stationary seat material: carbon graphite, resin-impregnated <p>This material pairing has a very good corrosion resistance and is especially suitable for water up to 90 °C. The seal life will be reduced significantly at temperatures above 90 °C. The material pairing is not recommended for liquids containing particles as this will result in heavy wear on the SiC face.</p> <p>Secondary seal material: EPDM (ethylene-propylene rubber)</p>	



Company name:

Created by:

Phone:

Date:

17/06/2022

Qty.	Description
	<p>EPDM has excellent resistance to hot water. EPDM is not suitable for mineral oils. A circulation of liquid through the duct of the air vent screw ensures lubrication and cooling of the shaft seal. The flanges have tapings for mounting of pressure gauges. The motor stool forms connection between the pump housing and the motor, and is equipped with a manual air vent screw for venting of the pump housing and the shaft seal chamber. The sealing between motor stool and pump housing is an O-ring. The central part of the motor stool is provided with guards for protection against the shaft and coupling. Motor and pump shaft are connected via a shell coupling.</p> <p>Motor</p> <p>The motor is a totally enclosed, fan-cooled motor with principal dimensions to IEC and DIN standards. Electrical tolerances comply with IEC 60034. The motor is flange-mounted with tapped-hole flange (FT). Motor-mounting designation in accordance with IEC 60034-7: IM B 14, IM V 18 (Code I) / IM 3601, IM 3611 (Code II).</p> <p>The motor efficiency is classified as IE3 in accordance with IEC 60034-30-1. The motor does not incorporate motor protection and must be connected to a motor-protective circuit breaker which can be manually reset. The motor-protective circuit breaker must be set according to the rated current of the motor (I₁/1). The motor can be connected to a variable speed drive for adjustment of pump performance to any duty point. Grundfos CUE offers a range of variable speed drives. Please find more information in Grundfos Product Center.</p> <p>Further product details</p> <p>Cast-iron parts have an epoxy-based coating made in a cathodic electro-deposition (CED) process. CED is a high-quality dip-painting process where an electrical field around the products ensures deposition of paint particles as a thin, well-controlled layer on the surface.</p> <p>Technical data</p> <p>Controls: Frequency converter: NONE</p> <p>Liquid: Pumped liquid: Water Liquid temperature range: 0 .. 140 °C Selected liquid temperature: 20 °C Density: 998.2 kg/m³ Kinematic viscosity: 1 mm²/s</p> <p>Technical: Pump speed on which pump data are based: 2830 rpm Actual calculated flow: 40.73 m³/h Resulting head of the pump: 7.871 m Actual impeller diameter: 102 mm Code for shaft seal: BQBE Curve tolerance: ISO9906:2012 3B2</p> <p>Materials: Pump housing: Cast iron EN-GJL-250 ASTM class 35 Impeller: Stainless steel EN 1.4301 AISI 304</p> <p>Installation: Range of ambient temperature: -30 .. 60 °C Maximum operating pressure: 10 bar</p>



Company name:

Created by:

Phone:

Date:

17/06/2022

Qty.	Description
	Max pressure at stated temp: 10 bar / 140 °C
	Type of connection: DIN
	Size of connection: DN 65
	Pressure rating for connection: PN 6/10
	Port-to-port length: 340 mm
	Flange size for motor: FT115
	Electrical data:
	Motor type: 90SD
	IE Efficiency class: IE3
	Rated power - P2: 1.5 kW
	Mains frequency: 50 Hz
	Rated voltage: 3 x 220-240D/380-415Y V
	Rated current: 5.70/3.30 A
	Starting current: 750-820 %
	Cos phi - power factor: 0.84-0.78
	Rated speed: 2890-2910 rpm
	Efficiency: IE3 84.2%
	Motor efficiency at full load: 84.2-84.2 %
	Motor efficiency at 3/4 load: 86.4 %
	Motor efficiency at 1/2 load: 86.0 %
	Number of poles: 2
	Enclosure class (IEC 34-5): 55 Dust/Jetting
	Insulation class (IEC 85): F
	Motor No: 85U01906
	Others:
	Minimum efficiency index, MEI ≥: 0.70
	Net weight: 41.8 kg
	Gross weight: 46.8 kg
	Shipping volume: 0.09 m ³
	Country of origin: SG
	Custom tariff no.: 84137042

