



TUGAS AKHIR - TM 145502

PERHITUNGAN ULANG INSTALASI *LOW PRESSURE BOILER FEED PUMP* DI PLTGU BLOK I PT. PJB UP GRESIK

NUZULUR ROHMAN
NRP. 1021150000021

Dosen Pembimbing
Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D.
NIP. 19751206 200501 1 002

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 145502

PERHITUNGAN ULANG INSTALASI *LOW PRESSURE BOILER FEED PUMP* DI PLTGU BLOK I PT. PJB UP GRESIK

**NUZULUR ROHMAN
NRP 1021150000021**

**Dosen Pembimbing
Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D.
NIP. 19751206 200501 1 002**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 145502

**RECALCULATE INSTALLATION OF LOW
PRESSURE BOILER FEED PUMP AT PLTGU
BLOCK I PT. PJB UP GRESIK**

**NUZULUR ROHMAN
NRP 1021150000021**

**Counsellor Lecture
Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D.
NIP. 19751206 200501 1 002**

**DIPLOMA III STUDY PROGRAM
INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Vocations
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018**

**PERHITUNGAN ULANG INSTALASI *LOW*
PRESSURE BOILER FEED PUMP DI PLTGU BLOK I
PT. PJB UP GRESIK**

TUGAS AKHIR

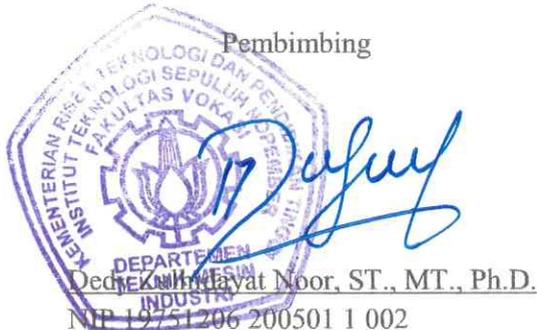
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

NUZULUR ROHMAN
NRP. 1021150000021

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir :

Pembimbing



**SURABAYA
JULI 2018**

PERHITUNGAN ULANG INSTALASI *LOW PRESSURE BOILER FEED PUMP* DI PLTGU BLOK I PT. PJB UP GRESIK

Nama Mahasiswa : Nuzulur Rohman
NRP : 10211500000021
Departemen : Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D.

Abstrak

PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik atau disingkat PT. PJB UP Gresik merupakan perusahaan yang bergerak dibidang pembangkitan listrik yang mempunyai peran menghasilkan energi listrik dan menyalurkan ke berbagai daerah dimulai dari Pulau Jawa, Pulau Madura, sampai Pulau Bali. Pembangkit Listrik Tenaga Gas & Uap (PLTGU) adalah salah satu jenis pembangkit yang ada di PT. PJB UP Gresik. Pembangkit tersebut memiliki tiga blok yang mana setiap blok memiliki tiga turbin gas dan satu turbin uap.

Salah satu jenis komponen yang ada pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas & Uap (PLTGU) adalah Low Pressure Boiler Feed Pump. Komponen ini berfungsi untuk mendistribusikan air demin (demineralized water) dari deaerator menuju HRSG (Heat Recovery Steam Generator). Untuk bisa mendistribusikan air demin sesuai dengan kebutuhan proses produksi, maka diperlukan kriteria pemilihan pompa yang tepat.

Pada penulisan Tugas Akhir ini didapatkan beberapa perhitungan ulang instalasi Low Pressure Boiler Feed Pump yang pada akhirnya digunakan sebagai kriteria pemilihan pompa yaitu kapasitas operasi tertinggi sebesar $83,34 \text{ m}^3/\text{h}$ dengan head efektif instalasi sebesar 138,109 m, serta didapatkan $NPSH_A$ sebesar 22,4834 m. Sehingga dari hasil beberapa perhitungan tersebut, maka dapat dipilih pompa sentrifugal single stage buatan Ensival Moret serial no. CN80-32 dengan jenis low-speed impeller.

Kata kunci: *Low Pressure Boiler Feed Pump, kapasitas operasi tertinggi, head efektif instalasi, $NPSH_A$*

RECALCULATE INSTALLATION OF LOW PRESSURE BOILER FEED PUMP AT PLTGU BLOCK I PT. PJB UP GRESIK

Student Name : Nuzulur Rohman
NRP : 1021150000021
Departement : Industrial Mechanical Engineering FV-ITS
Counsellor : Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D.

Abstract

PT. PJB Generation Unit Gresik or abbreviated as PT. PJB UP Gresik is a company which move in electricity generation that has the role of generating electrical energy and distribute to various regions are started from Java Island, Madura Island, until Bali Island. Gas & Steam Power Plant (PLTGU) is one type of power plants in PT. PJB UP Gresik. It has three blocks in which each block has three gas turbines and one steam turbine.

One type of components that exist in Gas & Steam Power Plant (PLTGU) is Low Pressure Boiler Feed Pump. This components serve to distribute demineralized water from the deaerator to the HRSG (Heat Recovery Steam Generator). To be able to distribute demineralized water in accordance with the needs of the production process, it is necessary to select the appropriate pump selection criteria.

At the writing of this Final Project has got some recalculation of installation of Low Pressure Boiler Feed Pump which in the end is used as criteria of pump selection that is the highest operating capacity equal to 83,34 m³ / h with effective head of installation equal to 138,109 m, and has got NPSH_A equal to 22,4834 m . So from that results, it can be selected single stage centrifugal pump made by Ensival Moret serial no. CN80-32 with low-speed impeller type.

Keywords: *Low Pressure Boiler Feed Pump, the highest operating capacity , effective head of installation, NPSH_A*

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah segala puji bagi Allah Subhanahu Wa Ta'Ala yang telah memberi karunia dan rahmatnya sehingga, penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan judul **“PERHITUNGAN ULANG INSTALASI LOW PRESSURE BOILER FEED PUMP DI PLTGU BLOK I PT. PJB UP GRESIK”**

Tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerja sama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada:

1. Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D. selaku Dosen pembimbing yang dengan sabar dan telaten memberi bimbingan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
3. Bapak Ir Suhariyanto MT. selaku koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
4. Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT. selaku dosen wali selama saya kuliah di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
5. Bapak/Ibu dosen dan Karyawan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini
6. Alm. Bambang S. dan Nuril Uliyah sebagai orang tua penulis serta seluruh keluarga penulis yang telah memberikan dukungan moril dan materiil serta do'a yang tak pernah putus selama ini.
7. Bapak Rudi Dwi Prasetyo selaku pembimbing lapangan pada saat pengambilan data, beserta seluruh karyawan PT. PJB UP Gresik atas bantuan dan kepercayaan yang telah diberikan.

8. Tia, Budi, Iyam, Sableng, Ayyub, Atok, selaku partner dalam pengerjaan tugas akhir ini.
9. Teman-teman kontrakan Bu Parman yang senantiasa memberi dukungan semangat serta masukan bagi penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
10. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2015 atas bantuan dan dukungannya.
11. Serta semua pihak yang telah membantu menyelesaikan proses pengerjaan Tugas Akhir ini

Semoga segala keikhlasan dan beribu kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

Saya sebagai makhluk Allah SWT, manusia biasa, saya menyadari bahwasannya penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan serta kekurangan. Oleh karena itu, saya mengharapkan kritik dan saran sebagai masukan untuk penulis. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL INDONESIA	i
HALAMAN JUDUL INGGRIS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
ABSTRAK INDONESIA.....	iv
ABSTRAK INGGRIS	v
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penulisan	3
1.5 Manfaat Penulisan	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Tinjauan Umum Pompa.....	6
2.1.1 Klasifikasi Pompa.....	6
2.1.1.1 Pompa Positive Displacement	9
2.1.1.2 Pompa Non Positive Displacement	9
2.1.1.2.1 Pompa Sentrifugal.....	10
2.1.1.2.2 Komponen Pompa Sentrifugal	10
2.1.1.2.3 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal	12
2.1.1.2.4 Pompa Aksial.....	14
2.1.1.2.5 Pompa Sentrifugal Multistage	15
2.2 Jenis Aliran Fluida.....	19
2.2.1 Aliran Viscous.....	20
2.2.2 Aliran Laminar dan Turbulen.....	21
2.2.3 Aliran Internal	22
2.2.4 Aliran Inkompresibel	23

2.3	Persamaan Kontinuitas	24
2.4	Hukum Pertama Termodinamika.....	26
2.5	Tinggi – Tekan (<i>Head</i>)	28
2.6	Persamaan Bernoulli.....	30
2.7	<i>Head</i> Efektif Instalasi Pompa.....	33
2.7.1	<i>Head</i> Statis	34
2.7.2	<i>Head</i> Ketinggian.....	35
2.7.3	<i>Head</i> Dinamis.....	36
2.8	<i>Net Positive Suction Head</i> (NPSH)	40
2.8.1	<i>Net Positive Suction Head Available</i> (NPSH _A).....	41
2.8.2	<i>Net Positive Suction Head Required</i> (NPSH _R).....	41
2.9	Kurva Karakteristik Pompa	41
2.9.1	Karakteristik Utama	42
2.9.2	Karakteristik Kerja	42
2.9.3	Karakteristik Universal.....	43
2.9.4	Titik Operasi Pompa.....	44
2.10	Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas	46
2.11	Daya Penggerak	47
2.11.1	Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)	47
2.11.2	Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller	47
2.11.3	Daya Poros (P _{shaft}).....	48
2.11.4	Nominal Penggerak Mula.....	49
2.12	Sistem Perpipaan	49
2.12.1	Material Pipa	50
2.12.2	Kode dan Standar Pipa	51

BAB III METODOLOGI

3.1	Tahapan Penyusunan Tugas Akhir	53
3.1.1	Identifikasi Masalah	53
3.1.2	Perumusan Masalah.....	53
3.1.3	Pengumpulan Data	53
3.1.4	Analisa Data	55
3.1.5	Perhitungan.....	55
3.1.6	Pemilihan Pompa.....	56

3.1.7 Kesimpulan dan Saran.....	56
3.2 Flow Chart.....	56
3.2.1 Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir.....	56
3.2.2 Flow Chart Perhitungan Numerik	58

BAB IV PERHITUNGAN

4.1 Perhitungan Kapasitas Operasi Pompa.....	61
4.2 Perhitungan Kapasitas pada masing-masing Section	63
4.2.1 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Suction Reservoir (Deaerator) hingga Percabangan (A)	63
4.2.2 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Percabangan (A) hingga Percabangan (B)	63
4.2.3 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Percabangan (B) hingga Percabangan (C)	63
4.2.4 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Percabangan (C) hingga Section (D)	64
4.2.5 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Section (D) hingga Section (E)	64
4.2.6 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Section (E) hingga Section (F)	64
4.2.7 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Section (G) hingga Section (H)	64
4.2.8 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Section (H) hingga Percabangan (I)	64
4.2.9 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Percabangan (I) hingga Section (J)	64
4.3 Perhitungan Kecepatan Aliran Pipa pada masing-masing Section	65
4.4 Perhitungan Head Efektif Instalasi	66
4.4.1 Perhitungan Head Statis	67
4.4.2 Perhitungan Head Dinamis.....	68
4.4.2.1 Perhitungan Head Loss Mayor pada masing-masing Section	69
4.4.2.2 Perhitungan Head Loss Minor pada masing-masing Section	73

4.5 Perhitungan Net Positive Suction Head Available (NPSH _A) ...	78
4.6 Perhitungan Daya Fluida (WHP).....	80
4.7 Perhitungan Daya Poros Pompa (P _{shaft})	80
4.8 Perhitungan Daya Motor Penggerak (P _m).....	82
4.9 Penentuan Jenis Pompa	84
4.10 Penentuan Jenis Impeller Pompa	86
4.11 Pemilihan Pompa.....	88
4.12 Grafik Karakteristik Kerja Pompa.....	91

BAB V KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan.....	93
5.2 Saran.....	94

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIODATA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi Pompa <i>Positive Displacement</i>	7
Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa <i>Dynamic</i>	8
Gambar 2.3 Bagian pompa sentrifugal	11
Gambar 2.4 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal	13
Gambar 2.5 Penampang memanjang dari susunan pompa multistage	16
Gambar 2.6 Pompa multistage dengan bentuk konstruksi yang beruas-ruas	17
Gambar 2.7 Bagian Pompa Multistage	17
Gambar 2.8 Cara kerja pompa <i>multistage</i>	18
Gambar 2.9 Klasifikasi jenis fluida	20
Gambar 2.10 Profil kecepatan aliran memasuki pipa	22
Gambar 2.11 Persamaan kontinuitas dengan volume atur	26
Gambar 2.12 Metode Mengukur <i>Head</i>	29
Gambar 2.13 Kontrol Volume dan koordinat untuk analisis aliran energi yang melewati elbow 90 ⁰	30
Gambar 2.14 Head efektif instalasi	33
Gambar 2.15 Instalasi <i>suction lift</i>	35
Gambar 2.16 Instalasi <i>Suction Head</i>	36
Gambar 2.17 Moody Diagram	39
Gambar 2.18 Karakteristik Utama	42
Gambar 2.19 Karakteristik Kerja	43
Gambar 2.20 Karakteristik Universal	44
Gambar 2.21 Titik operasi pompa	45
Gambar 2.22 Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa	46
Gambar 2.23 Putaran Spesifik Dan Bentuk Impeller	47
Gambar 2.24 Efisiensi Standar Pompa	48
Gambar 3.1 Low Pressure Boiler Feed Pump PLTGU Blok I PT. PJB UP Gresik	54
Gambar 3.2 Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir	58
Gambar 3.3 Flow Chart Perhitungan Numerik	59
Gambar 4.1 Skema Instalasi LP BFP PLTGU Blok 1 PT.PJB UP Gresik	67

Gambar 4.2 Iterasi persamaan Colebrook pada Ms. Excel.....	71
Gambar 4.3 Instalasi Pompa A pada Software Pipe Flow Expert v6.38.....	77
Gambar 4.4 Head Efektif Instalasi pada Software Pipe Flow Expert v6.38.....	78
Gambar 4.5 Grafik Hubungan Antara Putaran Spesifik dan Efisiensi.....	82
Gambar 4.6 Penentuan Jenis Pompa Berdasarkan Putaran Spesifik.....	85
Gambar 4.7 Penentuan Jenis Pompa Berdasarkan Kapasitas dan Head.....	86
Gambar 4.8 Penentuan Jenis Impeller Pompa Sentrifugal.....	87
Gambar 4.9 Low Pressure Boiler Feed Pump PLTGU Blok I PT. PJB UP Gresik.....	88
Gambar 4.10 Titik Operasi pada Grafik Head Pompa Fungsi Kapasitas.....	89
Gambar 4.11 Titik Operasi pada Grafik Head Pompa Fungsi Kapasitas Setelah Dilakukan Throttling.....	90
Gambar 4.12 Grafik Karakteristik Kerja Pompa.....	91
Gambar 4.2 Iterasi persamaan Colebrook pada Ms. Excel.....	71

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai koefisien (k) berbagai jenis <i>fitting</i>	40
Tabel 2.2 Faktor cadangan.....	49
Tabel 2.3 Efisiensi transmisi.....	49
Tabel 4.1 Data Dimensi Pipa Tiap Section.....	65
Tabel 4.2 Data Kapasitas dan Kecepatan Tiap Section.....	66
Tabel 4.3 Perhitungan Head Loss Mayor Tiap Section.....	72
Tabel 4.4 Perhitungan Head Loss Mayor Tiap Section.....	72
Tabel 4.5 Perhitungan Head Loss Mayor Tiap Section.....	72
Tabel 4.6 Perhitungan Head Loss Minor Section O-A.....	75
Tabel 4.7 Perhitungan Head Loss Minor Section A-B.....	75
Tabel 4.8 Perhitungan Head Loss Minor Section B-C.....	75
Tabel 4.9 Perhitungan Head Loss Minor Section C-D.....	75
Tabel 4.10 Perhitungan Head Loss Minor Section D-E.....	75
Tabel 4.11 Perhitungan Head Loss Minor Section E-F.....	75
Tabel 4.12 Perhitungan Head Loss Minor Section G-H.....	76
Tabel 4.13 Perhitungan Head Loss Minor Section H-I.....	76
Tabel 4.14 Perhitungan Head Loss Minor Section I-J.....	76
Tabel 4.15 Faktor Cadangan.....	83
Tabel 4.16 Efisiensi Transmisi.....	83

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi listrik merupakan hal yang sangat penting bagi kehidupan manusia karena hampir semua kegiatan manusia tidak terlepas dari kebutuhan terhadap energi listrik mulai dari kalangan rumah tangga, bisnis, sektor publik bahkan kalangan industri sebagai penggerak ekonomi pembangunan. Begitu juga yang terjadi di Indonesia, saat ini kebutuhan terhadap energi listrik mengalami pertumbuhan yang cukup besar. Oleh karena itu untuk memenuhi kebutuhan tersebut, PT. PJB UP Gresik sebagai perusahaan yang bergerak dibidang pembangkitan listrik mempunyai peran menghasilkan energi listrik dan menyalurkan ke berbagai daerah dimulai dari Pulau Jawa, Pulau Madura, sampai Pulau Bali.

PT. PJB UP Gresik memiliki tiga jenis pembangkit listrik yaitu, Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG), dan Pembangkit Listrik Tenaga Gas & Uap (PLTGU). Sedangkan total daya yang dibangkitkan oleh PT. PJB UP Gresik mencapai ± 2.240 MW. Total daya ini diperoleh dari 21 generator termal yang dimilikinya dan mampu memproduksi energi listrik sebesar 12.814 GWh per tahun.

Pembangkit Listrik Tenaga Gas & Uap (PLTGU) merupakan gabungan antara PLTU dan PLTG yang disebut dengan *Combine Cycle*. Tujuan utama dari pembangkit tersebut ialah untuk meningkatkan efisiensi termal. Energi panas yang dihasilkan dari *flue gas* turbin gas dimanfaatkan untuk proses pemanasan dalam HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*).

Di dalam HRSG terdapat komponen yang sangat penting yaitu *Boiler Feed Pump*. Komponen ini memiliki fungsi untuk mendistribusikan air demin (*demineralized water*) dari deaerator menuju HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*). Untuk mendistribusikan air demin tersebut, *Boiler Feed Pump* dibagi menjadi dua berdasarkan instalasinya yaitu, *Low Pressure Boiler Feed Pump* (LP BFP) dan *High Pressure Boiler Feed Pump* (HP BFP). Air demin yang berasal dari *Deaerator* akan dipompakan

oleh dua jenis pompa tersebut menuju HPH (*High Pressure Heater*) kemudian menuju *Economizer* dan terakhir dialirkan masing-masing menuju *Low Pressure Steam Drum* dan *High Pressure Steam Drum*. Air demin yang telah berubah fase menjadi uap akan langsung menuju instalasi *suction* Turbin Uap untuk menggerakkan sudu-sudu Turbin Uap.

Dalam penulisan Tugas Akhir ini, penulis ingin memelajari bagaimana cara menghitung ulang kebutuhan instalasi *Low Pressure Boiler Feed Pump* dengan kapasitas dan head yang diinginkan untuk mengalirkan air demin sesuai dengan kondisi di lapangan sehingga pada akhirnya dapat mengevaluasi apakah pemilihan pompa yang digunakan sudah tepat untuk proses pemompaan *Low Pressure Boiler Feed Pump*.

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang yang telah dipaparkan dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut:

- a. Langkah-Langkah apa saja yang akan dilakukan untuk menghitung instalasi *Low Pressure Boiler Feed Pump* yang didalamnya meliputi perhitungan secara teoritis yaitu perhitungan kapasitas, head efektif instalasi, $NPSH_A$, daya pompa yang dibutuhkan, efisiensi dan perhitungan secara numerik menggunakan *Software Pipe Flow Expert* ?
- b. Bagaimana cara membandingkan perhitungan secara teoritis dan numerik dengan toleransi kesalahan $\leq 2\%$?
- c. Bagaimana cara mengevaluasi apakah pemilihan pompa yang digunakan sudah tepat untuk proses pemompaan *Low Pressure Boiler Feed Pump* ?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan untuk Tugas Akhir ini adalah:

- a. Pompa yang dianalisa adalah *Low Pressure Boiler Feed Pump* yang memiliki kapasitas operasi tertinggi dalam kegiatan sehari-sehari di PLTGU Blok I PT. PJB UP Gresik.

- b. Perhitungan head efektif instalasi pada pompa *Low Pressure Boiler Feed Pump* dimulai dari *Deaerator* sampai menuju *Header* sebelum masuk HRSG pada PLTGU PT. PJB UP Gresik. Diasumsikan instalasi terisolasi dengan baik sehingga tidak ada perpindahan panas yang terjadi.
- c. Fluida kerja yang digunakan adalah *Demineralized Water* yang bersuhu 136°C (konstan).
- d. Fluida kerja bersifat *incompressible flow* dengan aliran *steady state, steady flow*, dan *fully developed*.

1.4 Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari penulisan Tugas Akhir ini adalah:

- a. Mengetahui perhitungan instalasi *Low Pressure Boiler Feed Pump* yang didalamnya meliputi perhitungan secara teoritis yaitu perhitungan kapasitas, head efektif instalasi, NPSH_A , daya pompa yang dibutuhkan, efisiensi dan perhitungan secara numerik menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.
- b. Mengetahui perbandingan perhitungan secara teoritis dan numerik dengan toleransi kesalahan $\leq 2\%$.
- c. Dapat mengevaluasi pemilihan pompa yang sesuai untuk proses pemompaan *Low Pressure Boiler Feed Pump*.

1.5 Manfaat Penulisan

Dengan dilakukannya perhitungan ulang instalasi *Low Pressure Boiler Feed Pump* diharapkan mempunyai manfaat sebagai berikut:

- a. Adanya suatu hasil penelitian yang dapat menjadi masukan bagi perusahaan sebagai informasi dalam kepentingan operasional.
- b. Bermanfaat bagi penulis untuk memperluas wawasan ilmu pengetahuan dan pengaplikasian pelajaran selama proses perkuliahan terutama tentang perhitungan ulang instalasi *Low Pressure Boiler Feed Pump*.

- c. Bermanfaat bagi pembaca yang ingin membaca dan mempelajari tentang perhitungan ulang instalasi *Low Pressure Boiler Feed Pump*.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan Tugas Akhir ini terbagi menjadi beberapa bab yaitu sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan penulisan, manfaat penulisan dan sistematika penulisan.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini berisi teori-teori dari berbagai referensi yang selanjutnya digunakan sebagai tinjauan dalam melakukan perhitungan baik secara teoritis maupun numerik.

BAB III METODOLOGI

Bab ini terdiri dari data-data hasil survei dan tahapan yang digunakan dalam melaksanakan penelitian dan penyusunan tugas akhir.

BAB IV PERHITUNGAN & PEMBAHASAN

Bab ini memuat perhitungan dan pembahasan yang dilakukan sesuai topik yang diambil dalam penulisan tugas akhir.

BAB V PENUTUP

Bab ini berisi kesimpulan dari hasil perhitungan yang telah dilakukan dan saran untuk pengoperasian dan penelitian selanjutnya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Umum Pompa

Pompa adalah suatu alat atau pesawat yang digunakan untuk memindahkan fluida cairan dari suatu tempat yang rendah ke tempat lain yang lebih tinggi melalui suatu sistem perpipaan, sehingga tidak memungkinkan fluida tersebut untuk mengalir secara alami. Selain itu, pompa juga bertugas memberikan tekanan tertentu terhadap fluida, untuk maksud-maksud tertentu dalam suatu proses.

Dalam kerjanya, pompa menaikkan energi fluida atau cairan yang mengalir dari tempat bertekanan rendah ketempat yang bertekanan tinggi dan bersamaan dengan itu bisa mengatasi tekanan hidrolis sepanjang jalur perpipaan yang digunakan. Energi yang digunakan bisa dari motor listrik, motor bakar turbin uap, turbin gas maupun tenaga angin.

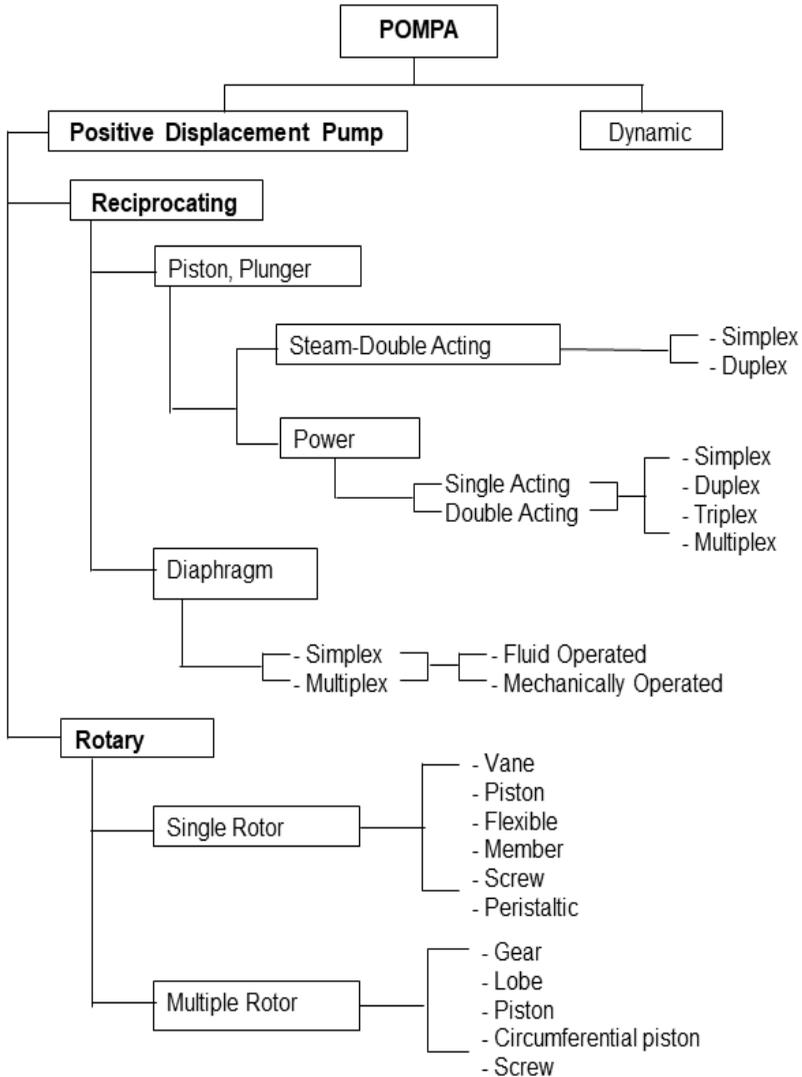
Dalam dunia industri, pompa merupakan sarana untuk mentransfer bahan mentah dan bahan setengah jadi. Ada juga pompa yang digunakan sebagai sarana sirkulasi fluida atau injeksi bahan adiktif untuk keperluan-keperluan proses produksi.

2.1.1 Klasifikasi Pompa

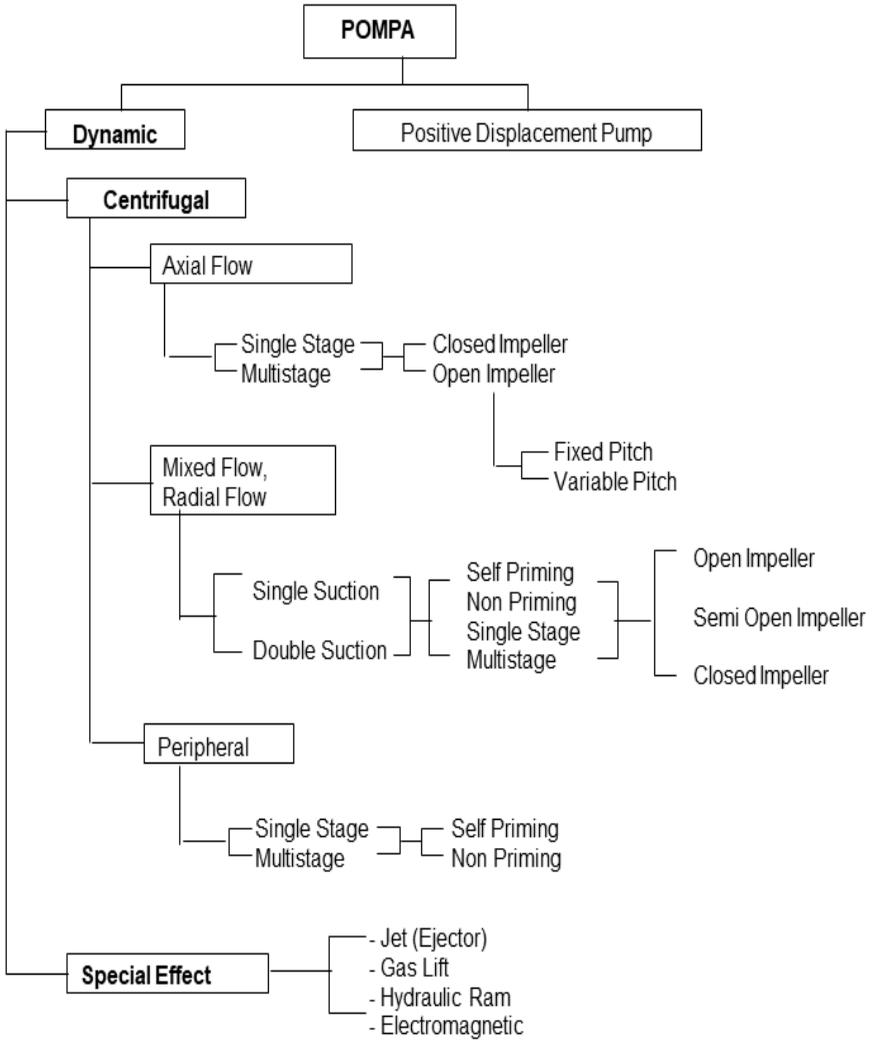
Berdasarkan cara pemindahan atau transfer fluidanya, pompa dapat diklasifikasikan menjadi dua kelompok besar yaitu :

1. Pompa *Positive Displacement* (*Positive Displacement Pump*)
2. Pompa *Dynamic* (*Non Positive Displacement Pump*)

Jenis dari pompa *positive displacement* maupun pompa *dynamic* dapat kita lihat pada gambar berikut ini.



Gambar 2.1 Klasifikasi Pompa *Positive Displacement*



Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa *Dynamic*

2.1.1.1 Pompa *Positive Displacement*

Pompa *Positive Displacement* adalah suatu pompa dimana perpindahan cairan selama proses kerjanya disertai perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan tersebut secara periodik akibatnya adanya satu elemen yang bergerak.

Pada saat elemen bergerak, baik dengan dorongan (translasi) maupun dengan gerak berputar, maka ruang kerja pompa akan berubah semakin kecil disertai dengan kenaikan tekanan yang mendorong cairan ketempat tertentu.

Cirri-ciri Pompa *Positive Displacement* adalah sebagai berikut:

1. *Head* yang dihasilkan relative lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada *suction* yang kering, sehingga tidak memerlukan proses *priming* pada awal operasi atau menjalankan pompa.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* ini dibedakan menjadi dua macam, yaitu Pompa Reciprocating (*Reciprocating Pump*) dan Pompa Rotari (*Rotary Pump*).

2.1.1.2 Pompa *Non Positive Displacement (Dynamic)*

Pada pompa *non positive displacement*, perpindahan zat cair disebabkan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh adanya gerakan dari sudu-sudu atau *impeller*. Pompa ini mempunyai prinsip kerja yaitu mengkonversi energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi energi potensial.

Ciri-ciri pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut :

1. *Head* yang dihasilkan relatif rendah dengan debit cairan yang lebih tinggi.
2. Tidak mampu beroperasi pada *suction* yang kering. Oleh sebab itu pipa *suction* harus berisi air penuh sampai *impeller* pompa dengan cara di *priming*.

Yang termasuk dalam jenis pompa *non positive displacement* adalah pompa sentrifugal.

2.1.1.2.1 Pompa Sentrifugal

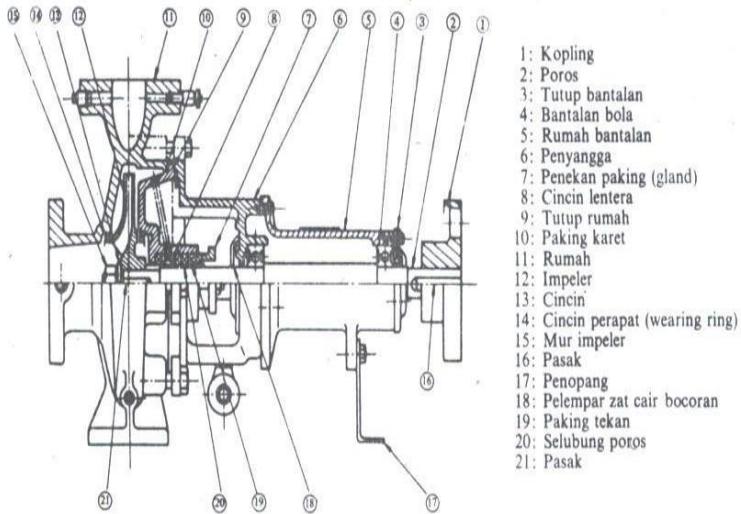
Pompa Sentrifugal adalah suatu pompa dengan impeller yang berputar untuk menaikkan momentum fluidanya. Prinsip kerjanya adalah dengan adanya putaran impeller, partikel-partikel fluida yang berada dalam *impeller* digerakkan dari *inlet suction* yang bertekanan vacuum ke *discharge* dengan tekanan atmosfer (atm). Gerakan ini menyebabkan tekanan yang ada dalam *inlet* terus menuju *casing* pompa selama fluida mengalir di dalam *impeller*. Partikel dipercepat dengan menaikkan tenaga kinetisnya. Energi kinetis ini dirubah menjadi energi potensial pada *casing*.

Berdasarkan arah alirannya, dibedakan menjadi tiga kelompok yaitu :

- a. Pompa aliran aksial (*Axial Flow*)
- b. Pompa aliran radial (*Radial Flow*)
- c. Pompa aliran gabungan (*Mixed Flow*)

2.1.1.2.2 Komponen Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu *impeller* atau lebih dan dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasang pada satu poros yang berputar. *Impeller* tersebut diselubungi atau ditutupi dengan sebuah rumah (*casing*). Agar lebih jelas, berikut ini adalah gambar bagian-bagian pompa sentrifugal lengkap dengan komponen-komponennya.



Gambar 2.3 Bagian Pompa Sentrifugal ^[1]

Pada umumnya, bagian pompa sentrifugal terdiri dari :

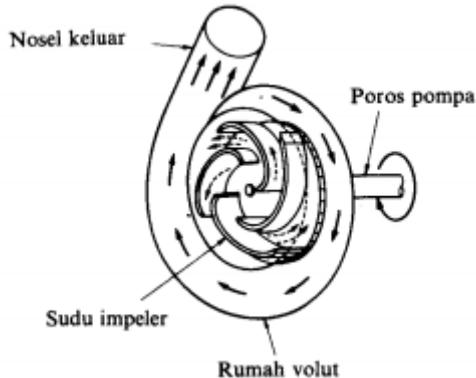
- *Impeller* : untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.
- *Casing*, karena didalamnya terdapat rumah keong (*Volute Chamber*) yang merupakan tempat memberikan arah aliran dari *impeller* dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).
- *Stuffing Box*, berfungsi untuk menerima kebocoran pada daerah dimana poros pompa menembus *casing*.
- *Packing*, digunakan untuk mencegah dan mengurangi bocoran cairan dari casing pompa melalui poros.
- *Shaft*, berfungsi untuk meneruskan momen punter dari penggerak selama beroperasi dan tempat kedudukan *impeller* dan bagian-bagian berputar lainnya.

- *Shaft Sleeve*, berfungsi untuk melindungi poros dari erosi, korosi dan keausan pada *stuffing box*.
- *Vane*, sudu *impeller* sebagai tempat berlalunya cairan pada *impeller*.
- *Eye of Impeller*, merupakan bagian sisi masuk pada arah isap *impeller*.
- *Casing wearing ring*, berfungsi untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati bagian depan *impeller* maupun bagian belakang *impeller*, dengan cara memperkecil celah antara *casing* dengan *impeller*.
- *Discharge Nozzle*, berfungsi untuk mengeluarkan cairan dari *impeller*. Di dalam *nozzle* ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

2.1.1.2.3 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pada Gambar 2.4, *impeller* digunakan untuk mengangkat atau melemparkan fluida atau zat cair dari *suction* menuju *discharge*. Daya dari motor diberikan kepada poros untuk memutar *impeller* yang ada di dalam *casing*. Fluida yang ada di dalam *impeller* akan terlempar ke atas akibat dari sudu yang berputar. Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah *impeller* ke luar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disini *head* tekanan fluida akan menjadi lebih tinggi. Demikian pula *head* kecepatannya bertambah besar karena fluida mengalami percepatan. Fluida yang keluar dari *impeller* ditampung oleh saluran berbentuk *volute* di keliling *impeller* dan disalurkan ke luar pompa melalui *nozzle*. Di dalam *nozzle* ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

Berikut ini adalah gambar yang menunjukkan aliran fluida yang melewati *impeller* dari pompa sentrifugal,



Gambar 2.4 Bagian Aliran Fluida Di Dalam Pompa Sentrifugal^[1]

Keuntungan Pompa Sentrifugal dibandingkan pompa *Reciprocating* diantaranya adalah :

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. Harga pembelian murah dan mudah perawatannya.
4. Karena tidak terjadi gesekan antara *impeller* dan *casingnya* sehingga keausannya lebih kecil.
5. Pengoperasiannya, pada putaran tinggi dapat dihubungkan langsung dengan motor penggeraknya.
6. Karena ukurannya relatif kecil, maka bobotnya ringan dan pondasinya kecil.

Kerugian Pompa Sentrifugal dibandingkan Pompa Reciprocating adalah sebagai berikut.

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 menggerakannya.

2.1.1.2.4 Pompa Aksial

Hal yang paling spesifik terjadi pada pompa aksial adalah arah aliran cairan melalui pompa betul-betul aksial. Pompa-pompa jenis ini relative lebih kecil dibandingkan kapasitasnya yang besar. Kapasitasnya antara 0,1 – 30 m³/s dan headnya relative rendah, sekitar 1 – 5 m kolom air.

Dalam operasinya pompa selalu terbenam dalam cairan yang dipompa. Porosnya bisa horizontal, vertical maupun miring. Pompa ini bisa mempunyai satu *impeller* atau mempunyai beberapa *impeller* yang digabung atau dijejer seperti halnya *impeller-impeller* pada pompa sentrifugal *multistage*. pompa aksial dengan banyak *impeller* ini bisa mencapai head dengan kisaran 20 m.

Keuntungan pompa aksial adalah sebagai berikut:

1. Efisiensi tinggi
2. Putarannya tinggi sehingga bisa dikopel langsung dengan motor penggerak.
3. Ukuran keseluruhan kecil disbanding kapasitasnya.
4. Pompa mampun memompa cairan yang kotor.
5. Mudah desainnya, *maintenancenya*, dan operasinya.

Kerugian pompa aksial adalah sebagai berikut:

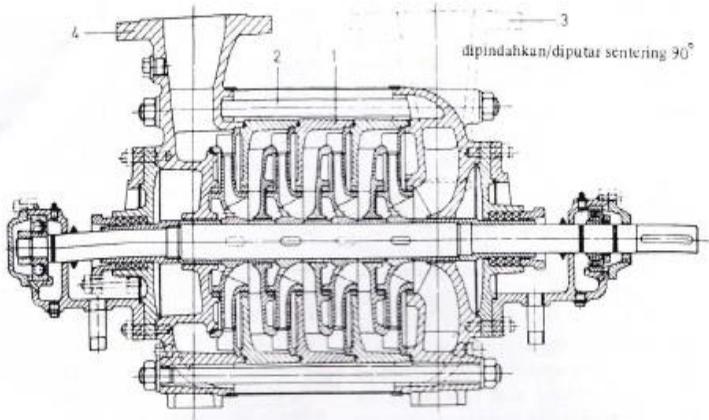
1. *Head* yang dihasilkan rendah.

2.1.1.2.5 Pompa Sentrifugal *Multistage*

Pompa *multistage* atau bertingkat banyak adalah pompa yang memiliki beberapa buah *impeller* yang disusun secara seri. Konstruksi *impeller* biasanya menghadap satu arah tetapi untuk menghindari gaya aksial yang timbul dibuat saling membelakangi. Pada rumah pompa banyak tingkat, dapatnya dipasang diffuser, tetapi ada juga yang menggunakan volut. Pemasangan diffuser pada rumah pompa banyak tingkat lebih menguntungkan daripada dengan rumah volut, karena aliran dari satu tingkat ke tingkat berikutnya lebih mudah dilakukan. Daya yang diperlukan sebanding dengan jumlah tingkat pompa. Pompa dengan beberapa tingkat, yang rumah tingkatnya sama dan berturut-turut satu sama lainnya dihubungkan menjadi satu disebut pompa yang beruas-ruas. Konstruksi pompa semacam ini sering digunakan sebagai pompa pengisi air ketel. Setiap tingkat mempunyai sebuah roda jalan, sebuah roda pengarah dan kadang-kadang roda pengarah bersama-sama dengan dengan sudu penghantar balik dituang menjadi satu, kemudian roda jalan dan roda pengarah serta sudu penghantar balik disusun jadi satu didalam rumah tingkat pompa tersebut. Dengan bertingkat banyak memungkinkan daerah tinggi tekan pompa lebih besar dan pompa bisa dibuat dengan ekonomis.

1. Konstruksi Pompa *Multistage*

Pelaksanaan untuk pompa dengan tingkat banyak terdapat pada gambar 2.5. bantalan yang menyangga poros mempunyai cincin pelindung supaya bocoran cairan tidak masuk ke dalam bantalan. Kedua rumah bantalan dibuat jadi satu dengan rumah pompa. Juga dengan kedua penutup dilengkapi dengan tabung *packing* poros dan diikat dirumah pompa bagian hisap dan bagian tekan. Akhirnya dengan menggunakan baut yang panjang yang berfungsi sebagai jangkar tarik semuanya termasuk ruas-ruas pembagian tingkat-tingkat pompa diikat menjadi satu.



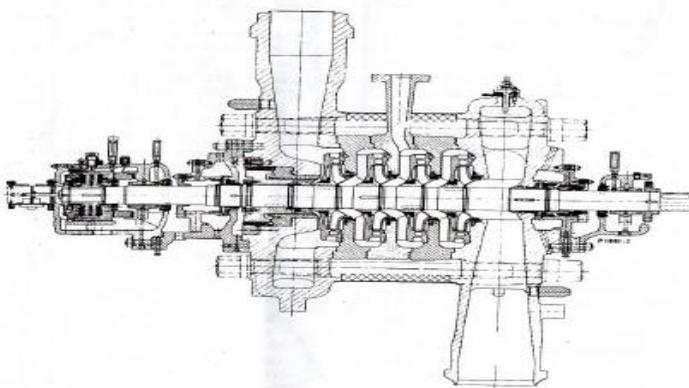
Gambar 2.5 Penampang Memanjang Memanjang Dari Susunan Pompa Multistage^[2]

Bagian-bagian pompa diatur tegak lurus dengan poros. Sesudah roda jalan tingkat pertama ditempatkan, menyusul cincin dengan sudu pengarah, kemudian baru dipasang cincin dengan sudu bantar balik. Untuk bagian-bagian dari tingkat-tingkat selanjutnya diatur dan dipasang dengan cara yang sama, kemudian baru dipasang penutup dengan saluran hisap. Cara pemasangan dan pengaturan ini disebut sebagai cara pemasangan yang berantai sesuai dengan ruas pembagian tingkat pompa. Untuk *boiler feedwater* bisa dibuat sampai 12 ruas tingkat pompa.

2. Pompa *Multistage* yang beruas-ruas

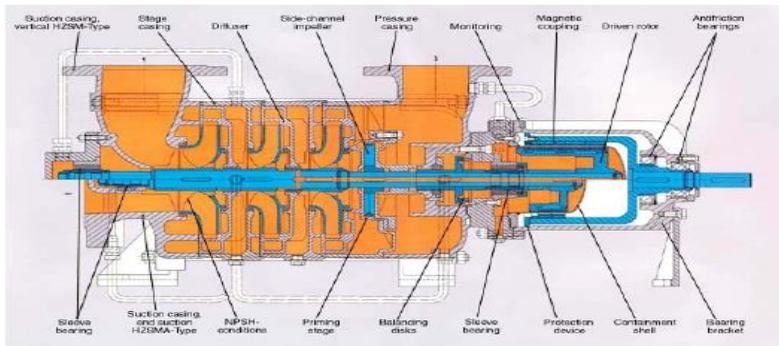
Pompa bertingkat banyak yang beruas-ruas dapat diketahui dari konstruksinya yang ada memakai baut jangkar yang memegang dan menekan rumah pompa bagian hisap dan bagian tekan dengan kuat, karena baut jangkar ini akan menerima pemuaian akibat panas dan supaya tetap bisa menekan rumah pompa dengan kuat maka pada baut ini harus diberi gaya pengencangan yang tertentu. Dibagian tengah terdapat sebuah saluran yang fungsinya adalah untuk mengambil air dari dalam

pompa, air yang digunakan sebagai pendingin pada proses peredaran uap tekanan tinggi dengan cara disemprotkan. Gambar 2.6 merupakan bentuk pompa multistage dengan konstruksi yang beruas-ruas.