Lampiran 11: Data Fitting Instalasi Fresh Water

Fittings: Pipe Size 150 mm 6" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	150 mm	6"	Standard Bend	0.4500
	LB	150 mm	6"	Long Bend	0.2400
	PB	150 mm	6"	Pipe Bend	0.1800
	E15	150 mm	6"	Elbow 15 deg.	0.0300
	E45	150 mm	6"	Elbow 45 deg.	0.2400
	RB	150 mm	6"	Return Bend	0.7500
	MB45	150 mm	6"	Mitre Bend 45 deg.	0.2300
	MB90	150 mm	6"	Mitre Bend 90 deg.	0.9000
	Gate	150 mm	6"	Gate Valve	0.1200
	Globe	150 mm	6"	Globe Valve	5.1000
	Angle	150 mm	6"	Globe Valve Angled	2.2500
	Plug	150 mm	6"	Plug Valve Straightway	0.2700
	Bfly	150 mm	6"	Butterfly Valve	0.6800
	BallFB	150 mm	6"	Ball Valve Full Bore	0.0500
	BallRB	150 mm	6"	Ball Valve Reduced Bore	0.8500
	LiftCh	150 mm	6"	Lift Check Valve	9.0000
	AngleCh	150 mm	6"	Lift Check Valve Angled	0.8300
	SwCh	150 mm	6"	Swing Check Valve	1.8500
	TiltCh	150 mm	6"	Tilting Disk Check	1.8000
	ChWaf	150 mm	6"	Wafer Check Valve	2.3300
	Foot	150 mm	6"	Foot Valve with Strainer	6.3000
	Hinged	150 mm	6"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.1000
	St	150 mm	6"	Strainer	1.0000
	TT	150 mm	6"	Through Tee	0.2800
	BT	150 mm	6"	Branch Tee	0.9000
	ExitCon	150 mm	6"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	150 mm	6"	Open Pipe Exit	1.0000
	EntProj	150 mm	6"	Pipe Entry Projecting	0.7800

Fittings: Pipe Size 100 mm 4" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	100 mm	4"	Standard Bend	0.5100
	LB	100 mm	4"	Long Bend	0.2700
	PB	100 mm	4"	Pipe Bend	0.2000
	E15	100 mm	4"	Elbow 15 deg	0.0300
	E45	100 mm	4"	Elbow 45 deg.	0.2700
	RB	100 mm	4"	Return Bend	0.8500
	MB45	100 mm	4"	Mitre Bend 45 deg.	0.2600
	MB90	100 mm	4"	Mitre Bend 90 deg.	1.0200
	Gate	100 mm	4"	Gate Valve	0.1400
	Globe	100 mm	4"	Globe Valve	5.8000
	Angle	100 mm	4"	Globe Valve Angled	2.5500
	Plug	100 mm	4"	Plug Valve Straightway	0.3100
	Bfly	100 mm	4"	Butterfly Valve	0.7700
	BallFB	100 mm	4"	Ball Valve Full Bore	0.0500
	BallRB	100 mm	4"	Ball Valve Reduced Bore	1.0000
	LiftCh	100 mm	4"	Lift Check Valve	10.2000
	AngleCh	100 mm	4"	Lift Check Valve Angled	0.9400
	SwCh	100 mm	4"	Swing Check Valve	2.0000
	TiltCh	100 mm	4"	Tilting Disk Check	2.0000
	ChWaf	100 mm	4"	Wafer Check Valve	3.2200
	Foot	100 mm	4"	Foot Valve with Strainer	7.1000
	Hinged	100 mm	4"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.3000
	St	100 mm	4"	Strainer	1.0000
	TT	100 mm	4"	Through Tee	0.3400
	BT	100 mm	4"	Branch Tee	1.0200
	ExitCon	100 mm	4"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	100 mm	4"	Open Pipe Exit	1.0000
	EntProj	100 mm	4"	Pipe Entry Projecting	0.7800

Lampiran 12: Data Fitting Instalasi Sea Water

Fittings: Pipe Size 80 mm 3" Add Selected Item On To Pipe						
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K	
	SB	80 mm	3"	Standard Bend	0.5300	
	LB	80 mm	3"	Long Bend	0.2800	
	PB	80 mm	3"	Pipe Bend	0.2100	
	USER E15	80 mm	3"	Elbow 15 deg	0.0300	
	E45	80 mm	3"	Elbow 45 deg.	0.2800	
	RB	80 mm	3"	Return Bend	0.8900	
	MB45	80 mm	3"	Mitre Bend 45 deg.	0.2700	
	MB90	80 mm	3"	Mitre Bend 90 deg.	1.0600	
	Gate	80 mm	3"	Gate Valve	0.1400	
	Globe	80 mm	3"	Globe Valve	6.0000	
	Angle	80 mm	3"	Globe Valve Angled	2.6500	
	Plug	80 mm	3"	Plug Valve Straightway	0.3200	
	Bfly	80 mm	3"	Butterfly Valve	0.8100	
	BallFB	80 mm	3"	Ball Valve Full Bore	0.0500	
	BallRB	80 mm	3"	Ball Valve Reduced Bore	1.2000	
	LiftCh	80 mm	3"	Lift Check Valve	10.8000	
	AngleCh	80 mm	3"	Lift Check Valve Angled	1.0000	
	SwCh	80 mm	3"	Swing Check Valve	2.2000	
	TiltCh	80 mm	3"	Tilting Disk Check	2.2000	
	ChWaf	80 mm	3"	Wafer Check Valve	5.5000	
	Foot	80 mm	3"	Foot Valve with Strainer	7.6000	
	Hinged	80 mm	3"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.4000	
	St	80 mm	3"	Strainer	1.0000	
	TT	80 mm	3"	Through Tee	0.3600	
	BT	80 mm	3"	Branch Tee	1.0800	
	ExitCon	80 mm	3"	Pipe Exit to Container	1.0000	
	Open	80 mm	3"	Open Pipe Exit	1.0000	
	EntProj	80 mm	3"	Pipe Entry Projecting	0.7800	