Gambar 2.6 Pompa Multistage Dengan Bentuk Konstruksi Yang Beruas-Ruas^[2]

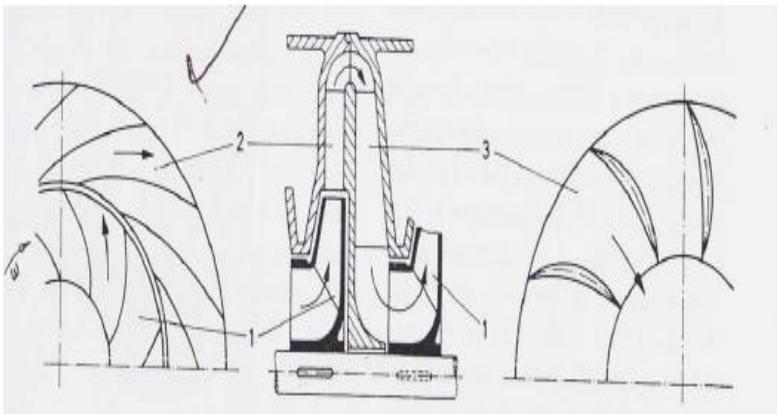
3. Cara Kerja Pompa Sentrifugal Multistage dan Bagian-bagian Pompa Multistage



Gambar 2.7 Bagian Pompa *Multistage*^[2]

Gambar 2.7 merupakan bagian-bagian dari pompa *Multistage*.

Cara kerja suatu pompa *multistage* terlihat pada gambar 2.8. Pada gambar sebelah kiri adalah *impeller* dengan sudu pengarah yang dengan teratur terletak di dalam rumah pompa. Seperti yang diperlihatkan di gambar bagian tengah cairan melalui sudu pengarah dan ruangan tanpa sudu masuk ke sudu hantar balik. Pada gambar bisa dilihat bahwa lebar sudu dari sudu hantar balik bertambah besar, maksudnya adalah untuk mendapatkan luas penampang yang bertambah besar sehingga kecepatan cairan yang masuk *impeller* berikutnya menjadi kecil.



Gambar 2.8 Cara kerja pompa *multistage*^[2]

4. Pompa Boiler Feedwater

Boiler Feed Water Pump merupakan salah satu aplikasi penggunaan pompa sentrifugal berukuran besar pada industri pembangkit listrik tenaga uap. Pompa ini berfungsi untuk mengontrol dan *mensupply* air pada jumlah tertentu yang berasal dari tanki air (*Feed Water Tank*) atau Daerator menuju boiler dengan spesifikasi tekanan tertentu. Air tersebut sebelum masuk ke boiler biasanya mengalami pemanasan awal (*pre-heating*). Sehingga air yang dipompa oleh *Boiler Feed Water Pump* juga

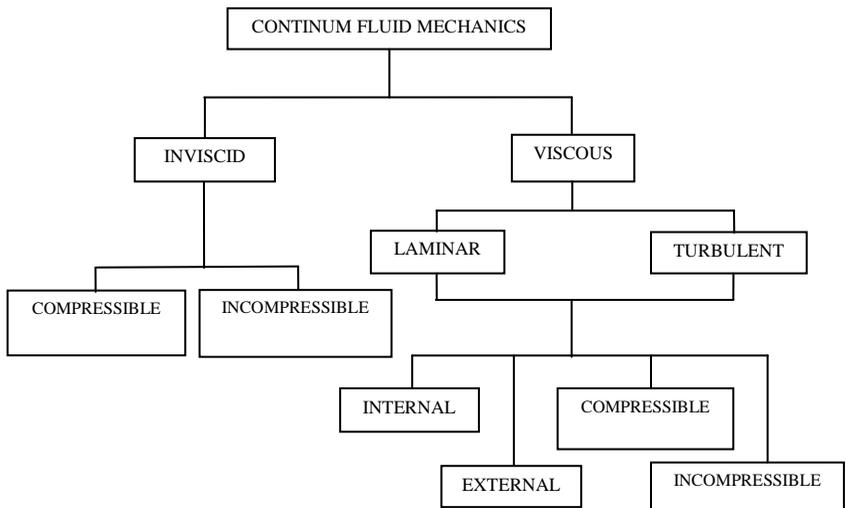
memiliki temperatur tertentu yang cukup panas. *Boiler Feed Water Pump* pada PLTU terdiri atas pompa dan penggerak. Penggerak yang digunakan bisa berupa motor listrik atau juga turbin uap berukuran kecil. Pompa tersebut di-*couple* dengan atau tanpa sistem transmisi tergantung desainnya. *Boiler Feed Water Pump* berspesifikasi pompa sentrifugal, *multi-stage*, dan *single flow*. Juga menggunakan *mechanical seal* serta *thrust* dan *journal bearing*. Dan untuk menahan gaya aksial yang besar, digunakan *balance drum* yang mengambil sebagian kecil air dari sisi outlet pompa untuk dimasukkan ke bagian *inlet* untuk melawan gaya aksial yang timbul. *Boiler Feed Water Pump* mensupply air menuju boiler dalam jumlah tertentu, yang pada prakteknya jumlah air yang dibutuhkan oleh boiler ini berubah-ubah. Perubahannya berdasarkan jumlah uap air produk boiler yang dibutuhkan untuk proses selanjutnya. Misal pada PLTU, pada saat beban listrik tinggi maka kebutuhan uap air yang masuk ke dalam turbin uap juga tinggi otomatis jumlah air yang dibutuhkan untuk masuk ke boiler juga tinggi, sehingga *Boiler Feed Water Pump* akan mensupply air dalam jumlah sesuai kebutuhan. Demikian pula sebaliknya pada saat beban listrik rendah. *Boiler Feed Water Pump* memompa air ke boiler dengan jumlah/debit yang bervariasi. Hal ini dengan jalan mengubah-ubah kecepatan putaran pompanya. Jika pompa menggunakan penggerak turbin uap, maka kecepatan putarnya akan diatur oleh bukaan *control valve* uap air penggerak turbin tersebut. Jika bukaannya besar maka uap air yang masuk akan semakin banyak dan putaran turbin sekaligus putaran pompa akan lebih besar. Sedangkan jika menggunakan penggerak motor listrik, maka yang mengatur besar debit air adalah *fluid coupling*. *Fluid coupling* ini mengatur kecepatan putar pompa sesuai dengan kebutuhan debit air yang dibutuhkan. Sedangkan putaran motor listrik sebagai penggerak utamanya adalah tetap / konstan.

2.2 Jenis Aliran Fluida

Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis, maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita harus

mengasumsikan *fluida* yang “*continuum*”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties fluida* merupakan suatu fungsi dari kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties fluida* ini, maka unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa. Berikut merupakan klasifikasi jenis-jenis fluida.



Gambar 2.9 Klasifikasi jenis fluida^[3]

2.2.1 Aliran *Viscous*

Aliran *viscous* adalah jenis aliran fluida yang memiliki kekentalan atau viscous ($\mu > 0$). Viskositas fluida sangat berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding saluran tersebut.

2.2.2 Aliran *Laminar* dan *Turbulen*

Aliran suatu *fluida* dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Aliran dikatakan *laminar* bila partikel-partikel *fluida* yang bergerak secara teratur mengikuti lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan yang besar. Sedangkan aliran disebut *turbulen* bila tiap partikel *fluida* bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa. Aliran ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan *fluida* yang kecil.

Kekentalan (*viskositas*) berpengaruh besar sehingga dapat meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi *turbulen*. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan berkurang yang sampai pada batas tertentu akan menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari *Laminar* menjadi *Turbulen*.

Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan *Bilangan Reynold (Re)*. Untuk menentukan tipe aliran apakah *laminar* atau *turbulen* dapat digunakan rumus di bawah ini :

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

Dimana :

Re = bilangan *Reynold*

\bar{V} = kecepatan aliran *fluida* (m/s)

D = diameter dalam pipa (m)

ν = *viskositas kinematik* zat cair (m²/s)

Bila aliran di dalam pipa :

- $Re \leq 2300$, aliran bersifat *laminar*

- $2300 \leq Re \leq 4000$, aliran bersifat *transisi*

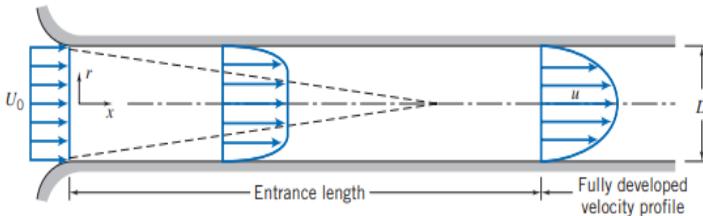
- $Re \geq 4000$, aliran bersifat *turbulen*

Aliran *transisi* merupakan dimana aliran dapat bersifat *laminar* atau *turbulen* tergantung dari kondisi pipa dan aliran.

2.2.3 Aliran Internal

Aliran *internal* adalah aliran dimana *fluida* yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti aliran yang berada di dalam pipa.

Aliran *external* adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol volume yang biasanya digunakan adalah hingga *fluida* yang melewati suatu benda *solid* (padat).



Gambar 2.10 Profil kecepatan aliran memasuki pipa^[3]

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran *uniform* dengan kecepatan U_0 . Karena aliran merupakan aliran *viscous*, maka pada dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*). Aliran *viscous* yang ada di dalam *boundary layer* tersebut pengaruh *viskositasnya* relatif besar, sehingga profil kecepatannya tidak *uniform* lagi seperti pada gambar 2.10.

Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang telah berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*. Jarak dari saat mula-mula aliran masuk sampai menjadi *fully developed* disebut dengan *Entrance Length*. Kecepatan aliran rata-rata yang terjadi adalah :

\bar{V} ini tentunya harus bernilai sama dengan U_0 . Jadi, nilai $\bar{V} = U_0 = \text{konstan}$. Panjang *entrance length* (L) untuk aliran *laminar* merupakan fungsi bilangan *reynold* :

$$\frac{L}{D} \cong 0,06 \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

Dimana :

$\bar{V} = \frac{Q}{A}$ adalah kecepatan rata-rata.

- Karena laju aliran (*flow rate*)
 $Q = A \cdot \bar{V} = A U_0$, dimana $\bar{V} = U_0$

Untuk aliran *laminar* dalam pipa $Re < 2300$, maka *entrance length* (L) didapat:

$$L \cong 0,06 Re \cdot D \leq (0,06)(2300)D = 138D$$

(Ref: Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Sedangkan untuk aliran *turbulen*, karena *boundary layer* muncul lebih cepat maka panjang *entrance length* akan menjadi lebih pendek yaitu ± 25 sampai 40 kali diameter pipa.

2.2.4 Aliran Inkompressibel

Aliran Inkompressibel adalah aliran yang melewati suatu benda padat dan apabila terjadi perubahan temperatur yang dapat berpengaruh pada *density*/ massa jenis (P), hal ini dapat diabaikan karena perubahan *density* tidak secara signifikan contoh adalah fluida cair ($\rho_1 = \rho_2$)

Untuk dapat membedakan jenis aliran *compressible* atau *incompressible* tersebut, dapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan bilangan *Mach* (M)

$$M = \frac{\bar{v}}{c}$$

Dimana :

M = bilangan Mach

\bar{v} = Kecepatan rata-rata aliran

c = Kecepatan rambat bunyi local

Sehingga untuk *mach number* < 0.3 adalah aliran *Incompressible*. Sedangkan untuk *mach number* $> 0,3$ adalah aliran *compressible*.

2.3 Persamaan Kontinuitas

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

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0$$

Dimana laju perubahan massa terhadap waktu adalah 0. Umumnya massa *system* (M_{sys}) dapat dinyatakan sebagai berikut dengan pengintegralan meliputi seluruh volume sistem :

$$M_{sys} = \int_{M(sys)} dm = \int_{\forall(sys)} \rho \cdot d\forall$$

Hubungan persamaan antara sistem dan *control volume* dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \eta \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dimana,

$$N_{system} = \int_{M(system)} \eta \cdot dm + \int_{\forall(system)} \eta \cdot \forall$$

Untuk sebuah persamaan *control volume* dari konservasi, maka dapat ditulis dengan $N=M$ dan $\eta = 1$. Sehingga bila disubstitusikan akan menjadi persamaan :

$$\left. \frac{\partial M}{\partial t} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Sehingga persamaan kontinuitas atau konversi massa, dapat ditulis sebagai berikut :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan asumsi :

- Aliran fluida adalah inkompresibel
- Aliran fluida kerjanya adalah *steady state*

Sehingga persamaan di atas menjadi :

$$0 = \cancel{\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV} + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Menjadi,

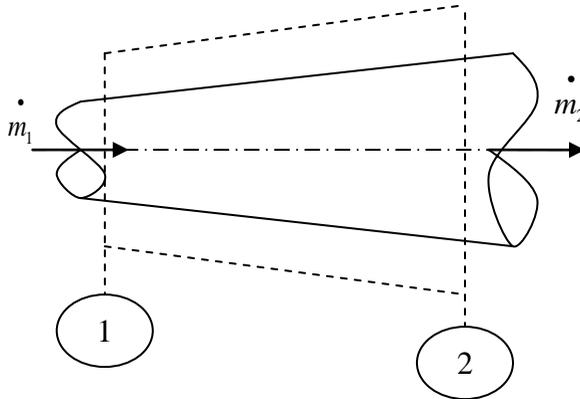
$$0 = \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan mengintegrasikan persamaan di atas, maka di dapat persamaan kontinuitas sebagai berikut :

$$0 = -[\rho_1 \cdot \bar{V}_1 \cdot A_1] + [\rho_2 \cdot \bar{V}_2 \cdot A_2]$$

Atau

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.2)$$



Gambar 2.11 Persamaan kontinuitas dengan volume atur^[3]

Dimana :

ρ = density (kg/m³)

V = Kecepatan aliran fluida (m/s)

A = Luas penampang (m²)

2.4 Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang kekekalan energi (*conservation of energy*). Persamaannya sebagai berikut :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \left[\frac{dE}{dt} \right]_{system} \quad (2.3)$$

Dimana energi total :

$$E_{system} = \int_{M(system)} e \cdot dm = \int_{\forall(system)} e \cdot \rho \cdot d\forall$$

Dengan nilai dari energi dalam adalah :

$$e = u + \frac{\overline{V^2}}{2} + g \cdot z$$

Dengan \dot{Q} bernilai positif bila panas yang diberikan ke sistem dan sekelilingnya, sedangkan \dot{W} bernilai positif bila kerja diberikan dari sistem ke sekelilingnya. Hubungan antara sistem dan kontrol volume adalah :

$$\left[\frac{dN}{dt} \right]_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \eta \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.4)$$

$$\text{Dimana : } N_{system} = \int_{m(system)} \eta \cdot dm + \int_{\forall(system)} \eta \cdot \rho \cdot d\forall$$

Untuk menurunkan perumusan volume dari hukum pertama termodinamika $\mathbf{N} = \mathbf{E}$ dan $\mathbf{n} = \mathbf{e}$ sehingga diperoleh persamaan :

$$\left[\frac{dN}{dt} \right]_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Pada saat t_0 sistem berhimpit dengan kontrol volume sehingga,

$$(\dot{Q} - \dot{W})_{CS} = (\dot{Q} - \dot{W})_{CV}$$

Dari persamaan 2.3 Dan 2.4 Didapat :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.5)$$

Besarnya kerja pada volume atur dibagi menjadi empat kelompok, yaitu :

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}$$

Maka hukum pertama termodinamika menjadi :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.6)$$

Dimana:

\dot{W}_{shaft} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan poros

\dot{W}_{normal} = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh tegangan normal

\dot{W}_{shear} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan geser

\dot{W}_{other} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh kelistrikan

2.5 Tinggi - Tekan (*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* ini ada 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*).

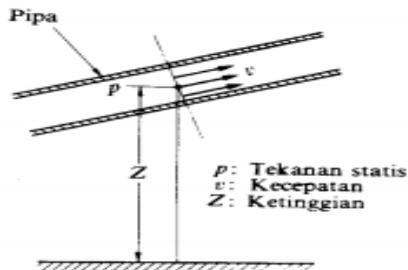
2. *Head* Kecepatan / Kinetik

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 $\frac{P}{\gamma}$.

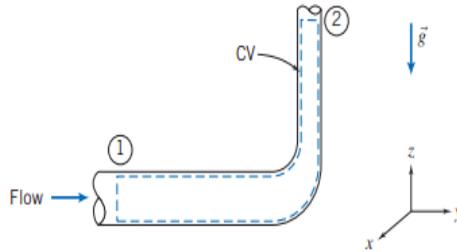
Energi mekanik total adalah energi *fluida* yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (Z) yang dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan. Berikut ini adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (*Head*) yang dimiliki aliran :



Gambar 2.12 Metode Mengukur *Head*^[1]

2.6 Persamaan Bernoulli

Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan Hukum Termodinamika I (Persamaan 2.6)



Gambar 2.13 Kontrol Volume dan koordinat untuk analisis aliran energi yang melewati elbow 90^o[3]

Untuk mengkaji energi yang hilang atau kerugian tinggi tekan yang terjadi pada aliran yang melalui pipa, digunakan persamaan energi, yaitu :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} (e + Pv) \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.7)$$

Dimana :

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2} + g \cdot z$$

Dengan asumsi :

1. $\dot{W}_s = 0$, $\dot{W}_{other} = 0$
2. $\dot{W}_{shear} = 0$ (meskipun terdapat tegangan geser pada dinding-dinding belokan, tetapi kecepatan pada dinding adalah nol)
3. *Steady Flow* ($\nabla = 0$)
4. *Incompressible*
5. Energi dalam dan tekanan pada tiap penampang *uniform*.

Dengan asumsi sebelumnya, maka persamaan 2.7 menjadi :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \left(\int_{A_2} \frac{\overline{V_2^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_2} \cdot dA_2 - \int_{A_1} \frac{\overline{V_1^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_1} \cdot dA_1 \right)$$

Karena aliran bersifat *viscous*, terlihat pada gambar bahwa kecepatan aliran pada penampang 1 dan 2 tidak *uniform*. Untuk menyelesaikannya, digunakan kecepatan rata-rata ke dalam persamaan energi. Untuk mengeliminasi tanda integral digunakan koefisien energi kinetik (α).

$$\dot{Q} - \dot{W}_{shafit} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \dot{m} \left(\alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} - \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} \right) \quad (2.8)$$

Dimana :

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = (u_2 - u_1) + \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + (g \cdot z_2 - g \cdot z_1) + \left(\alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} - \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} \right)$$

dan, $u = h + P \cdot v$

$$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} = H_{loss}$$

Maka persamaan 2.8 Menjadi :

$$\dot{Q} - \frac{W}{\dot{m} \cdot g} = \left(\frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} + g \cdot z_1 \right) = (u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \quad (2.9)$$

Dimana :

$$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} = \text{kerugian energi dalam karena energi}$$

panas yang timbul disebabkan oleh gesekan *fluida* cair dengan dinding saluran (H_{loss}).

Bila persamaan 2.9 dikalikan dengan $\frac{1}{g}$ maka persamaan menjadi :

$$\left(\frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2.g} + z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2.g} + z_1 \right) = Head \quad (2.10)$$

Dengan asumsi aliran *uniform* pada tiap penampang, maka :

$$\alpha_2 = \alpha_1 = 0$$

Sehingga persamaan menjadi,

$$Head = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2.g} \right) + (z_2 - z_1) \quad (2.11)$$

Untuk laluan yang aktual, tinggi - tekan tidak selalu bernilai konstan. Hal ini dikarenakan oleh rugi-rugi *turbulensi* yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$Head = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2.g} + z_1 \right) = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2.g} + z_2 \right) + \sum H_{LT} \quad (2.12)$$

Dimana :

P_1 = tekanan pada kondisi awal (*suction*)

P_2 = tekanan pada kondisi akhir (*discharge*)

\bar{V}_1 = kecepatan pada kondisi awal (*suction*)

\bar{V}_2 = kecepatan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\sum H_{LT}$ = jumlah *Head loss total*

Energi total yang diberi tanda H sama dengan ketinggian tinggi tekan , atau :

$$\left(\frac{P}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2.g} + z \right) = H$$

Karena energi tidak dapat muncul atau hilang begitu saja, H adalah konstan (dengan mengabaikan rugi-rugi). Persamaan ini disebut dengan persamaan *Bernoulli*.

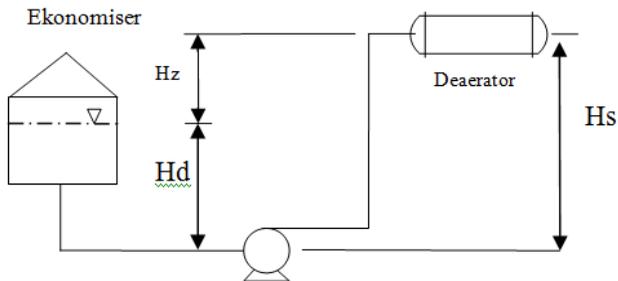
2.7 Head Efektif Instalasi Pompa

Merupakan besarnya *head* yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada, diantaranya adalah karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian (kerugian mekanis, volumetris, dinamis dan kerugian listrik). Persamaan *head* instalasi sebagai berikut :

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

$$H_{eff} = \left(\left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \right) + \left(\left(\frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2.g} \right) + \sum H_{LT} \right)$$

(2.13)



Gambar 2.14 Head Efektif Instalasi^[4]

2.7.1 Head Statis

Adalah perbedaan tinggi permukaan fluida pada bagian hisap dengan bagian tekan. *Head statis* tidak dipengaruhi oleh debit, hanya pada perbedaan tekanan dan ketinggian.

$$\sum H_{st} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \quad (2.14)$$

Dimana :

H_{st} = *Head Statis* total (m)

P_1 = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

P_2 = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

γ = berat jenis *fluida* $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

➤ *Head statis* terdiri dari :

1. *Head tekanan (Pressure Head)*

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

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (2.15)$$

Dimana :

H_p = *Head statis* total (m)

P_1 = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

P_2 = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

γ = berat jenis *fluida* $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

2.7.2 Head ketinggian (*Elevation Head*)

Merupakan perbedaan ketinggian dari permukaan *fluida* pada sisi *discharge reservoir* dan *suction reservoir* dengan acuan garis sumbu tengah pompa.

$$H_z = H_d - H_s \quad (2.16)$$

Dimana :

H_z = Head elevasi (m)

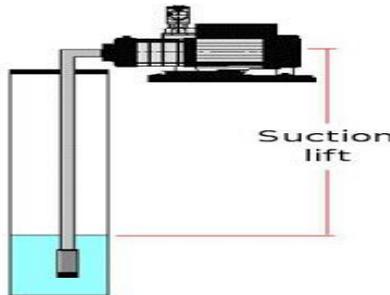
H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

Terdapat dua macam ketinggian *head* instalasi , yaitu:

a. *Suction Lift*

Suction lift adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari permukaan *fluida* yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. *Suction Lift* diperoleh mulai dari garis tengah sumbu pompa sampai permukaan sumber suplai (*suction tank*). Gambar 2.9 merupakan contoh instalasi *suction Lift*. Nilai ($H_d - H_s$) bernilai positif (+), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.

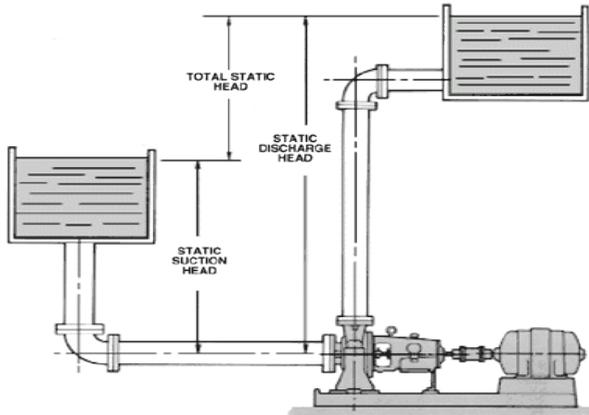


Gambar 2.15 Instalasi *Suction Lift*^[4]

b. *Suction Head*

Suction head adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian *fluida* yang dipompakan. *Suction head* diperoleh mulai dari permukaan sumber suplai (*suction tank*) yang berada di atas garis tengah

sumbu pompa. Gambar 2.10 merupakan contoh instalasi *suction head*. Nilai $(H_d - H_s)$ bernilai negatif (-), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.16 Instalasi *Suction Head*^[1]

2.7.3 Head Dinamis

Head dinamis adalah *head* yang terdiri dari *velocity head* dan *head loss*. Untuk penjelasannya dapat dilihat pada persamaan di bawah ini :

$$\sum H_{din} = \left(\frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2 \cdot g} \right) + \sum H_{LT} \quad (2.17)$$

Dimana :

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

$$\sum H_{LT} = \text{kerugian tinggi tekan (m)}$$

$$\bar{V}_d = \text{kecepatan aliran discharge (m/s)}$$

$$\bar{V}_s = \text{kecepatan aliran suction (m/s)}$$

$$g = \text{percepatan gravitasi (9,81 m/s}^2\text{)}$$

➤ Head dinamis terdiri dari :

1) **Velocity Head**

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

$$H_v = \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.18)$$

Dimana :

\bar{V}_d = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

\bar{V}_s = kecepatan aliran *suction* (m/s)

g = percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

2) **Total Kerugian Tinggi-Tekan (*Head Loss Total*)**

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

$$\sum H_{LT} = H_l + \sum H_{lm} \quad (2.19)$$

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

2.a) **Head Loss Mayor**

Kerugian aliran *fluida* yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara *fluida* dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran *fluida* (kerugian kecil).

Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan salah satu dari rumus berikut :

Persamaan Darcy – Weisbach

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad (2.20)$$

Dimana :

H_l = kerugian *head* karena gesekan (m)

f = faktor gesekan

D = diameter pipa (m)

\bar{V} = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

g = gravitasi bumi (9,81 m/s²)

Untuk aliran *laminar*, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.21)$$

Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi :

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

$$\text{Blasius} : f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.22)$$

untuk $3000 \leq Re \leq 100000$

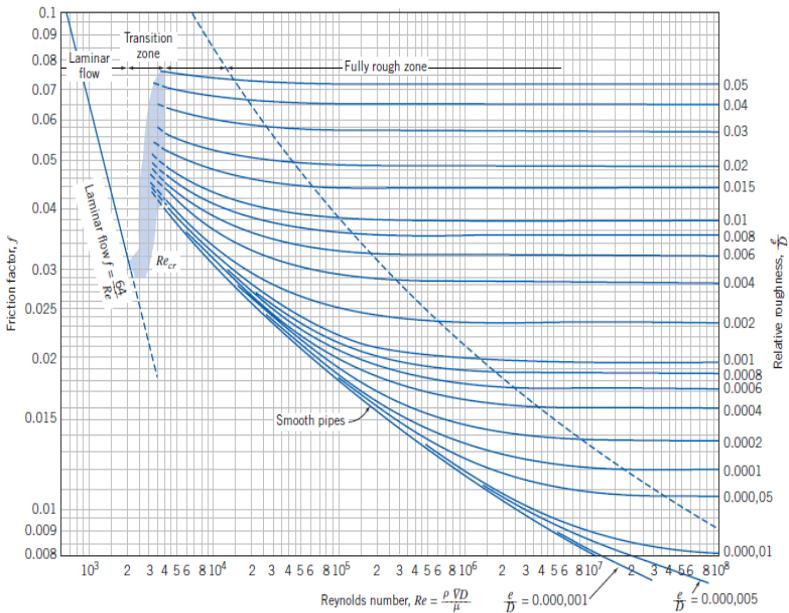
- b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.23)$$

(Persamaan 8.37, Fox and McDonald, Introduction To Fluid Mechanics, Eight Edition)

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



Gambar 2.17 Moody Diagram^[3]

2.b) *Head Loss Minor*

Selain kerugian *head loss mayor*, juga terdapat kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya kerugian *minor*, yaitu :

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.24)$$

Dimana :

\bar{V} = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

g = gravitasi bumi (9,81 m/s²)

K = koefisien kerugian (*minor losses*) pipa

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$K = f \cdot \frac{L_e}{D} \quad (2.25)$$

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.24)$$

Tabel 2.1 Nilai koefisien (k) berbagai jenis *fitting*^[5]

No	Jenis <i>Fitting</i>	Simbol / gambar	Nilai Koefisien (k)	Jumlah
1	<i>Ball Valve</i>		0,93	1
2	<i>Gate valve</i>		0,13 dan 0,12	4
3	<i>Strainer</i>		1	1
4	<i>Concentric reducer</i>		0,15	1
5	<i>Concentric defuser</i>		0,07	1
6	<i>Elbow 90° long bends</i>		0,22 dan 0,26	39

2.8 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction Head (NPSH) merupakan ukuran dari *head suction* terendah yang memungkinkan bagi cairan untuk tidak mengalami kavitasi. NPSH ini dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap terjadinya kavitasi.

2.8.1 *Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)*

NPSH_A merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat ditulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_l s$$

dimana :

NPSH_A = yang tersedia pada instalasi (m kolom minyak)

$\frac{P_a}{\gamma}$ = tekanan absolut diatas permukaan cairan pada suction reservoir (m kolom minyak)

$\frac{P_v}{\gamma}$ = tekanan uap cairan yang dipompa pada temperature pemompaan (m kolom minyak)

h_s = *Head* hisap statis (m kolom minyak)

$\sum H_l s$ = *Head* loss pada pipa hisap (m kolom minyak)

2.8.2 *Net Positive Suction Head Required (NPSH_R)*

NPSH_R adalah NPSH yang diisyaratkan pompa yang bersangkutan supaya bisa bekerja. NPSH_R ini ditentukan oleh pabrik pembuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari banyak faktor, antara lain : desain impellernya, kecepatan putaran, sifat fluida yang dipompa. Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan sebagai berikut :

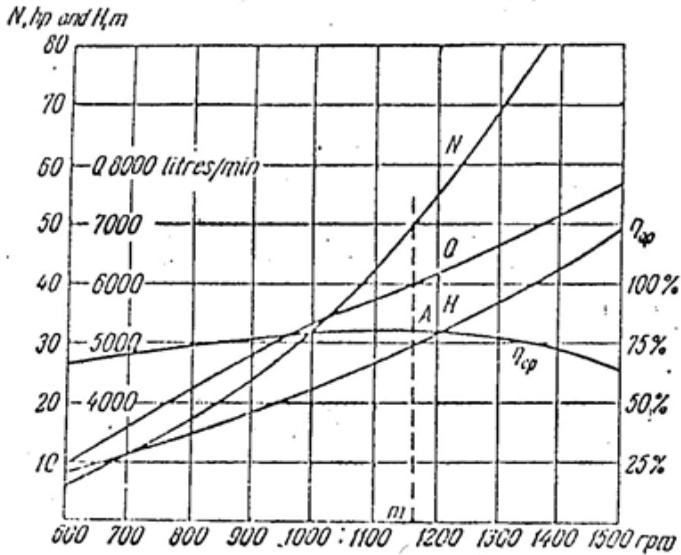
$$NPSH_A > NPSH_R$$

2.9 Kurva Karakteristik Pompa

Karakteristik pompa adalah kurva yang menghubungkan suatu performa dengan performa yang lainnya saat beroperasi. Performa pompa yaitu *head* (*H*), kapasitas(*Q*), daya pompa dan efisiensi (η). Secara umum karakteristik pompa sentrifugal terbagi menjadi 3, yaitu :

2.9.1 Karakteristik Utama

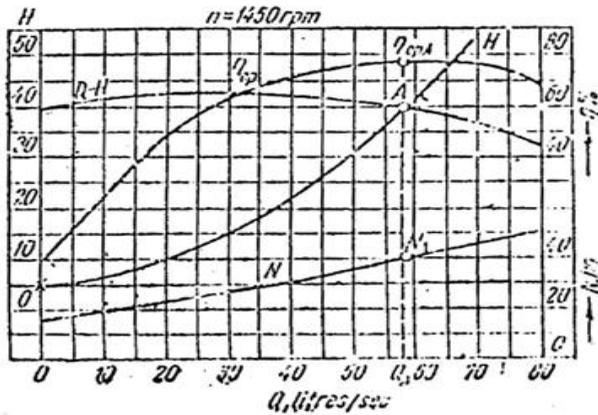
Adalah kurva karakteristik yang menunjukkan hubungan *head* dan kapasitas dengan perubahan putaran-putaran pompa yang dapat menyebabkan perubahan kecepatan *impeller*. Di bawah ini adalah grafik karakteristik utama :



Gambar 2.18 Karakteristik Utama^[1]

2.9.2 Karakteristik Kerja

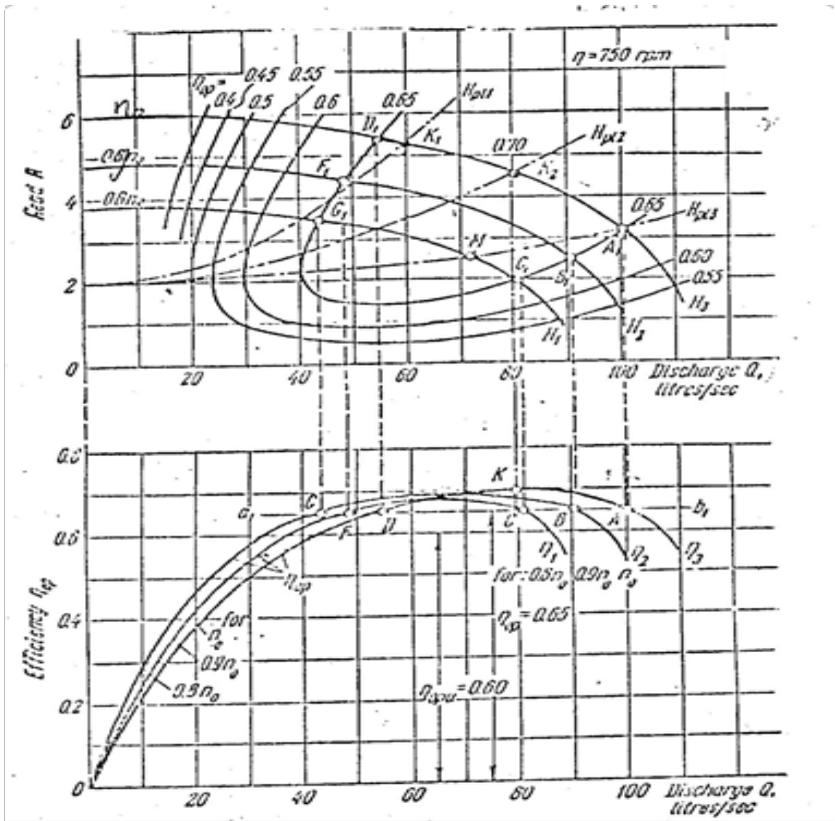
Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan *impeller* (putaran pompa) yang konstan. Kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan membuka/menutup *valve-valve* yang ada agar bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas (Q) fungsi *head*.



Gambar 2.19 Karakteristik Kerja^[1]

2.9.3 Karakteristik *Universal*

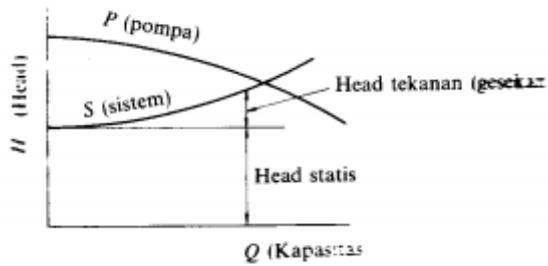
Adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.



Gambar 2.20 Karakteristik Universal^[1]

2.9.4 Titik Operasi Pompa

Titik operasi pompa adalah titik dimana menunjukkan kapasitas aliran pada head tertentu yang bekerja dengan performa yang baik. Titik operasi pompa ini ditentukan oleh perpotongan kurva sistem dengan kurva pompa yang ditunjukkan seperti pada gambar 2.21 .

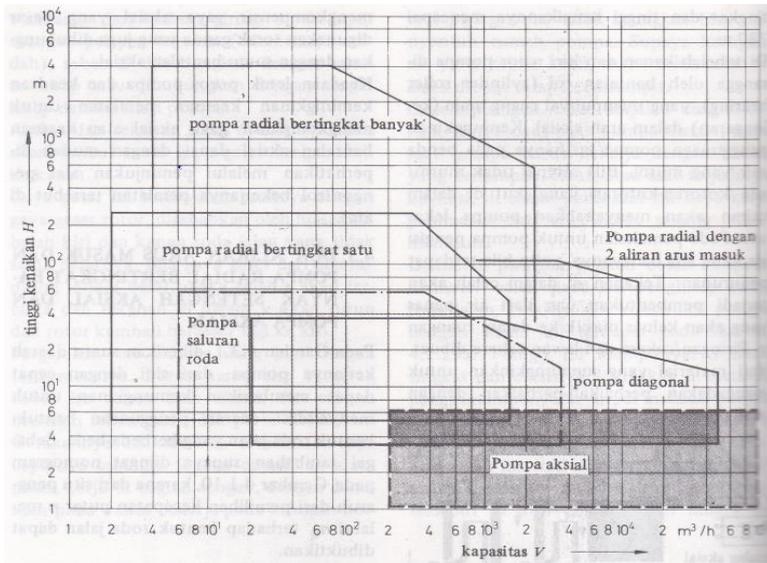


Gambar 2.21 Titik Operasi Pompa^[1]

Titik operasional pompa harus sedapat mungkin dijaga agar selalu berada pada area efisiensi pompa tertinggi. Terutama bila pengoperasian pompa digunakan pada sistem yang memerlukan variasi *head* dan besar aliran fluida yang akan menggeser kurva sistem.

2.10 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan *head* efektif pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini :



Gambar 2.22 Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa^[2]

Untuk menentukan pompa sentrifugal yang tepat yang digunakan pada sebuah sistem, maka kurva karakteristik pompa dan kurva karakteristik sistem digabungkan. Titik pertemuan antara kedua kurva tersebut merupakan titik operasional. Titik operasional paling optimal adalah jika titik pertemuan antara kedua kurva tersebut berada pada area *BEP* (*Best Efficiency Point*).

2.11 Daya Penggerak

2.11.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)

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

$$WHP = \gamma \times Q_{act} \times H$$

Dimana :

WHP = Daya Pompa (watt)

γ = Berat spesifik fluida (N/m^3)

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

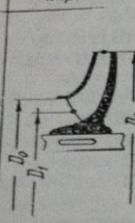
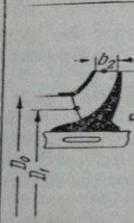
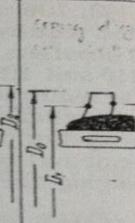
H = Head pompa (m)

2.11.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

Dengan putaran pompa yang sudah diketahui dari penggerak motornya, sehingga dapat ditentukan putaran spesifiknya dengan menggunakan persamaan : (*Ref. Khetagurov, Marine Auxiliary Machinery and System*)

$$n_s = 3,65 \times \frac{n\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

Dengan mengetahui putaran spesifik ini, dapat diketahui jenis pompa dan bentuk impeller seperti pada tabel di bawah ini :

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{st} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{st} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{st} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} = 1.8-1.4$	$n_{st} = 300-6000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{st} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} = 0.8$

Gambar 2.23 Putaran Spesifik Dan Bentuk Impeller^[6]

2.11.3 Daya Poros (P_{shaft})

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

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

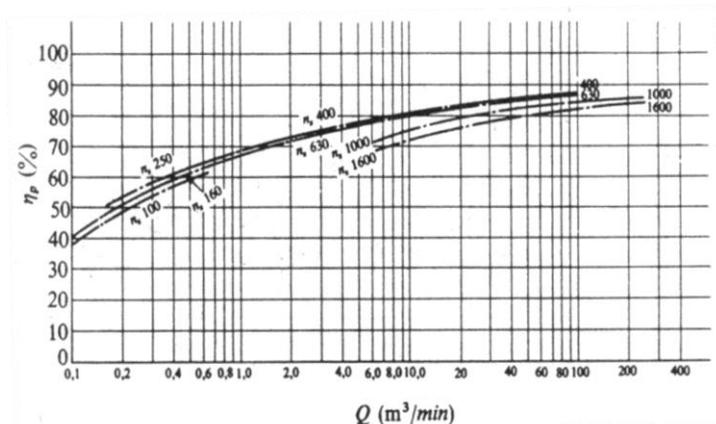
Dimana :

P_{shaft} = Daya Poros (Watt)

WHP = Daya Pompa / Daya Air (Watt)

η_p = Efisiensi Pompa (desimal)

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 2.24 Efisiensi Standar Pompa^[1]

2.11.4 Daya Nominal Penggerak

Daya nominal dari penggerak yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan : (*Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor*)

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

Dimana :

P_m : Daya Nominal Penggerak (KW)

α : Faktor Cadangan (KW)

η_t : Efisiensi Transmisi

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

Tabel 2.2 Faktor Cadangan^[1]

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

Tabel 2.3 Efisiensi Transmisi^[1]

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,9-0,93
Sabuk – V		0,95
Roda Gigi	Roda gigi lurus satu tingkat	0,92-0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95-0,98
	Roda gigi kerucut satu tingkat	0,92-0,96
	Roda gigi planiter satu tingkat	0,95-0,98
Kopling Hidrolik		0,95-0,97

2.12 Sistem Perpipaan

Pipa merupakan saluran fluida yang menghubungkan suatu tempat ke tempat yang lain. Pada setiap instalasi pemipaan, 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.

2.12.1 Material Pipa

Material pipa yang digunakan dalam suatu perencanaan sangat menentukan panjang pendeknya umur pemakaian pipa tersebut. Beberapa macam pipa yang dipakai 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 chrom) yang 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.

2.12.2 Kode dan Standar Pipa

Kode dan standar merupakan suatu acuan teknis dalam perencanaan yang diterbitkan oleh suatu instansi / lembaga internasional dan digunakan secara internasional pula.

Untuk sistem perpipaan, kode dan standar Internasional yang digunakan antara lain adalah :

- ANSI (*American National Standard Institution*)
- API (*American Petroleum Institution*)
- ASME (*American Society of Mechanical Engineering*)
- ASTM (*American Society for Testing and Material*)
- MSS (*Manufacturers Standardization Society*)
- JIS (*Japanese Industrial Standard*)

Untuk kode dan standar yang nasional adalah:

- SNI (Standar Nasional Indonesia)

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

3.1 Tahapan Penyusunan Tugas Akhir

Bab ini terdiri dari data-data hasil pengamatan dan tahapan yang dilakukan dalam melaksanakan penelitian dan penyusunan Tugas Akhir. Adapun beberapa tahapan yang dilakukan meliputi:

3.1.1 Identifikasi Masalah

Tahap identifikasi merupakan tahap awal atau langkah awal dari proses penelitian. Pada tahap ini dilakukan pengidentifikasian masalah sehingga selanjutnya penulis dapat menentukan topik yang tepat dalam penulisan Tugas Akhir. Setelah penulis menentukan tema, langkah selanjutnya merumuskan masalah serta menetapkan tujuan dan manfaat penelitian.

3.1.2 Perumusan Masalah

Tahap kedua adalah perumusan masalah, yakni mengumpulkan beberapa permasalahan atau kasus yang akan diselesaikan dalam penulisan Tugas Akhir ini. Setelah penulis mengumpulkan beberapa permasalahan, langkah selanjutnya mencari data-data yang digunakan dalam penyusunan tugas akhir.

3.1.3 Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan sesuai dengan data-data yang diperlukan dalam analisa perhitungan instalasi. Kegiatan tersebut terdiri dari dua macam yaitu:

a. Studi Literatur

Dalam studi literatur ini, penulis mempelajari buku-buku yang menjadi referensi dalam perhitungan instalasi pompa, baik yang ada di perusahaan maupun literatur dari mata kuliah yang berhubungan dengan tujuan pengambilan Tugas Akhir ini.

b. Studi Lapangan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi instalasi serta jenis peralatan yang digunakan. Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data-data yang kita perlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

Kegiatan pengumpulan data menghasilkan beberapa data-data yang digunakan dalam penyusunan Tugas Akhir. Data tersebut meliputi:

a. Data Pompa

Berikut ini adalah gambar *Low Pressure Boiler Feed Pump* yang akan dianalisa instalasinya,



Gambar 3.1 *Low Pressure Boiler Feed Pump* PLTGU Blok I PT. PJB UP Gresik

Industri Pembuat	: <i>Ensival Moret</i>
Tipe	: <i>Centrifugal Pump Single-Stage</i>
Serial No.	: CN80-32
<i>Head</i>	: 124,5 m
<i>Speed</i>	: 2970 rpm
<i>Capacity</i>	: 129,3 m ³ /h
<i>NPSH_R</i>	: 3,9 m
<i>Data Sheet</i>	: Tersedia pada lampiran
<i>Performance Test Certificate</i>	: Tersedia pada lampiran

b. Data Fluida

Jenis	: <i>Demineralized Water</i>
Temperatur Masuk Pompa	: 136 °C
<i>Mass Flow Rate</i> Tertinggi (08-04-2018 Jam 09.00 WIB)	: - LP BFP A = 77 Ton/Jam - LP BFP B = 69 Ton/Jam - LP BFP C = 0 Ton/Jam - LP BFP D = 71 Ton/Jam

c. Data Reservoir

Tekanan pada <i>Deaerator</i>	: 2,48 Kgf/Cm ² (G)
Tekanan pada <i>Header</i>	: 16 Kgf/Cm ² (G)
Ketinggian <i>Head Suction</i>	: 20652,3 mm
Ketinggian <i>Head Discharge</i>	: 5285 mm
Level Air <i>Suction Reservoir</i>	: 2451 mm
Level Air <i>Discharge Reservoir</i>	: 0 mm

d. Data Instalasi

Spesifikasi Pipa <i>Suction</i>	
- STPG38 300A SCH40	: 19099,65 mm
- STPG38 150A SCH40	: 7567,1 mm
- STPG38 125A SCH40	: 364 mm
Spesifikasi Pipa <i>Discharge</i>	
- SUS304 100A SCH40	: 2871,4 mm
- STPG38 100A SCH40	: 19015,69 mm
- STPG38 150A SCH40	: 1100 mm
Fitting & Accessories	: Tersedia pada lampiran
Gambar Instalasi	: Tersedia pada lampiran

3.1.4 Analisa Data

Pada tahap ini, data-data yang dikumpulkan dipetakan terlebih dahulu dan dikaji ulang apakah sudah cukup untuk dianalisa lebih lanjut. Data yang ada kemudian disusun dan diurutkan dalam pengerjaannya.