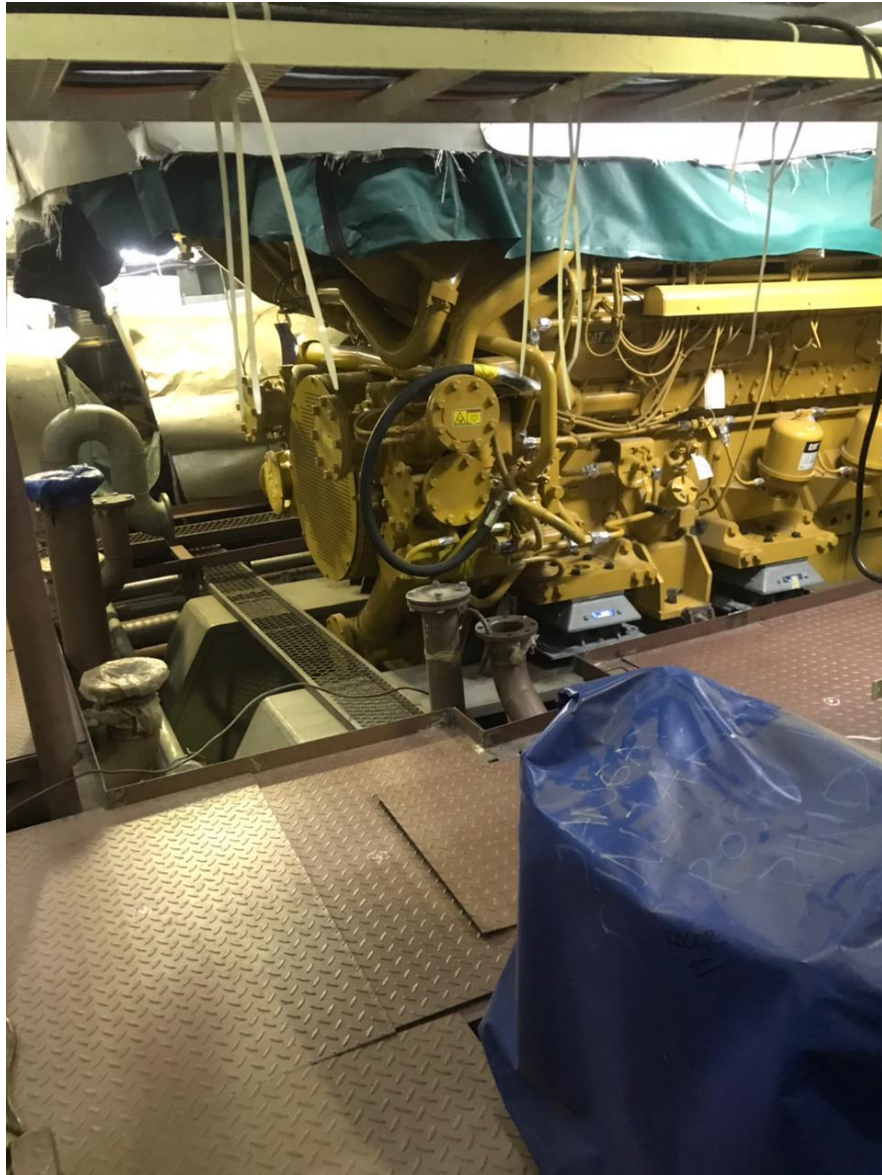
Lampiran 13: Dokumentasi Penulis didalam Engine Room Kapal Bantu Rumah Sakit



Lampiran 14: Dokumentasi Instalasi Perpipaan pada Engine Room Kapal Bantu Rumah Sakit



Lampiran 15: Dokumentasi Engine pada Kapal Bantu Rumah Sakit



BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Rr. Yuanita Dewi Saresty, dilahirkan di kota Surabaya, 17 Mei 2000, merupakan anak bungsu dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu SDN Kertajaya (Puja) Surabaya, SMPN 19 Surabaya dan SMA Muhammadiyah 2 Surabaya. Pada tahun 2018 penulis diterima di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 10211810010013. Konversi Energi merupakan bidang studi yang telah dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku perkuliahan penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain: Kontes Mobil Hemat Energi (KMHE) 2019, KMHE 2020, dan KMHE 2021. Penulis melakukan magang industri di PT. PAL Indonesia (Persero) pada tanggal 1 Maret 2021 s/d 30 Juni 2021.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis: Pelatihan Basic Media School (BMS) 2018, Pelatihan LKMM Tingkat Dasar FV-ITS 2019, Pelatihan LKMM Tingkat Menengah Nasional 2020 serta organisasi yang diikuti penulis yaitu Nogogeni ITS Team 2019-2021 pada divisi administrasi.