3.1.5 Perhitungan

Tahap ini merupakan tahap yang paling utama dimana data yang telah diperoleh akan digunakan dalam analisa perhitungan instalasi yang meliputi perhitungan kapasitas operasi (Q), kecepatan (v), Head Efektif Instalasi (H_{eff}), Net Positive Suction Head ($NPSH_A$), Water Horse Power (WHP), putaran spesifik (n_s),

penentuan jenis impeler, penentuan jenis pompa, efisiensi pompa, daya poros pompa, daya motor penggerak pompa, dan Perhitungan Numerik dengan menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

3.1.6 Pemilihan Pompa

Pemilihan pompa dilakukan berdasarkan hasil dari perhitungan instalasi yang kemudian dicocokkan dengan spesifikasi pompa yang terdapat pada katalog pompa.

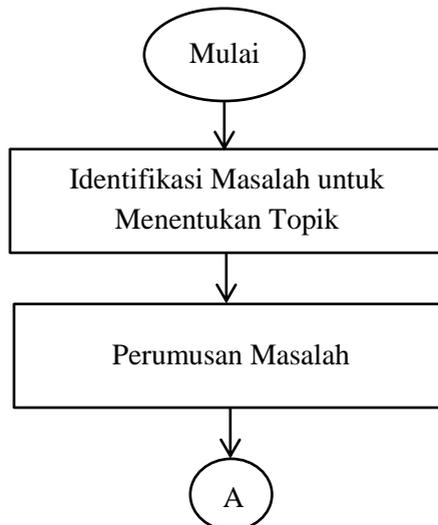
3.1.7 Kesimpulan dan Saran

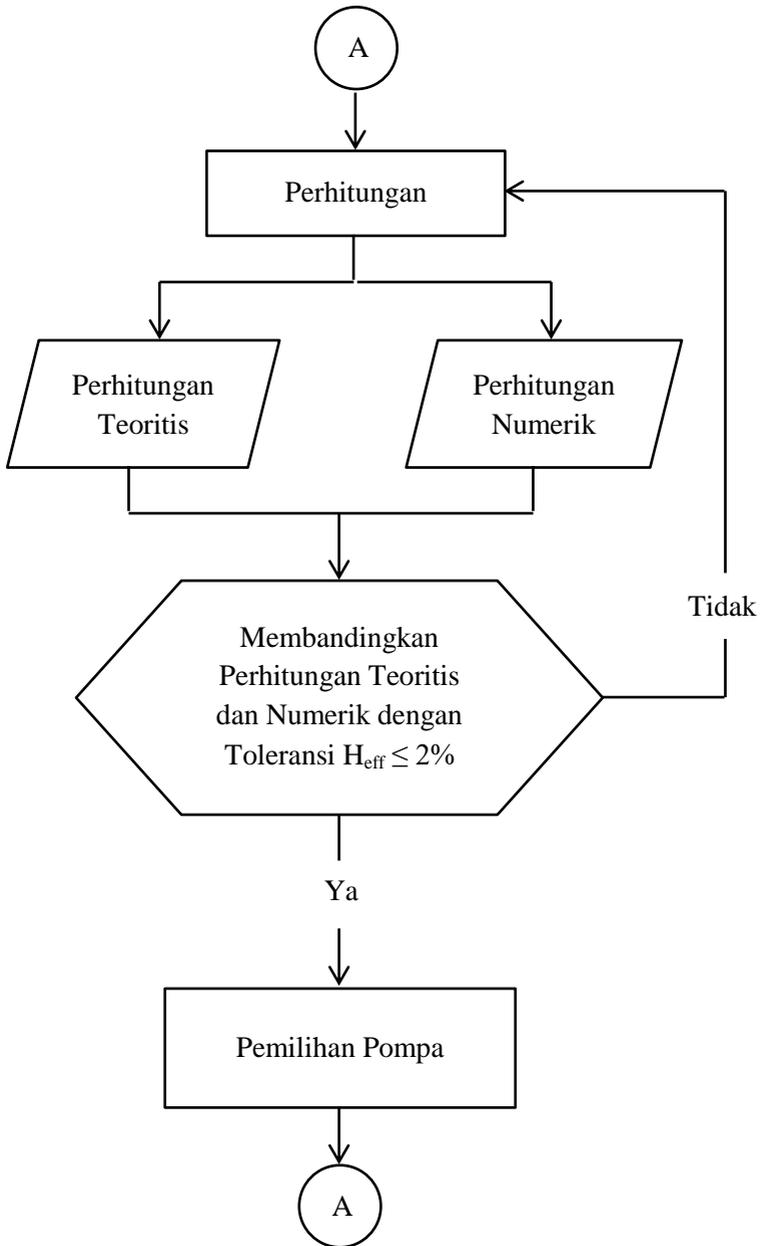
Berdasarkan perhitungan dan analisa yang dilakukan maka didapatkan kesimpulan berupa hasil pengerjaan tugas akhir dan ditulis menjadi buku Tugas Akhir. Kemudian dalam tahap ini juga terdapat saran yang ditujukan kepada perusahaan untuk mendukung kemajuan dari suatu perusahaan tersebut.

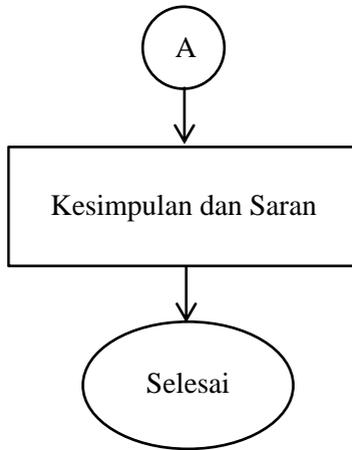
3.2 Flow Chart

Dari penjelasan diatas mengenai beberapa tahapan yang dilakukan dalam melaksanakan penelitian dan penyusunan Tugas Akhir, maka bentuk *flow chart* atau diagram alirnya adalah sebagai berikut:

3.2.1 Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir

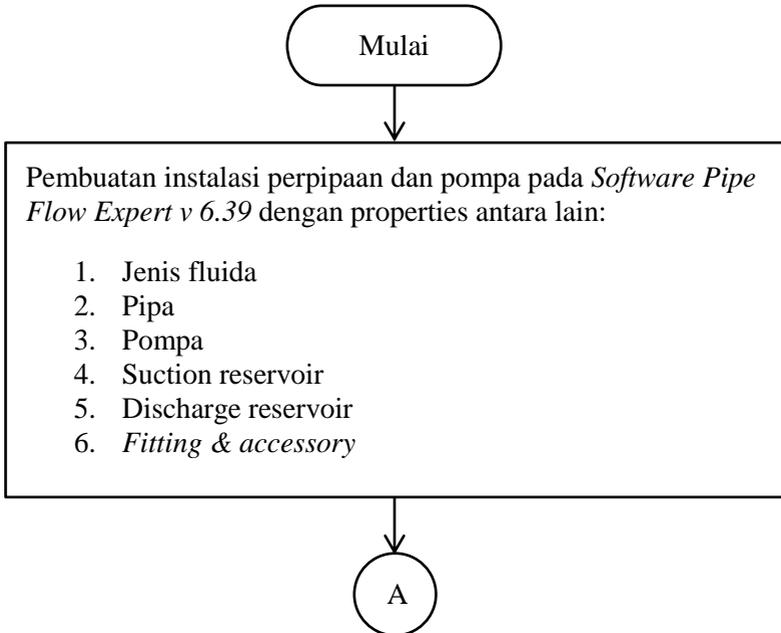


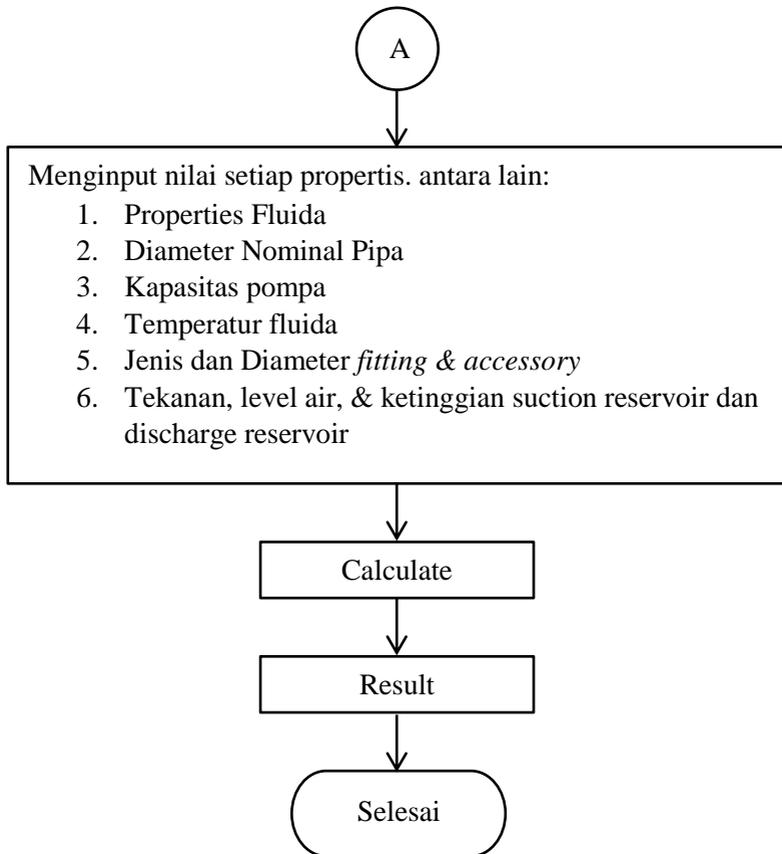




Gambar 3.2 Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir

3.2.2 Flow Chart Perhitungan Numerik





Gambar 3.3 Flow Chart Perhitungan Numerik

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV PERHITUNGAN & PEMBAHASAN

Pada bab ini berisi tentang inti dari penulisan tugas akhir yang akan membahas mengenai perhitungan ulang pada instalasi *Low Pressure Boiler Feed Pump* PLTGU Blok 1 PT. PJB UP Gresik.

4.1 Perhitungan Kapasitas Operasi Pompa

Kapasitas pompa atau jumlah fluida yang dipompakan dari *suction reservoir (Deaerator)* menuju *discharge reservoir (Header)* dapat diketahui dengan mengetahui terlebih dahulu laju aliran massa tiap pompa dan temperatur aliran fluida yang masuk ke pompa. Untuk perhitungan pada bab ini digunakan pompa yang memiliki laju aliran massa tertinggi yaitu pompa A. Berikut data-data yang dibutuhkan untuk menghitung kapasitas operasi pompa:

Laju Aliran massa (\dot{m}) : - Pompa A : 77 Ton/Jam
- Pompa B : 69 Ton/Jam
- Pompa C : 0 Ton/Jam
- Pompa D : 71 Ton/Jam

Temperatur aliran fluida yang masuk ke pompa (T_1) = 136 °C
Dari Lampiran 3 Tabel *Saturated Water*, dengan (T_1) = 136 °C maka,

$$\rho = \frac{1}{v_f} = \frac{1}{0,0010756} \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$
$$= 923,65 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

sehingga, kapasitas operasi tiap pompa adalah

- Pompa A
 $\dot{m}_A = \rho \cdot Q_A$

$$\begin{aligned}
 Q_A &= \frac{\dot{m}_A}{\rho} \\
 &= \frac{77 \text{ Ton/Jam} \cdot 1000 \text{ Kg/Ton} \cdot \frac{1}{3600} \text{ Jam/s}}{923,65 \text{ Kg/m}^3} \\
 &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

- Pompa B

$$\dot{m}_B = \rho \cdot Q_B$$

$$\begin{aligned}
 Q_B &= \frac{\dot{m}_B}{\rho} \\
 &= \frac{69 \text{ Ton/Jam} \cdot 1000 \text{ Kg/Ton} \cdot \frac{1}{3600} \text{ Jam/s}}{923,65 \text{ Kg/m}^3} \\
 &= 0,02075 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

- Pompa C

$$\dot{m}_C = \rho \cdot Q_C$$

$$\begin{aligned}
 Q_C &= \frac{\dot{m}_C}{\rho} \\
 &= \frac{0 \text{ Ton/Jam} \cdot 1000 \text{ Kg/Ton} \cdot \frac{1}{3600} \text{ Jam/s}}{923,65 \text{ Kg/m}^3} \\
 &= 0 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

- Pompa D

$$\dot{m}_D = \rho \cdot Q_D$$

$$\begin{aligned}
 Q_D &= \frac{\dot{m}_D}{\rho} \\
 &= \frac{71 \text{ Ton/Jam} \cdot 1000 \text{ Kg/Ton} \cdot \frac{1}{3600} \text{ Jam/s}}{923,65 \text{ Kg/m}^3}
 \end{aligned}$$

$$= 0,02135 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

4.2 Perhitungan Kapasitas pada masing-masing Section

4.2.1 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Suction Reservoir (Deaerator) hingga Percabangan (A)

$$\begin{aligned} Q_{0-A} &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\ &= \frac{\dot{m} \text{ Pompa A} + \dot{m} \text{ Pompa B} + \dot{m} \text{ Pompa C} + \dot{m} \text{ Pompa D}}{\rho} \\ &= \frac{(77 + 69 + 0 + 71) \text{ Ton/Jam}}{923,65 \text{ Kg/m}^3} \\ &= \frac{217 \text{ Ton/Jam}}{923,65 \text{ Kg/m}^3} \cdot 1000 \text{ Kg/Ton} \cdot \frac{1}{3600} \text{ Jam/s} \\ &= 0,06526 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.2.2 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Percabangan (A) hingga Percabangan (B)

$$\begin{aligned} Q_{A-B} &= Q_{0-A} - \frac{\dot{m} \text{ Pompa B}}{\rho} \\ &= 0,06526 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} - \frac{69 \text{ Ton/Jam} \cdot 1000 \text{ Kg/Ton} \cdot \frac{1}{3600} \text{ Jam/s}}{923,65 \text{ Kg/m}^3} \\ &= 0,04451 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.2.3 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Percabangan (B) hingga Percabangan (C)

$$\begin{aligned} Q_{B-C} &= Q_{A-B} - \frac{\dot{m} \text{ Pompa D}}{\rho} \\ &= 0,04451 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} - \frac{71 \text{ Ton/Jam} \cdot 1000 \text{ Kg/Ton} \cdot \frac{1}{3600} \text{ Jam/s}}{923,65 \text{ Kg/m}^3} \\ &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.2.4 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Percabangan (C) hingga Section (D)

$$\begin{aligned} Q_{C-D} &= Q_{B-C} - \frac{\dot{m} \text{ Pompa C}}{\rho} \\ &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} - 0 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.2.5 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Section (D) hingga Section (E)

$$\begin{aligned} Q_{D-E} &= Q_{C-D} \\ &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.2.6 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Section (E) hingga Section (F)

$$\begin{aligned} Q_{E-F} &= Q_{D-E} \\ &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.2.7 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Section (G) hingga Section (H)

$$\begin{aligned} Q_{G-H} &= Q_{E-F} \\ &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.2.8 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Section (H) hingga Percabangan (I)

$$\begin{aligned} Q_{H-I} &= Q_{G-H} \\ &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.2.9 Perhitungan Kapasitas Operasi dari Percabangan (I) hingga Section (J)

$$\begin{aligned} Q_{I-J} &= Q_{H-I} + \frac{\dot{m} \text{ Pompa B} + \dot{m} \text{ Pompa C} + \dot{m} \text{ Pompa D}}{\rho} \\ &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} + \frac{(69 + 0 + 71) \text{ Ton/Jam}}{923,65 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} + \frac{140 \text{ Ton/Jam}}{923,65 \text{ Kg/m}^3} \cdot 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{Ton}} \cdot \frac{1}{3600} \frac{\text{Jam}}{\text{s}} \\
 &= 0,06526 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan Kecepatan Aliran Pipa pada masing-masing Section

Perhitungan kecepatan pada sub bab ini dapat dilakukan setelah mengetahui dimensi pipa pada setiap *section*. Dari Lampiran 4 Tabel Standard Dimensi Pipa STPG38 (JIS G 3454) dan Lampiran 5 Tabel Standard Dimensi Pipa SUS304, maka didapatkan diameter dalam pipa (D) pada setiap *section* yang ditulis dalam tabel berikut ini:

Tabel 4.1 Data Dimensi Pipa Tiap Section

NO.	Section	Jenis Material	NPS (mm)	D _o (mm)	Thickness (mm)	D (mm)
1.	O-A	STPG38	300	318,5	10,3	297,9
2.	A-B	STPG38	300	318,5	10,3	297,9
3.	B-C	STPG38	300	318,5	10,3	297,9
4.	C-D	STPG38	300	318,5	10,3	297,9
5.	D-E	STPG38	150	165,2	7,1	151
6.	E-F	STPG38	125	139,8	6,6	126,6
7.	G-H	SUS304	100	114,3	6,0	102,3
8.	H-I	STPG38	100	114,3	6,0	102,3
9.	I-J	STPG38	150	165,2	7,1	151

Sebagai contoh perhitungan untuk *section* O-A, kecepatan aliran pipa yaitu:

$$\begin{aligned}
 V_{O-A} &= \frac{Q_{O-A}}{A_{O-A}} \\
 &= \frac{4 Q_{O-A}}{\pi D_{O-A}^2} \\
 &= \frac{4 \cdot 0,06526 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 0,2979^2 \text{ m}^2}
 \end{aligned}$$

$$= 0,9363 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dengan menerapkan langkah perhitungan kecepatan aliran pipa seperti contoh diatas, maka perhitungan kecepatan aliran pipa untuk setiap section dapat ditulis dalam tabel berikut ini:

Tabel 4.2 Data Kapasitas dan Kecepatan Tiap Section

NO.	Section	Kapasitas (m ³ /s)	Kecepatan (m/s)
1.	O-A	0,06526	0,93630
2.	A-B	0,04451	0,63859
3.	B-C	0,02315	0,33214
4.	C-D	0,02315	0,33214
5.	D-E	0,02315	1,29273
6.	E-F	0,02315	1,83905
7.	G-H	0,02315	2,81650
8.	H-I	0,02315	2,81650
9.	I-J	0,06526	3,64421

4.4 Perhitungan Head Efektif Instalasi

Perhitungan Head Efektif terdiri dari dua cara yaitu perhitungan secara teoritis dan perhitungan secara numerik menggunakan aplikasi *Software Pipe Flow Expert v6.38*.

➤ Perhitungan Teoritis

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

Dimana:

H_{eff} = Head Efektif Instalasi

H_{st} = Head Statis

H_{dyn} = Head Dinamis

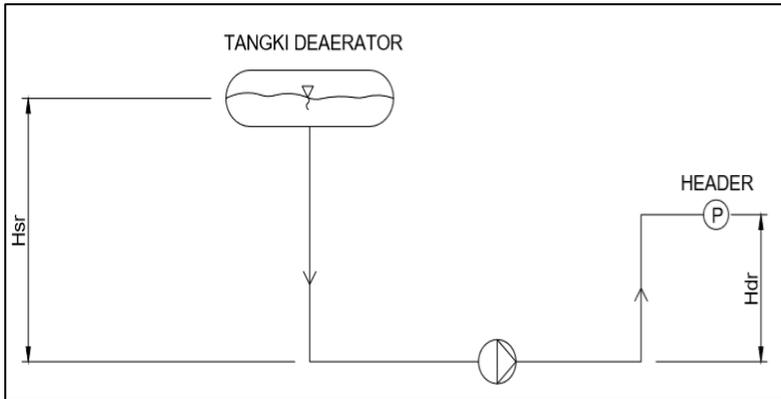
Berdasarkan persamaan diatas, Head Efektif Instalasi terdiri dari dua jenis yaitu Head Statis dan Head Dinamis.

4.4.1 Perhitungan Head Statis

Head Statis dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$H_{st} = \frac{(P_{dr} - P_{sr})}{\gamma} + (H_{dr} - H_{sr})$$

Seperti pada gambar skema dibawah ini,



Gambar 4.1 Skema Instalasi LP BFP PLTGU Blok 1 PT.PJB UP Gresik

Berikut data-data yang dibutuhkan untuk menghitung Head Statis:
Diketahui:

- P_{sr} = Tekanan *Suction Reservoir (Deaerator)*

$$= 2,48 \frac{\text{Kg}}{\text{Cm}^2} (\text{G}) + 1\text{atm}$$

$$= 2,48 \frac{\text{Kgf}}{\text{Cm}^2} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{Kgf}} \cdot 10^4 \frac{\text{Cm}^2}{\text{m}^2} + 1,01325 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$= 243288 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} + 1,01325 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$= 344613 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{Pa}}{\text{N}}$$

$$= 344613 \text{ Pa (Abs)}$$

- P_{dr} = Tekanan *Discharge Reservoir (Header)*

$$= 16 \frac{\text{Kg}}{\text{Cm}^2} (\text{G}) + 1\text{atm}$$

$$\begin{aligned}
&= 16 \frac{\text{Kgf}}{\text{Cm}^2} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{Kgf}} \cdot 10^4 \frac{\text{Cm}^2}{\text{m}^2} + 1,01325 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \\
&= 1569600 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} + 1,01325 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \\
&= 1670925 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{Pa}}{\text{N}} \\
&= 1670925 \text{ Pa (Abs)}
\end{aligned}$$

- H_{sr} = *Elevation Head Suction Reservoir*
= 20,6523 m (Datum pada poros pompa)

- H_{dr} = *Elevation Head Discharge Reservoir*
= 5,285 m (Datum pada poros pompa)

- γ = Berat Jenis Fluida
= $\rho \cdot g$
= $923,65 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
= $9061,0065 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$

Sehingga, Head Statis dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
H_{\text{st}} &= \frac{(P_{\text{dr}} - P_{\text{sr}})}{\gamma} + (H_{\text{dr}} - H_{\text{sr}}) \\
&= \left[\frac{(1670925 - 344613) \text{Pa}}{9061,0065 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} \cdot \frac{\text{N}}{\text{Pa} \cdot \text{m}^2} \right] + (5,285 - 20,6523) \text{ m} \\
&= 146,37 \text{ m} + (- 15,3673 \text{ m}) \\
&= 131,0027 \text{ m}
\end{aligned}$$

4.4.2 Perhitungan Head Dinamis

Head Dinamis dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$H_{\text{dyn}} = \sum H_{\text{L mayor}} + \sum H_{\text{L minor}} + \frac{(V_{\text{dr}}^2 - V_{\text{sr}}^2)}{2g}$$

Diketahui:

$$\begin{aligned} -V_{dr} &= \text{Kecepatan pada permukaan discharge reservoir (m/s)} \\ &= V_{I-J} = 3,64421 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -V_{sr} &= \text{Kecepatan pada permukaan suction reservoir (m/s)} \\ &= 0 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -g &= \text{Gravitasi Bumi (m/s}^2\text{)} \\ &= 9,81 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

4.4.2.1 Perhitungan Head Loss Mayor pada masing-masing Section

Untuk melakukan perhitungan *Head Loss Mayor* tiap *section* maka digunakan contoh perhitungan *Head Loss Mayor* dari *Suction Reservoir (Deaerator)* hingga Percabangan (A). Berikut langkah-langkah yang harus dilakukan untuk menghitung *Head Loss Mayor* pada *section O-A*:

$$H_{L \text{ mayor O-A}} = f_{O-A} \cdot \frac{L_{O-A}}{D_{O-A}} \cdot \frac{V_{O-A}^2}{2g}$$

Dimana:

f_{O-A} = *Friction factor* pada pipa *section O-A*

L_{O-A} = Panjang pipa lurus pada pipa *section O-A* (m)

D_{O-A} = Diameter dalam pada pipa *section O-A* (m)

V_{O-A} = Kecepatan aliran fluida pada pipa *section O-A* (m/s)

g = Gravitasi bumi (m/s²)

Sesuai rumus diatas, untuk melakukan perhitungan *Head Loss Mayor* maka nilai f_{O-A} (*friction factor*) harus dicari terlebih dahulu dengan cara:

a. Menghitung Kekasaran Relatif Pipa

Dari Lampiran 8 Tabel Kekasaran Material Bagian Dalam Pipa *Steel*, didapat nilai kekasaran pipa dengan jenis material *Steel* sebesar $e = 0,001811$ inch. Sehingga nilai Kekasaran Relatif Pipa dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\frac{e}{D_{O-A}} &= \frac{0,001811 \text{ inch}}{297,9 \text{ mm}} \cdot 25,4 \frac{\text{mm}}{\text{inch}} \\ &= 1,544122 \cdot 10^{-4}\end{aligned}$$

b. Menghitung *Reynold Number*

Besarnya nilai *Reynold Number* dapat diketahui dengan rumus berikut ini:

$$Re = \frac{V_{O-A} \cdot D_{O-A}}{\nu}$$

Temperatur aliran fluida yang masuk ke pompa (T_1) = 136°C

Dari Lampiran 6 Tabel Sifat-Sifat Fisik Air, dengan (T_1) = 136°C maka,

$$\nu = 0,2176 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}Re &= \frac{V_{O-A} \cdot D_{O-A}}{\nu} \\ &= \frac{0,93630 \text{ m/s} \cdot 0,2979 \text{ m}}{0,2176 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= 1,2818 \cdot 10^6\end{aligned}$$

Karena nilai $Re \geq 2300$, maka tergolong dalam jenis aliran turbulen.

Setelah nilai Kekasaran Relatif Pipa dan *Reynold Number* diketahui, Dari Lampiran 7 Diagram Moody maka didapat harga $f_{O-A} = 0,014$

Untuk mendapatkan nilai f_{O-A} yang lebih akurat digunakan persamaan *Colebrook*, sebagai berikut:

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

Re	e/D	asumsi f		$1/\text{akar } f$	Selisih
1281818,796	0,0001544	0,013936	8,468359	8,4709268	0,0025681
1281818,796	0,0001544	0,013937	8,468368	8,4706229	0,0022554
1281818,796	0,0001544	0,013938	8,468376	8,4703191	0,0019426
1281818,796	0,0001544	0,013939	8,468385	8,4700152	0,0016299
1281818,796	0,0001544	0,013940	8,468394	8,4697114	0,0013173
1281818,796	0,0001544	0,013941	8,468403	8,4694076	0,0010046
1281818,796	0,0001544	0,013942	8,468412	8,4691039	0,0006920
1281818,796	0,0001544	0,013943	8,468421	8,4688000	0,0003795
1281818,796	0,0001544	0,013944	8,468430	8,4684965	0,0000669
1281818,796	0,0001544	0,013945	8,468438	8,4681929	-0,0002456
1281818,796	0,0001544	0,013946	8,468447	8,4678893	-0,0005580
1281818,796	0,0001544	0,013947	8,468456	8,4675857	-0,0008705
1281818,796	0,0001544	0,013948	8,468465	8,4672821	-0,0011829
1281818,796	0,0001544	0,013949	8,468474	8,4669786	-0,0014952
1281818,796	0,0001544	0,013950	8,468483	8,4666751	-0,0018076
1281818,796	0,0001544	0,013951	8,468492	8,4663717	-0,0021199
1281818,796	0,0001544	0,013952	8,468500	8,4660683	-0,0024321
1281818,796	0,0001544	0,013953	8,468509	8,4657649	-0,0027444
1281818,796	0,0001544	0,013954	8,468518	8,4654615	-0,0030566

Gambar 4.2 Iterasi persamaan *Colebrook* pada Ms. Excel

Dengan melakukan iterasi pada program Microsoft Excel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai $f_{O-A} = 0,013944$ Sehingga, *Head Loss Mayor* pada *Section O-A* adalah:

$$\begin{aligned} H_{L_{\text{mayor } O-A}} &= f_{O-A} \cdot \frac{L_{O-A}}{D_{O-A}} \cdot \frac{V_{O-A}^2}{2g} \\ &= 0,013944 \cdot \frac{16,925 \text{ m}}{0,2979 \text{ m}} \cdot \frac{(0,93630 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,0354 \text{ m} \end{aligned}$$

Dengan melakukan langkah perhitungan *Head Loss Mayor* yang sama seperti contoh perhitungan di atas, maka *Head Loss Mayor* tiap *section* dapat ditulis dalam tabel berikut ini:

Tabel 4.3 Perhitungan Head Loss Mayor Tiap *Section*

Section	O-A	A-B	B-C
D (m)	0,2979	0,2979	0,2979
V (m/s)	0,9363	0,63859	0,33214
Re	$1,2818 \cdot 10^6$	$0,8742 \cdot 10^6$	$0,4547 \cdot 10^6$
e/D	$1,544122 \cdot 10^{-4}$	$1,544122 \cdot 10^{-4}$	$1,544122 \cdot 10^{-4}$
<i>f</i>	0,013944	0,014294	0,0151475
L (m)	16,925	0,6212	0,6212
H _{L,mayor}	0,0354	0,0006	0,0002

Tabel 4.4 Perhitungan Head Loss Mayor Tiap *Section*

Section	C-D	D-E	E-F
D (m)	0,2979	0,151	0,1266
V (m/s)	0,33214	1,29273	1,83905
Re	$0,4547 \cdot 10^6$	$0,8970 \cdot 10^6$	$1,0699 \cdot 10^6$
e/D	$1,544122 \cdot 10^{-4}$	$3,046 \cdot 10^{-4}$	$3,633 \cdot 10^{-4}$
<i>f</i>	0,0151475	0,015779	0,016161
L (m)	0,9317	7,5671	0,364
H _{L,mayor}	0,0003	0,0673	0,0080

Tabel 4.5 Perhitungan Head Loss Mayor Tiap *Section*

Section	G-H	H-I	I-J
D (m)	0,1023	0,1023	0,151
V (m/s)	2,8165	2,8165	3,64421
Re	$1,3241 \cdot 10^6$	$1,3241 \cdot 10^6$	$2,5288 \cdot 10^6$
e/D	$4,497 \cdot 10^{-4}$	$4,497 \cdot 10^{-4}$	$3,046 \cdot 10^{-4}$
<i>f</i>	0,016728	0,016728	0,015287
L (m)	2,8714	19,0157	1,1
H _{L,mayor}	0,1898	1,2572	0,0754

Setelah *Head Loss Mayor* tiap *section* diketahui, maka *Head Loss Mayor* keseluruhan, yaitu:

$$\begin{aligned} \sum H_{L \text{ mayor}} &= (H_{L \text{ mayor O-A}} + H_{L \text{ mayor A-B}} + H_{L \text{ mayor B-C}} \\ &\quad + H_{L \text{ mayor C-D}} + H_{L \text{ mayor D-E}} + H_{L \text{ mayor E-F}} \\ &\quad + H_{L \text{ mayor G-H}} + H_{L \text{ mayor H-I}} + H_{L \text{ mayor I-J}}) \\ &= (0,0354 + 0,0006 + 0,0002 + 0,0003 + 0,0673 \\ &\quad + 0,0080 + 0,1898 + 1,2572 + 0,0754) \text{ m} \\ &= 1,6342 \text{ m} \end{aligned}$$

4.4.2.2 Perhitungan Head Loss Minor pada masing-masing Section

Setelah *Head Loss Mayor* tiap *section* didapat, maka pada sub ini akan dihitung *Head Loss Minor* pada tiap *section* dengan mengambil contoh perhitungan *section* O-A. Berikut langkah-langkah yang harus dilakukan untuk menghitung *Head Loss Minor* pada *section* O-A:

$$H_{L \text{ minor O-A}} = k \cdot \frac{V_{O-A}^2}{2g}$$

Sesuai rumus diatas, untuk mendapatkan nilai k pada fitting harus dicari terlebih dahulu dengan menggunakan Lampiran 11 Tabel Nilai Koefisien *Fitting & Accessories* untuk *Nominal Pipe Size* 12 Inch. Pada *section* O-A terdapat beberapa fitting yang akan dihitung nilai *Head Loss Minor*-nya, diantaranya yaitu:

a. Untuk Pipe Entrance Rounded, dengan $k = 0,5$ sebanyak 1 buah, maka:

$$\begin{aligned} H_{L \text{ minor}} &= k \cdot \frac{V_{O-A}^2}{2g} \\ &= 0,5 \cdot \frac{(0,9363 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,0223 \text{ m} \end{aligned}$$

b. Untuk *Standard Elbow 45⁰* (*welding*), dengan $k = 0,21$ sebanyak 2 buah, maka:

$$\begin{aligned} H_{L \text{ minor}} &= k \cdot \frac{V_{O-A}^2}{2g} \\ &= 2 \cdot 0,21 \cdot \frac{(0,9363 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,0187 \text{ m} \end{aligned}$$

c. Untuk *Standard Elbow 90⁰* (*welding*), dengan $k = 0,39$ sebanyak 1 buah, maka:

$$\begin{aligned} H_{L \text{ minor}} &= k \cdot \frac{V_{O-A}^2}{2g} \\ &= 0,39 \cdot \frac{(0,9363 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,0174 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Untuk *Through Tee*, dengan $k = 0,28$ sebanyak 1 buah, maka:

$$\begin{aligned} H_{L \text{ minor}} &= k \cdot \frac{V_{O-A}^2}{2g} \\ &= 0,28 \cdot \frac{(0,9363 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,0125 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga, nilai Head Loss Minor pada *section O-A* yaitu:

$$\begin{aligned} H_{L \text{ minor O-A}} &= (0,0223 + 0,0187 + 0,0174 + 0,0125) \text{ m} \\ &= 0,0710 \text{ m} \end{aligned}$$

Dengan melakukan langkah perhitungan *Head Loss Minor* yang sama seperti contoh perhitungan di atas, maka nilai *Head Loss Minor* tiap *section* dapat ditulis dalam tabel berikut ini:

Tabel 4.6 Perhitungan Head Loss Minor Section O-A

Section O-A	Nilai k	Jumlah	V_{O-A} (m/s)	$H_{L \text{ minor}}$ (m)	$H_{L \text{ minor O-A}}$ (m)
Pipe Entrance Rounded	0,50	1	0,9363	0,0223	0,0710
Standard Elbow 45° (welding)	0,21	2	0,9363	0,0188	
Standard Elbow 90° (welding)	0,39	1	0,9363	0,0174	
Through Tee	0,28	1	0,9363	0,0125	

Tabel 4.7 Perhitungan Head Loss Minor Section A-B

Section A-B	Nilai k	Jumlah	V_{A-B} (m/s)	$H_{L \text{ minor}}$ (m)	$H_{L \text{ minor A-B}}$ (m)
Through Tee	0,28	1	0,63859	0,0058	0,0058

Tabel 4.8 Perhitungan Head Loss Minor Section B-C

Section B-C	Nilai k	Jumlah	V_{B-C} (m/s)	$H_{L \text{ minor}}$ (m)	$H_{L \text{ minor B-C}}$ (m)
Through Tee	0,28	1	0,33214	0,0016	0,0016

Tabel 4.9 Perhitungan Head Loss Minor Section C-D

Section C-D	Nilai k	Jumlah	V_{C-D} (m/s)	$H_{L \text{ minor}}$ (m)	$H_{L \text{ minor C-D}}$ (m)
Concentric Reducer (300mm to 150mm)	3,37	1	0,33214	0,0189	0,0189

Tabel 4.10 Perhitungan Head Loss Minor Section D-E

Section D-E	Nilai k	Jumlah	V_{D-E} (m/s)	$H_{L \text{ minor}}$ (m)	$H_{L \text{ minor D-E}}$ (m)
Standard Elbow 90° (welding)	0,45	5	1,29273	0,1916	0,2981
Gate Valve	0,12	1	1,29273	0,0102	
Y Strainer	1,00	1	1,29273	0,0852	
Flange (Weld Neck)	0,08	1	1,29273	0,0068	
Eccentric Reducer Bottom Flat (150mm to 125mm)	0,05	1	1,29273	0,0043	

Tabel 4.11 Perhitungan Head Loss Minor Section E-F

Section E-F	Nilai k	Jumlah	V_{E-F} (m/s)	$H_{L \text{ minor}}$ (m)	$H_{L \text{ minor E-F}}$ (m)
Standard Elbow 90° (welding)	0,49	1	1,83905	0,0845	0,0845

Tabel 4.12 Perhitungan Head Loss Minor Section G-H

Section G-H	Nilai k	Jumlah	V_{G-H} (m/s)	$H_{L \text{ minor}}$ (m)	$H_{L \text{ minor G-H}}$ (m)
Standard Elbow 45° (welding)	0,27	2	2,8165	0,2183	0,2183

Tabel 4.13 Perhitungan Head Loss Minor Section H-I

Section H-I	Nilai k	Jumlah	V_{H-I} (m/s)	$H_{L \text{ minor}}$ (m)	$H_{L \text{ minor H-I}}$ (m)
Standard Elbow 90° (welding)	0,51	5	2,8165	1,0310	3,7925
Standard Elbow 45° (welding)	0,27	1	2,8165	0,1092	
Swing Check Valve	2,00	1	2,8165	0,8086	
Gate Valve	0,14	1	2,8165	0,0566	
Branch Tee	1,02	1	2,8165	0,4124	
Concentric Orifice (2 to 1) (Flanged)	3,40	1	2,8165	1,3747	

Tabel 4.14 Perhitungan Head Loss Minor Section I-J

Section I-J	Nilai k	Jumlah	V_{I-J} (m/s)	$H_{L \text{ minor}}$ (m)	$H_{L \text{ minor I-J}}$ (m)
Standard Elbow 90° (welding)	0,45	1	3,64421	0,3046	0,3046

Setelah nilai *Head Loss Minor* tiap *section* diketahui, maka nilai *Head Loss Minor* keseluruhan, yaitu:

$$\begin{aligned}
 \sum H_{L \text{ minor}} &= (H_{L \text{ minor O-A}} + H_{L \text{ minor A-B}} + H_{L \text{ minor B-C}} + H_{L \text{ minor C-D}} \\
 &\quad + H_{L \text{ minor D-E}} + H_{L \text{ minor E-F}} + H_{L \text{ minor G-H}} \\
 &\quad + H_{L \text{ minor H-I}} + H_{L \text{ minor I-J}}) \\
 &= (0,0710 + 0,0058 + 0,0016 + 0,0189 + 0,2981 + 0,0845 \\
 &\quad + 0,2183 + 3,7925 + 0,3046) \text{ m} \\
 &= 4,7953 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Sehingga, Head Dinamis dapat dihitung sebagai berikut:

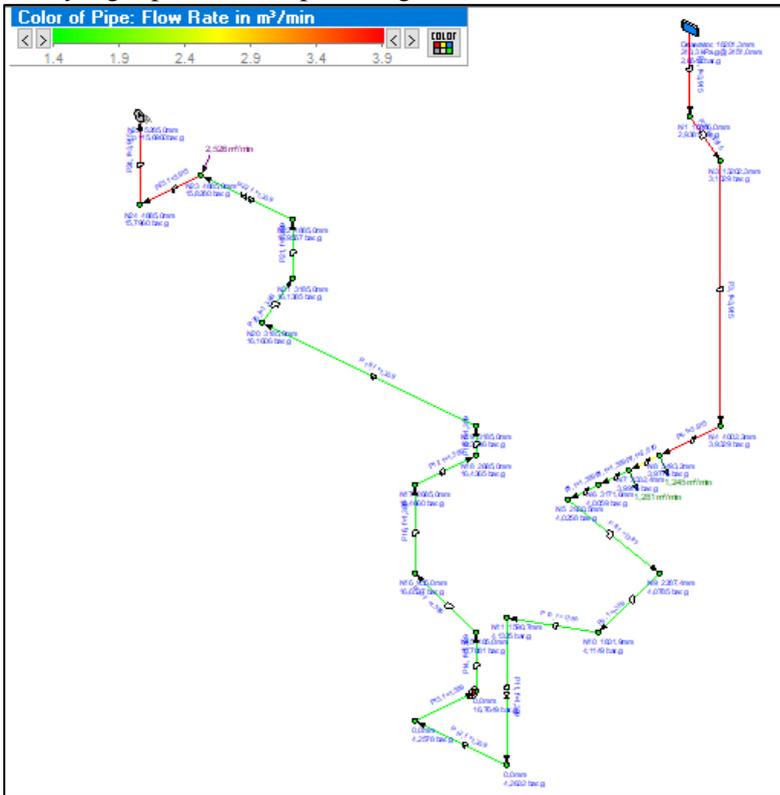
$$\begin{aligned}
 H_{\text{dyn}} &= \sum H_{L \text{ mayor}} + \sum H_{L \text{ minor}} + \frac{(V_{\text{dr}}^2 - V_{\text{sr}}^2)}{2g} \\
 &= 1,6342 \text{ m} + 4,7953 \text{ m} + \frac{[(3,64421 \text{ m/s})^2 - (0 \text{ m/s})^2]}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\
 &= 7,1063 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Setelah Head Statis dan Head Dinamis diketahui, maka Head Efektif Instalasi dapat dihitung sebagai berikut:

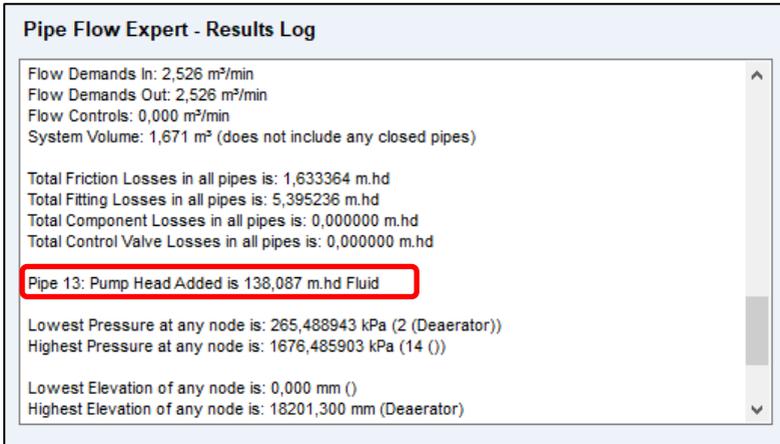
$$\begin{aligned}
 H_{\text{eff}} &= H_{\text{st}} + H_{\text{dyn}} \\
 &= 131,0027 \text{ m} + 7,1063 \text{ m} \\
 &= 138,109 \text{ m}
 \end{aligned}$$

➤ Perhitungan Numerik

Untuk mengevaluasi apakah perhitungan teoritis diatas sudah benar, maka dilakukan perhitungan numerik dengan aplikasi *Software Pipe Flow Expert v6.38* pada Microsoft Excel. Dengan langkah-langkah yang telah dijelaskan pada Bab III, maka berikut hasil yang diperoleh dari perhitungan numerik:



Gambar 4.3 Instalasi Pompa A pada Software Pipe Flow Expert v6.38



Gambar 4.4 Head Efektif Instalasi pada Software Pipe Flow Expert v6.38

Untuk mengetahui keakuratan antara perhitungan teoritis dan perhitungan numerik maka digunakan metode seperti pada persamaan dibawah ini:

$$\begin{aligned}
 \text{Tingkat Kesalahan} &= \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff PFE}}}{H_{\text{eff}}} \\
 &= \frac{138,109 \text{ m} - 138,087 \text{ m}}{138,109 \text{ m}} \cdot 100\% \\
 &= 0,01\% \text{ (memadai)}
 \end{aligned}$$

4.5 Perhitungan Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)

Nilai NPSH_A dapat diketahui dengan persamaan berikut ini:

$$\text{NPSH}_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} + H_{\text{sr}} - \sum H_{\text{LT suction}}$$

Diketahui:

$$\begin{aligned}
 - \gamma &= \text{Berat Jenis Fluida} \\
 &= 9061,0065 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 - H_{sr} &= \text{Elevation Head Suction Reservoir} \\
 &= 20,6523 \text{ m (Datum pada poros pompa)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 - P_a &= P_{sr} = \text{Tekanan Suction Reservoir (Deaerator)} \\
 &= 344613 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 - \sum H_{LT \text{ suction}} &= \sum H_{L \text{ mayor suction}} + \sum H_{L \text{ minor suction}} \\
 &= (H_{L \text{ mayor O-A}} + H_{L \text{ mayor A-B}} + H_{L \text{ mayor B-C}} \\
 &\quad + H_{L \text{ mayor C-D}} + H_{L \text{ mayor D-E}} + H_{L \text{ mayor E-F}}) \\
 &\quad + (H_{L \text{ minor O-A}} + H_{L \text{ minor A-B}} + H_{L \text{ minor B-C}} \\
 &\quad + H_{L \text{ minor C-D}} + H_{L \text{ minor D-E}} + H_{L \text{ minor E-F}}) \\
 &= (0,1118) \text{ m} + (0,4799) \text{ m} \\
 &= 0,5917 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 - P_v &= \text{Tekanan Uap Jenuh Fluida} \\
 &= 322660 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

(Tekanan uap jenuh fluida didapatkan dari Lampiran 3 Tabel *Saturated Water* dengan $(T_1) = 136^\circ\text{C}$)

Sehingga, $NPSH_A$ dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 NPSH_A &= \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} + H_{sr} - \sum H_{LT \text{ Suction}} \\
 &= \left[\frac{(344613 - 322660) \text{ Pa}}{9061,0065 \text{ N/m}^3} \cdot \frac{\text{N}}{\text{Pa} \cdot \text{m}^2} \right] + 20,6523 \text{ m} \\
 &\quad - 0,5917 \text{ m} \\
 &= 22,4834 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.6 Perhitungan Daya Fluida (WHP)

Persamaan yang digunakan untuk menghitung WHP yaitu:

$$\text{WHP} = \gamma \cdot Q_A \cdot H_{\text{eff}}$$

Diketahui:

$$\begin{aligned} - \gamma &= \text{Berat Jenis Fluida} \\ &= 9061,0065 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - Q_A &= \text{Kapasitas Pompa A} \\ &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - H_{\text{eff}} &= \text{Head Efektif Instalasi} \\ &= 138,109 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga, WHP dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{WHP} &= \gamma \cdot Q_A \cdot H_{\text{eff}} \\ &= 9061,0065 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \cdot 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 138,109 \text{ m} \\ &= 28970,061 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{J}}{\text{Nm}} \cdot \frac{\text{s} \cdot \text{Watt}}{\text{J}} \\ &= 28970,061 \text{ Watt} \end{aligned}$$

4.7 Perhitungan Daya Poros Pompa (P_{shaft})

Persamaan yang digunakan untuk menghitung WHP yaitu:

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

Berdasarkan rumus diatas, untuk menghitung Daya Poros Pompa maka efisiensi pompa harus dicari terlebih dahulu dengan melakukan *plotting* nilai putaran spesifik (N_s) terhadap kapasitas pompa A (Q_A) pada gambar 4.5. Untuk mendapatkan nilai (N_s) dapat digunakan persamaan berikut ini:

$$N_s = n \cdot \frac{Q_A^{1/2}}{H_{\text{eff}}^{3/4}}$$

(Sumber: Karasik, Igor J., *Pump Handbook*)

Diketahui:

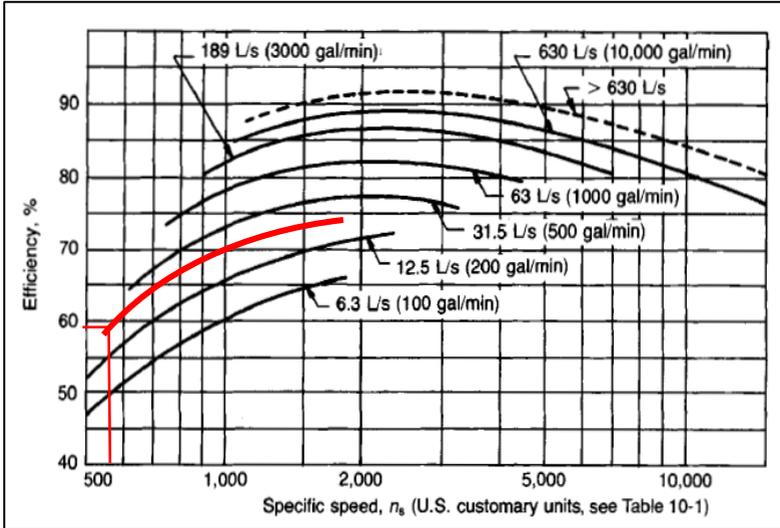
$$\begin{aligned} - n &= \text{putaran pompa} \\ &= 2970 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - Q_A &= \text{Kapasitas Pompa A} \\ &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} \cdot \frac{1}{3,7854 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\text{Gal}}{\text{m}^3} \\ &= 366,936 \text{ gpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - H_{\text{eff}} &= \text{Head Efektif Instalasi} \\ &= 138,109 \text{ m} \cdot \frac{1}{0,3048} \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \\ &= 453,11 \text{ ft} \end{aligned}$$

Maka, nilai putaran spesifik yaitu:

$$\begin{aligned} N_s &= n \cdot \frac{Q_A^{1/2}}{H_{\text{eff}}^{3/4}} \\ &= 2970 \text{ rpm} \cdot \frac{(366,936 \text{ gpm})^{1/2}}{(453,11 \text{ ft})^{3/4}} \\ &= 579,29 \text{ rpm} \end{aligned}$$



Gambar 4.5 Grafik Hubungan Antara Putaran Spesifik dan Efisiensi^[8]

Dari gambar di atas didapatkan efisiensi pompa sebesar 57,5%

Sehingga, Daya Poros Pompa dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{shaft}} &= \frac{\text{WHP}}{\eta_p} \\
 &= \frac{28970,061 \text{ Watt}}{0,575} \\
 &= 50382,715 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

4.8 Perhitungan Daya Motor Penggerak (P_m)

Perhitungan Daya Motor Penggerak Pompa dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut:

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

Dimana:

P_m = Daya Motor Penggerak (kW)

α = Faktor Cadangan
 η_t = Efisiensi Transmisi

Tabel 4.15 Faktor Cadangan^[1]

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

Tabel 4.16 Efisiensi Transmisi^[1]

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,9 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda Gigi	Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92 – 0,95
	Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95 – 0,98
	Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92 – 0,96
	Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

Berdasarkan tabel di atas untuk jenis penggerak motor induksi maka α bernilai 0,1. Sedangkan untuk jenis transmisi fix kopling maka η_t bernilai 1.

Sehingga, Daya Motor Penggerak dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 P_m &= \frac{P_{\text{shaft}} \cdot (1 + \alpha)}{\eta_t} \\
 &= \frac{50382,715 \text{ Watt} \cdot (1 + 0,1)}{1} \\
 &= 55420,986 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

4.9 Penentuan Jenis Pompa

Penentuan Jenis Pompa dapat dibedakan menjadi dua cara yaitu:

a. Berdasarkan Putaran Spesifik (N_s)

Putaran Spesifik dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$N_s = n \cdot \frac{Q_A^{1/2}}{H_{\text{eff}}^{3/4}}$$

(Sumber: Karasik, Igor J., *Pump Handbook*)

Diketahui:

$$\begin{aligned}
 - n &= \text{putaran pompa} \\
 &= 2970 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 - Q_A &= \text{Kapasitas Pompa A} \\
 &= 0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} \cdot \frac{1}{3,7854 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\text{gal}}{\text{m}^3} \\
 &= 366,936 \text{ gpm}
 \end{aligned}$$

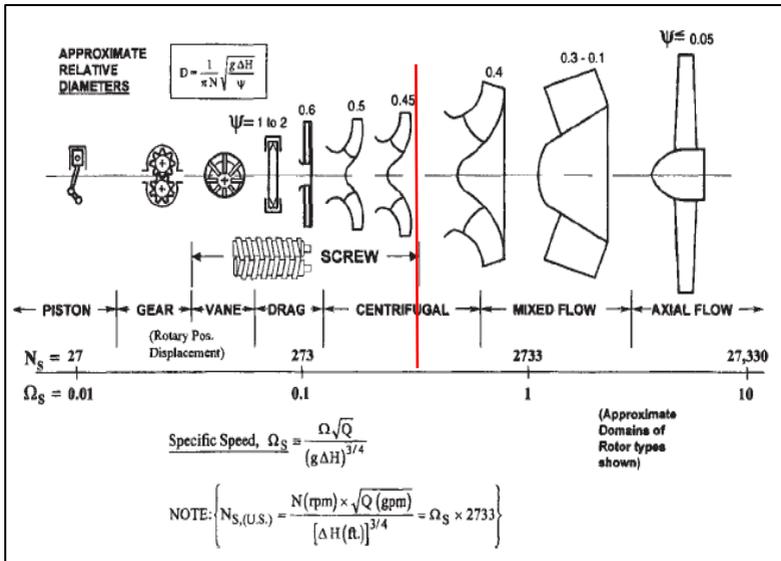
$$\begin{aligned}
 - H_{\text{eff}} &= \text{Head Efektif Instalasi} \\
 &= 138,109 \text{ m} \cdot \frac{1}{0,3048} \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \\
 &= 453,11 \text{ ft}
 \end{aligned}$$

Maka, nilai putaran spesifik yaitu:

$$N_s = n \cdot \frac{Q_A^{1/2}}{H_{\text{eff}}^{3/4}}$$

$$= 2970 \text{ rpm} \cdot \frac{(366,936 \text{ gpm})^{1/2}}{(453,11 \text{ ft})^{3/4}}$$

$$= 579,29 \text{ rpm}$$



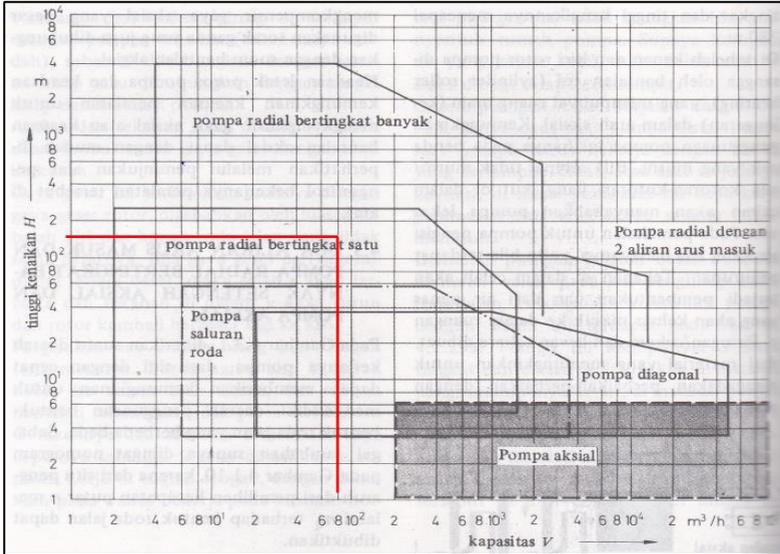
Gambar 4.6 Penentuan Jenis Pompa Berdasarkan Putaran Spesifik^[8]

Dari gambar di atas, Putaran Spesifik yang bernilai 579,29 rpm tergolong dalam jenis *Centrifugal Pump*.

b. Berdasarkan Head dan Kapasitas Pompa Diketahui:

- $H_{\text{eff}} = 138,109 \text{ m}$

- $Q_A = 83,34 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$



Gambar 4.7 Penentuan Jenis Pompa Berdasarkan Kapasitas dan Head^[2]

4.10 Penentuan Jenis Impeller Pompa

$$n_s = n \cdot \sqrt{\frac{\rho}{75}} \cdot \frac{Q_A^{1/2}}{H_{\text{eff}}^{3/4}}$$

(Sumber: Khetagurov, *Marine Auxiliary, Machinery, and System*)

Diketahui:

- n = putaran pompa
= 2970 rpm
- Q_A = Kapasitas Pompa A
= $0,02315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- H_{eff} = Head Efektif Instalasi
= 138,109 m
- ρ = $923,65 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Maka, nilai putaran spesifik yaitu:

$$\begin{aligned}
 n_s &= n \cdot \sqrt{\frac{\rho}{75}} \cdot \frac{Q_A^{1/2}}{H_{\text{eff}}^{3/4}} \\
 &= 2970 \text{ rpm} \cdot \sqrt{\frac{923,65}{75}} \cdot \sqrt{\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \cdot \frac{(0,02315)^{1/2}}{(138,109 \text{ m})^{3/4}} \cdot \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1/2} \\
 &= 40 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

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

Gambar 4.8 Penentuan Jenis Impeller Pompa Sentrifugal^[6]

Dari gambar di atas, putaran spesifik yang bernilai 40 rpm tergolong dalam *Low-speed impeller*.

4.11 Pemilihan Pompa

Pompa yang digunakan dalam Instalasi *Low Pressure Boiler Feed Pump* adalah sebagai berikut:

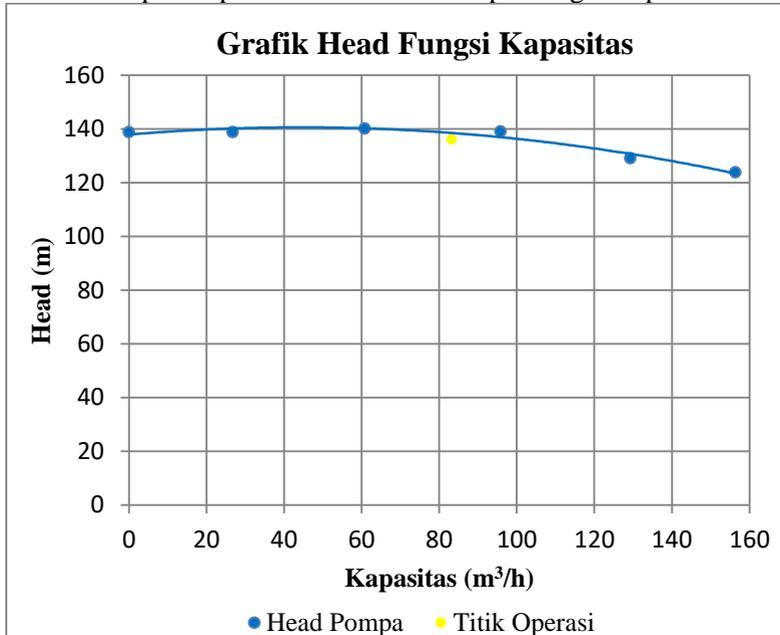


Gambar 4.9 Low Pressure Boiler Feed Pump PLTGU Blok I PT. PJB UP Gresik

Industri Pembuat	: <i>Ensival Moret</i>
Tipe	: <i>Centrifugal Pump Single-Stage</i>
Serial No.	: CN80-32
<i>Head</i>	: 124,5 m
<i>Speed</i>	: 2970 rpm
<i>Capacity</i>	: 129,3 m ³ /h
<i>NPSH_R</i>	: 3,9 m
<i>Data Sheet</i>	: Tersedia pada lampiran
<i>Performance Test Certificate</i>	: Tersedia pada lampiran

Ada beberapa kriteria yang harus dilakukan untuk dapat memilih pompa dengan spesifikasi seperti yang sudah dipaparkan sebelumnya. Berikut penjelasan mengenai kriteria dalam hal pemilihan pompa:

a. Titik Operasi pada Grafik Head Pompa Fungsi Kapasitas



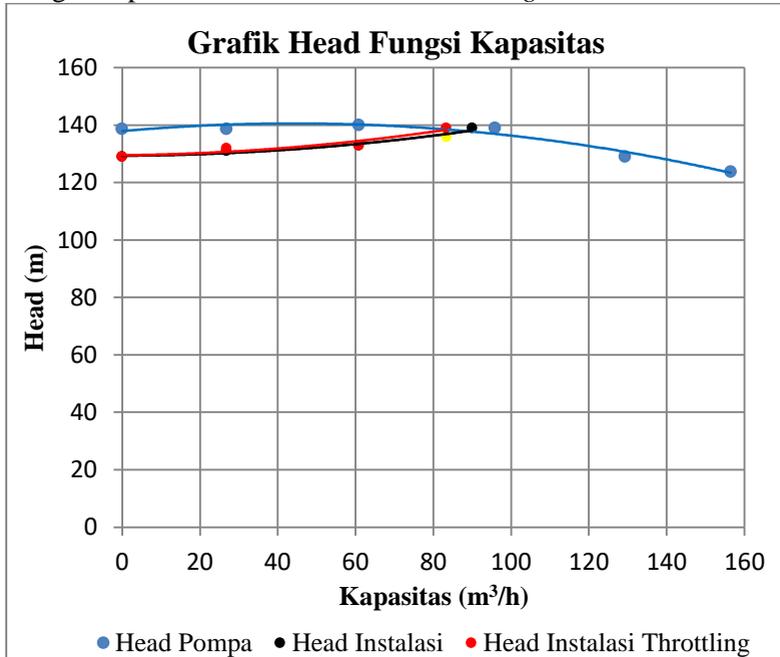
Gambar 4.10 Titik Operasi pada Grafik Head Pompa Fungsi Kapasitas

Dari Lampiran 13 *Performance Test Certificate* Pompa Ensival Moret CN80-32 maka dapat digambarkan Grafik Head Pompa Fungsi Kapasitas menggunakan Aplikasi Microsoft Excel seperti pada gambar di atas.

Sesuai dengan perhitungan sebelumnya bahwa untuk dapat menjalankan turbin uap secara optimal maka pompa harus dapat mengalirkan kapasitas operasi sebesar 83,34 m³/h sedangkan pompa diharuskan mempunyai head minimal sebesar 138,109 m, sehingga dapat dilihat pada gambar di atas didapatkan titik

operasi *Low Pressure Boiler Pump* di bawah grafik head pompa fungsi kapasitas sehingga kriteria pemilihan pompa sudah tepat.

Selanjutnya untuk mendapatkan besarnya head efektif instalasi yang dibutuhkan, maka dalam pengoperasian pompa dilakukan dengan cara *throttling*. Dengan menggambarkan Grafik Head Instalasi, berikut titik operasi pompa pada Grafik Head Fungsi Kapasitas setelah dilakukan *throttling*:



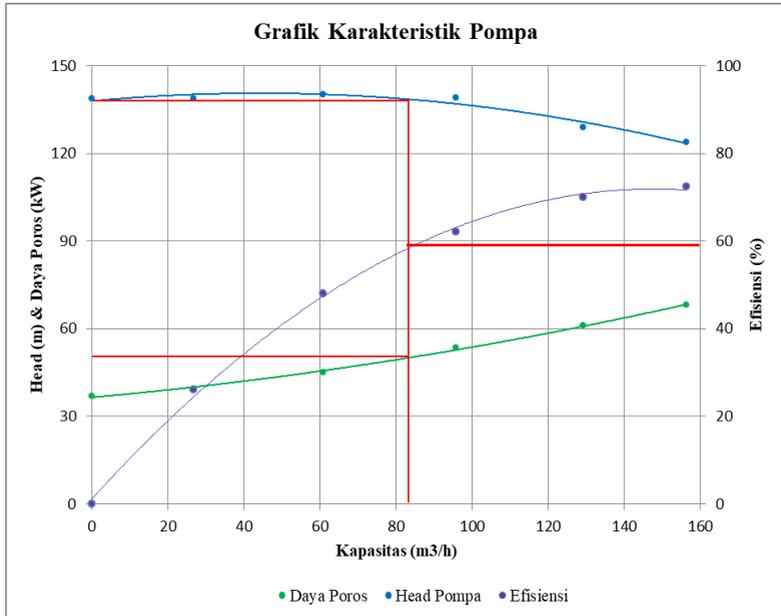
Gambar 4.11 Titik Operasi pada Grafik Head Pompa Fungsi Kapasitas Setelah Dilakukan *Throttling*

b. $NPSH_A \geq NPSH_R$

Pada perhitungan sebelumnya didapatkan $NPSH_A$ sebesar 22,4834 m sedangkan $NPSH_R$ pada Data Sheet Pompa Ensival Moret CN80-32 sebesar 3,9 m sehingga kriteria pemilihan pompa sudah tepat.

4.12 Grafik Karakteristik Kerja Pompa

Dari Lampiran 13 *Performance Test Certificate* Pompa Ensival Moret CN80-32 maka Grafik Karakteristik Kerja Pompa dapat digambar dengan menggunakan Aplikasi Microsoft Excel seperti pada gambar di bawah ini:



Gambar 4.12 Grafik Karakteristik Kerja Pompa

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan ulang dapat disimpulkan sebagai berikut:

- a. Kapasitas Operasi tertinggi yang harus diatasi oleh setiap *Low Pressure Boiler Feed Pump* (LP BFP) adalah
 - Pompa A = $83,34 \text{ m}^3/\text{h}$
 - Pompa B = $74,70 \text{ m}^3/\text{h}$
 - Pompa C = $0 \text{ m}^3/\text{h}$
 - Pompa D = $76,86 \text{ m}^3/\text{h}$
- b. Pada kapasitas $83,34 \text{ m}^3/\text{h}$ melalui perhitungan manual didapat Head Efektif Instalasi sebesar $138,109 \text{ m}$, sedangkan melalui perhitungan numerik menggunakan *Software Pipe Flow Expert V6.38* didapat Head Efektif Instalasi sebesar $138,087 \text{ m}$. Jika dibandingkan kedua nilai tersebut maka tingkat kesalahan perhitungan dapat ditolerir. Adapun tingkat kesalahan perhitungan yaitu sebesar $0,01\%$.
- c. *Net Positive Suction Head Available* (NPSH_A) sebesar $22,4834 \text{ m}$, sedangkan *Net Positive Suction Head Required* (NPSH_R) sebesar $3,9 \text{ m}$ sehingga telah memenuhi syarat agar tidak terjadi kavitasi.
- d. *Water Horse Power* (WHP) sebesar $28970,061 \text{ Watt}$.
- e. Efisiensi pompa sebesar $57,5 \%$.
- f. Daya poros pompa sebesar $50382,715 \text{ Watt}$ sedangkan Daya motor penggerak sebesar $55420,986 \text{ Watt}$.
- g. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal dengan menggunakan impeller jenis *Low-Speed Impeller*. Adapun spesifikasi pompa yang dipilih yaitu:

Industri Pembuat	: <i>Ensival Moret</i>
Tipe	: <i>Centrifugal Pump Single-Stage</i>
Serial No.	: CN80-32
Head	: $124,5 \text{ m}$
Speed	: 2970 rpm
Capacity	: $129,3 \text{ m}^3/\text{h}$

$NPSH_R$: 3,9 m
Data Sheet : Tersedia pada lampiran
Performance Test Certificate : Tersedia pada lampiran

Pompa yang dipilih pada instalasi *Feed Water System* PLTGU Blok I PT.PJB UP Gresik sudah tepat karena telah memenuhi kriteria pemilihan pompa yaitu titik head efektif instalasi harus dibawah grafik head pompa fungsi kapasitas dan $NPSH_A \geq NPSH_R$.

5.2 Saran

Dengan dibuatnya Tugas Akhir ini, saran penulis untuk PT.PJB UP Gresik yaitu menjadikan sebuah hasil penelitian ini sebagai masukan atau parameter bagi perusahaan untuk kepentingan operasional maupun perawatan khususnya pada instalasi *Low Pressure Boiler Feed Pump* di PLTGU Blok I PT. PJB UP Gresik.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sularso ; Tahara, Haruo. 2006. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta : PT Pradnya Paramita.
- [2] Dietzel, Fritz. *Turbin Pompa dan Kompresor, Alih Bahasa*.
- [3] Fox, Robert W ; Mc Donald, Alan T. 2010. *Introduction To Fluid Mechanics, 8th edition*. New York : John Wiley and Sons, Inc.
- [4] Dimiyathi, Rizky S. 2016. *Perencanaan Ulang Instalasi Pompa Feedwater P1103 Pada Bagian Amonia Pabrik 1 PT. Petrokimia Gresik*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [5] www.Pipeflow.Co.Uk. *Pipe Flow Expert*. Software. 2010.
- [6] Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*. Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa Rusia. Moscow: Peace Publishers.
- [7] Moran, Michael J and Shapiro, Howard N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 8th ed*. John Wiley and Sons, 2014
- [8] Karassik, Igor J. 1960. *Pump Handbook*. McGraw-Hill, Inc

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Kota Gresik, 17 Januari 1998, merupakan anak kedua dari empat bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK PIKPG Gresik, SD Negeri Pongangan, SMP Negeri 3 Gresik, MA Amanatul Ummah Surabaya. Pada tahun 2015 Penulis mengikuti Seleksi Masuk ITS (SMITS) dan diterima sebagai mahasiswa di Departemen D3 Teknik Mesin Industri FV-ITS dengan NRP 10211500000021. Konversi

Energi merupakan bidang studi yang dipilih Penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan seminar dan bergabung dalam organisasi. Organisasi yang pernah diikuti Penulis yaitu menjadi Staff AKESMA HMDM FV-ITS periode 2016-2017. PT. PJB UPHT Gresik merupakan tempat kerja praktek Penulis selama satu bulan pada tanggal 17 Juli s/d 20 Agustus 2017 dengan bahasan topik perawatan turbin uap PLTU unit II PT. PJB UP Gresik. Penulis juga pernah menjadi Ketua Pelaksana Seminar Penulisan PKM 5 Bidang yang diselenggarakan oleh HMDM FV-ITS pada tahun 2017.

Pelatihan yang pernah diikuti Penulis yaitu Pelatihan Karya Tulis Ilmiah HMDM FV-ITS (2015), Pelatihan LKMM Pra-Tingkat Dasar FTI-ITS (2015), Pelatihan Pemandu Keilmiahan FTI-ITS (2016). Selain itu, Penulis sempat mengikuti beberapa lomba karya tulis ilmiah seperti lomba Karya Tulis Ilmiah Smart Inovation Of Writing (SNOW) yang diselenggarakan oleh HMTF-FTI ITS pada tahun 2018.

Untuk menanyakan sesuatu mengenai Tugas Akhir ini atau apapun bisa menghubungi email: rohmandistefano@gmail.com

LAMPIRAN 1: TABEL KONVERSI SATUAN

Area (A)	
$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$	$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$
Conductivity (k)	
$1 \text{ W/m-K} = 1 \text{ J/s-m-K}$ $= 0.577789 \text{ Btu/h-ft-}^\circ\text{R}$	$1 \text{ Btu/h-ft-R} = 1.730735 \text{ W/m-K}$
Density (ρ)	
$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbf/ft}^3$	$1 \text{ lbf/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$	
Energy (E, U)	
$1 \text{ J} = 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2$	
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf-ft}$	$1 \text{ lbf-ft} = 1.355818 \text{ J}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.18681 \text{ J}$	$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$	$= 778.1693 \text{ lbf-ft}$
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$	
Force (F)	
$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N (1 kgf)}$	
Gravitation	
$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
Heat capacity (C_p, C_v, C), specific entropy (s)	
$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm-}^\circ\text{R}$	$1 \text{ Btu/lbm-}^\circ\text{R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$
Heat flux (per unit area)	
$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h-ft}^2$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$

(Sumber: Richard E. Sonntag Claus Borgnakke, *Fundamental Of Thermodynamics 6th Edition*)

Heat-transfer coefficient (h)	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -°R	1 Btu/h-ft ² -°R = 5.678 26 W/m ² -K
Length (L)	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3937 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.280 84 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609 344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m
Mass (m)	
1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.479 89 × 10 ⁻⁵ kg	1 ton = 2000 lbm
Moment (torque, T)	
1 N-m = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 N-m
Momentum (mV)	
1 kg-m/s = 7.232 94 lbm-ft/s = 0.224 809 lbf-s	1 lbm-ft/s = 0.138 256 kg-m/s
Power (\dot{Q}, \dot{W})	
1 W = 1 J/s = 1 N-m/s = 0.737 562 lbf-ft/s	1 lbf-ft/s = 1.355 818 W = 4.626 24 Btu/h
1 kW = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW = 550 lbf-ft/s = 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
Pressure (P)	
1 Pa = 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ² = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0 × 10 ⁵ Pa = 100 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. ² = 29.921 in. Hg [32°F] = 33.8995 ft H ₂ O [4°C]
1 atm = 101.325 kPa = 1.013 25 bar = 760 mm Hg [0°C] = 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C] = 0.491 15 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.0361 26 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C] = 9.806 38 kPa	
Specific energy (e, u)	
1 kJ/kg = 0.429 92 Btu/lbm = 334.55 lbf-ft/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg 1 lbf-ft/lbm = 2.989 07 × 10 ⁻³ kJ/kg = 1.285 07 × 10 ⁻³ Btu/lbm

(Sumber: Richard E. Sonntag Claus Borgnakke, *Fundamental Of Thermodynamics 6th Edition*)

Specific kinetic energy ($\frac{1}{2} V^2$)	
1 m ² /s ² = 0.001 kJ/kg	1 ft ² /s ² = 3.9941 × 10 ⁻⁵ Btu/lbm
1 kJ/kg = 1000 m ² /s ²	1 Btu/lbm = 250.37 ft ² /s ²
Specific potential energy (Zg)	
1 m-g _{ad} = 9.806 65 × 10 ⁻³ kJ/kg	1 ft-g _{ad} = 1.0 lbf-ft/lbm
= 4.216 07 × 10 ⁻³ Btu/lbm	= 0.001 285 Btu/lbm
	= 0.002 989 kJ/kg
Specific volume (v)	
1 cm ³ /g = 0.001 m ³ /kg	
1 cm ³ /g = 1 L/kg	
1 m ³ /kg = 16.018 46 ft ³ /lbm	1 ft ³ /lbm = 0.062 428 m ³ /kg
Temperature (T)	
1 K = 1°C = 1.8 R = 1.8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK - 273.15	TF = TR - 459.67
= (TF - 32)/1.8	= 1.8 TC + 32
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK
Universal Gas Constant	
$\bar{R} = N_0 k = 8.314 51$ kJ/kmol-K	$\bar{R} = 1.985 89$ Btu/lbmol-R
= 1.985 89 kcal/kmol-K	= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R
= 82.0578 atm-L/kmol-K	= 0.730 24 atm-ft ³ /lbmol-R
	= 10.7317 (lbf/in. ²)-ft ³ /lbmol-R
Velocity (V)	
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681 818 mi/h
= 3.280 84 ft/s	= 0.3048 m/s
= 2.236 94 mi/h	= 1.097 28 km/h
1 km/h = 0.277 78 m/s	1 mi/h = 1.466 67 ft/s
= 0.911 34 ft/s	= 0.447 04 m/s
= 0.621 37 mi/h	= 1.609 344 km/h
Volume (V)	
1 m ³ = 35.3147 ft ³	1 ft ³ = 2.831 685 × 10 ⁻² m ³
1 L = 1 dm ³ = 0.001 m ³	1 in. ³ = 1.6387 × 10 ⁻⁵ m ³
1 Gal (US) = 3.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L
= 3.785 412 × 10 ⁻³ m ³	1 Gal (US) = 231.00 in. ³

(Sumber: Richard E. Sonntag Claus Borgnakke, *Fundamental Of Thermodynamics 6th Edition*)

LAMPIRAN 3: TABEL SATURATED WATER

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Specific Volume, m ³ /kg			Internal Energy, kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
0.01	0.6113	0.001000	206.131	206.132	0	2375.33	2375.33
5	0.8721	0.001000	147.117	147.118	20.97	2361.27	2382.24
10	1.2276	0.001000	106.376	106.377	41.99	2347.16	2389.15
15	1.705	0.001001	77.924	77.925	62.98	2333.06	2396.04
20	2.339	0.001002	57.7887	57.7897	83.94	2318.98	2402.91
25	3.169	0.001003	43.3583	43.3593	104.86	2304.90	2409.76
30	4.246	0.001004	32.8922	32.8932	125.77	2290.81	2416.58
35	5.628	0.001006	25.2148	25.2158	146.65	2276.71	2423.36
40	7.384	0.001008	19.5219	19.5229	167.53	2262.57	2430.11
45	9.593	0.001010	15.2571	15.2581	188.41	2248.40	2436.81
50	12.350	0.001012	12.0308	12.0318	209.30	2234.17	2443.47
55	15.758	0.001015	9.56734	9.56835	230.19	2219.89	2450.08
60	19.941	0.001017	7.66969	7.67071	251.09	2205.54	2456.63
65	25.03	0.001020	6.19554	6.19656	272.00	2191.12	2463.12
70	31.19	0.001023	5.04114	5.04217	292.93	2176.62	2469.55
75	38.58	0.001026	4.13021	4.13123	313.87	2162.03	2475.91
80	47.39	0.001029	3.40612	3.40715	334.84	2147.36	2482.19
85	57.83	0.001032	2.82654	2.82757	355.82	2132.58	2488.40
90	70.14	0.001036	2.35953	2.36056	376.82	2117.70	2494.52
95	84.55	0.001040	1.98082	1.98186	397.86	2102.70	2500.56
100	101.3	0.001044	1.67185	1.67290	418.91	2087.58	2506.50
105	120.8	0.001047	1.41831	1.41936	440.00	2072.34	2512.34
110	143.3	0.001052	1.20909	1.21014	461.12	2056.96	2518.09
115	169.1	0.001056	1.03552	1.03658	482.28	2041.44	2523.72
120	198.5	0.001060	0.89080	0.89186	503.48	2025.76	2529.24
125	232.1	0.001065	0.76953	0.77059	524.72	2009.91	2534.63
130	270.1	0.001070	0.66744	0.66850	546.00	1993.90	2539.90
135	313.0	0.001075	0.58110	0.58217	567.34	1977.69	2545.03
140	361.3	0.001080	0.50777	0.50885	588.72	1961.30	2550.02
145	415.4	0.001085	0.44524	0.44632	610.16	1944.69	2554.86
150	475.9	0.001090	0.39169	0.39278	631.66	1927.87	2559.54
155	543.1	0.001096	0.34566	0.34676	653.23	1910.82	2564.04
160	617.8	0.001102	0.30596	0.30706	674.85	1893.52	2568.37
165	700.5	0.001108	0.27158	0.27269	696.55	1875.97	2572.51
170	791.7	0.001114	0.24171	0.24283	718.31	1858.14	2576.46
175	892.0	0.001121	0.21568	0.21680	740.16	1840.03	2580.19
180	1002.2	0.001127	0.19292	0.19405	762.08	1821.62	2583.70
185	1122.7	0.001134	0.17295	0.17409	784.08	1802.90	2586.98
190	1254.4	0.001141	0.15539	0.15654	806.17	1783.84	2590.01

(Sumber: Richard E. Sonntag Claus Borgnakke, *Fundamental Of Thermodynamics 6th Edition*)

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg-K		
		Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g
0.01	0.6113	0.00	2501.35	2501.35	0	9.1562	9.1562
5	0.4721	20.98	2489.57	2510.54	0.0761	8.9406	9.0257
10	1.2276	41.99	2477.75	2519.74	0.1510	8.7498	8.9007
15	1.705	62.98	2465.93	2528.91	0.2245	8.5569	8.7813
20	2.339	83.94	2454.12	2538.06	0.2966	8.3706	8.6671
25	3.169	104.87	2442.30	2547.17	0.3673	8.1905	8.5579
30	4.246	125.77	2430.48	2556.25	0.4369	8.0164	8.4533
35	5.628	146.66	2418.62	2565.28	0.5052	7.8478	8.3530
40	7.384	167.54	2406.72	2574.26	0.5724	7.6885	8.2569
45	9.593	188.42	2394.77	2583.19	0.6386	7.5261	8.1647
50	12.150	209.31	2382.75	2592.06	0.7037	7.3725	8.0762
55	15.758	230.20	2370.66	2600.86	0.7679	7.2284	7.9912
60	19.941	251.11	2358.48	2609.59	0.8311	7.0784	7.9095
65	25.83	272.03	2346.21	2618.24	0.8934	6.9375	7.8309
70	31.19	292.96	2333.85	2626.80	0.9548	6.8004	7.7552
75	38.38	313.91	2321.37	2635.28	1.0154	6.6670	7.6824
80	47.39	334.88	2308.77	2643.66	1.0752	6.5369	7.6121
85	57.83	355.88	2296.05	2651.93	1.1342	6.4102	7.5444
90	70.4	376.90	2283.19	2660.09	1.1924	6.2866	7.4790
95	84.55	397.94	2270.19	2668.13	1.2500	6.1659	7.4158
100	101.3	419.02	2257.03	2676.05	1.3068	6.0480	7.3548
105	120.8	440.13	2243.70	2683.83	1.3629	5.9328	7.2958
110	143.3	461.27	2230.20	2691.47	1.4184	5.8202	7.2386
115	169.1	482.46	2216.50	2698.96	1.4733	5.7100	7.1832
120	198.5	503.69	2202.61	2706.30	1.5275	5.6020	7.1295
125	232.1	524.96	2188.50	2713.46	1.5812	5.4962	7.0774
130	270.1	546.29	2174.16	2720.46	1.6343	5.3925	7.0269
135	313.0	567.67	2159.59	2727.26	1.6869	5.2907	6.9777
140	361.3	589.11	2144.75	2733.87	1.7390	5.1908	6.9298
145	415.4	610.61	2129.65	2740.26	1.7906	5.0926	6.8832
150	475.9	632.18	2114.26	2746.44	1.8417	4.9960	6.8378
155	543.1	653.82	2098.56	2752.39	1.8924	4.9010	6.7934
160	617.8	675.53	2082.55	2758.09	1.9426	4.8075	6.7501
165	700.5	697.32	2066.20	2763.53	1.9924	4.7153	6.7078
170	791.7	719.20	2049.50	2768.70	2.0418	4.6244	6.6663
175	892.0	741.16	2032.42	2773.58	2.0909	4.5347	6.6256
180	1002.2	763.21	2014.96	2778.16	2.1395	4.4461	6.5857
185	1122.7	785.36	1997.07	2782.43	2.1878	4.3586	6.5464
190	1254.4	807.61	1978.76	2786.37	2.2358	4.2720	6.5078

(Sumber: Richard E. Sonntag Claus Borgnakke, *Fundamental Of Thermodynamics 6th Edition*)

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Specific Volume, m ³ /kg			Internal Energy, kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
195	1397.8	0.001149	0.13990	0.14105	828.36	1764.43	2592.79
200	1553.8	0.001156	0.12620	0.12736	850.64	1744.66	2595.29
205	1723.0	0.001164	0.11405	0.11521	873.02	1724.49	2597.52
210	1906.3	0.001173	0.10324	0.10441	895.51	1703.93	2599.44
215	2104.2	0.001181	0.09361	0.09479	918.12	1682.94	2601.06
220	2317.8	0.001190	0.08500	0.08619	940.85	1661.49	2602.35
225	2547.7	0.001199	0.07729	0.07849	963.72	1639.58	2603.30
230	2794.9	0.001209	0.07037	0.07158	986.72	1617.17	2603.89
235	3060.1	0.001219	0.06415	0.06536	1009.88	1594.24	2604.11
240	3344.2	0.001229	0.05853	0.05976	1033.19	1570.75	2603.95
245	3648.2	0.001240	0.05346	0.05470	1056.69	1546.68	2603.37
250	3973.0	0.001251	0.04887	0.05013	1080.37	1522.00	2602.37
255	4319.5	0.001263	0.04471	0.04598	1104.26	1496.66	2600.93
260	4688.6	0.001276	0.04093	0.04220	1128.37	1470.64	2599.01
265	5081.3	0.001289	0.03748	0.03877	1152.72	1443.87	2596.60
270	5498.7	0.001302	0.03434	0.03564	1177.33	1416.33	2593.66
275	5941.8	0.001317	0.03147	0.03279	1202.23	1387.94	2590.17
280	6411.7	0.001332	0.02884	0.03017	1227.43	1358.66	2586.09
285	6909.4	0.001348	0.02642	0.02777	1252.98	1328.41	2581.38
290	7436.0	0.001366	0.02420	0.02557	1278.89	1297.11	2575.99
295	7992.8	0.001384	0.02216	0.02354	1305.21	1264.67	2569.87
300	8581.0	0.001404	0.02027	0.02167	1331.97	1230.99	2562.96
305	9201.8	0.001425	0.01852	0.01995	1359.22	1195.94	2555.16
310	9856.6	0.001447	0.01690	0.01835	1387.03	1159.37	2546.40
315	10547	0.001472	0.01539	0.01687	1415.44	1121.11	2536.55
320	11274	0.001499	0.01399	0.01549	1444.55	1080.93	2525.48
325	12040	0.001528	0.01267	0.01420	1474.44	1038.57	2513.01
330	12845	0.001561	0.01144	0.01300	1505.24	993.66	2498.91
335	13694	0.001597	0.01027	0.01186	1537.11	945.77	2482.88
340	14586	0.001638	0.00916	0.01080	1570.26	894.26	2464.53
345	15525	0.001685	0.00810	0.00978	1605.01	838.29	2443.30
350	16514	0.001740	0.00707	0.00881	1641.81	776.58	2418.39
355	17554	0.001807	0.00607	0.00787	1681.41	707.11	2388.52
360	18651	0.001892	0.00505	0.00694	1725.19	626.29	2351.47
365	19807	0.002011	0.00398	0.00599	1776.13	526.54	2302.67
370	21028	0.002213	0.00271	0.00493	1843.84	384.69	2228.53
374.1	22089	0.003155	0	0.00315	2029.58	0	2029.58

(Sumber: Richard E. Sonntag Claus Borgnakke, *Fundamental Of Thermodynamics 6th Edition*)

LAMPIRAN 4: TABEL STANDARD DIMENSI PIPA
STPG38 (JIS G 3454)

株式会社ニッコー

配管用鋼管標準寸法及び重量

STPG(JIS G 3454)・STS(JIS G 3455)・STPT(JIS G 3456)

サイズ		外径 mm	厚 び 寸 法											
(A)	(B)		Sch/20			Sch/30			Sch/40			Sch/60		
			厚さ mm	重量 kg/m	定尺 1本 kg/5.5									
6	1/8	10.5						1.7	0.360	2.03	2.2	0.450	2.48	
8	1/4	13.8						2.2	0.620	3.46	2.4	0.675	3.71	
10	3/8	17.3						2.3	0.851	4.88	2.8	1.00	5.50	
15	1/2	21.7						2.8	1.31	7.20	3.2	1.46	8.03	
20	3/4	27.2						2.9	1.74	9.57	3.4	2.00	11.0	
25	1	34.0						3.4	2.57	14.1	3.9	2.89	15.9	
32	1 1/4	42.7						3.6	3.47	19.1	4.5	4.24	23.3	
40	1 1/2	48.8						3.7	4.10	22.6	4.5	4.89	26.9	
50	2	60.5	3.2	4.52	24.9			3.9	5.44	29.9	4.9	6.72	37.0	
65	2 1/2	76.3	4.5	7.97	43.8			5.2	9.12	50.2	6.0	10.4	57.2	
80	3	89.1	4.5	9.39	51.6			5.5	11.3	62.2	6.6	13.4	73.7	
90	3 1/2	101.6	4.5	10.8	59.4			5.7	13.5	74.2	7.0	16.3	89.6	
100	4	114.3	4.9	13.2	72.6			6.0	16.0	88.0	7.1	18.8	103	
125	5	139.8	5.1	16.9	93.0			6.6	21.7	119	8.1	26.3	145	
150	6	165.2	5.5	21.7	119			7.1	27.7	152	9.3	35.8	197	
200	8	216.3	6.4	33.1	182	7.0	36.1	199	8.2	42.1	232	10.3	52.3	288
250	10	267.4	6.4	41.2	227	7.8	49.9	274	9.3	59.2	326	12.7	79.8	439
300	12	318.5	6.4	49.3	271	8.4	64.2	353	10.3	78.3	431	14.3	107	588
350	14	355.6	7.9	67.7	372	9.5	81.1	446	11.1	94.3	519	15.1	127	698
400	16	406.4	7.9	77.6	427	9.5	93.0	512	12.7	123	676	16.7	160	880
450	18	457.2	7.9	87.5	481	11.1	122	671	14.3	156	858	19.0	205	1,128
500	20	508	9.5	117	644	12.7	155	852	15.1	184	1,012	20.6	248	1,364

= 4 =

(Sumber: Data Sheet STPG Carbon Steels for Pressure Service)

厚 び 厚 さ											
Solv90			Solv100		Solv120		Solv140		Solv160		
厚さ mm	重量 kg/m	2尺 1本 kg/5.5	厚さ mm	重量 kg/m	厚さ mm	重量 kg/m	厚さ mm	重量 kg/m	厚さ mm	重量 kg/m	2尺 1本 kg/5.5
2.4	0.479	2.63									
3.0	0.790	4.39									
3.2	1.11	6.10									
3.7	1.64	9.02							4.7	1.97	10.8
3.9	2.24	12.3							5.5	2.94	16.2
4.5	3.27	18.0							6.4	4.36	24.0
4.9	4.57	25.1							6.4	5.73	31.5
5.1	5.47	30.1							7.1	7.27	40.0
5.5	7.46	41.0							8.7	11.1	61.0
7.0	12.0	66.0							9.5	15.6	85.8
7.6	15.3	84.2							11.1	21.4	118
8.1	18.7	103							12.7	27.8	153
8.6	22.4	123			11.1	28.2			13.5	33.6	185
9.5	30.5	168			12.7	39.8			15.9	48.6	267
11.0	41.8	230			14.3	53.2			18.2	66.0	363
12.7	63.8	351	15.1	74.9	18.2	88.9	20.6	99.4	23.0	110	605
15.1	93.9	516	18.2	112	21.4	130	25.4	152	28.6	168	924
17.4	129	710	21.4	157	25.4	184	28.6	204	33.3	234	1,287
19.0	158	869	23.8	195	27.8	225	31.8	254	35.7	282	1,551
21.4	203	1,116	26.2	246	30.9	286	36.5	333	40.5	365	2,008
23.8	254	1,397	29.4	310	34.9	363	39.7	409	45.2	459	2,524
26.2	311	1,710	32.5	381	38.1	441	44.4	508	50.0	565	3,108

(Sumber: Data Sheet STPG Carbon Steels for Pressure Service)

LAMPIRAN 5: TABEL STANDARD DIMENSI PIPA SUS304



Nominal Dimensions of Pipe

Revised 24/01/2012

Nominal Pipe Size		Outside Diameter (mm)	Wall Thickness (mm)															
DN	NPS		Stainless Steel					Carbon Steel										
		Sch 5S	Sch 10S	Sch 40S	Sch 80S	Sch 10	Sch 20	Sch 30	Sch 40	STD	Sch 60	Sch 80	Sch XS	Sch 100	Sch 120	Sch 140	Sch 160	Sch XXS
6	1/2		1.24	1.73	2.41	1.24	1.45	1.73	1.73	2.41	2.41	2.41						
8	3/4		1.65	2.24	3.02	1.65	1.85	2.24	2.24	3.02	3.02	3.02						
10	1		1.65	2.31	3.20	1.65	1.85	2.31	2.31	3.20	3.20	3.20						
15	3/2		2.11	2.77	3.73	2.11	2.41	2.77	2.77	3.73	3.73	3.73						
20	3/4		2.67	3.56	4.85	2.77	2.90	3.38	3.38	4.55	4.55	4.55						
32	1 1/4		4.22	5.54	7.62	4.22	4.78	5.54	5.54	7.62	7.62	7.62						
40	1 1/2		4.83	6.35	8.89	4.83	5.49	6.35	6.35	8.89	8.89	8.89						
50	2		60.3	79.1	108.0	60.3	68.8	79.1	79.1	108.0	108.0	108.0						
65	2 1/2		73.0	95.0	130.0	73.0	83.0	95.0	95.0	130.0	130.0	130.0						
80	3		88.9	116.0	160.0	88.9	102.0	116.0	116.0	160.0	160.0	160.0						
90	3 1/2		101.6	133.0	185.0	101.6	117.0	133.0	133.0	185.0	185.0	185.0						
100	4		114.3	151.0	210.0	114.3	132.0	151.0	151.0	210.0	210.0	210.0						
125	5		141.3	185.0	255.0	141.3	163.0	185.0	185.0	255.0	255.0	255.0						
150	6		168.3	219.0	300.0	168.3	195.0	219.0	219.0	300.0	300.0	300.0						
200	8		219.1	277.0	375.0	219.1	254.0	277.0	277.0	375.0	375.0	375.0						
250	10		273.1	340.0	450.0	273.1	315.0	340.0	340.0	450.0	450.0	450.0						
300	12		323.9	396.0	525.0	323.9	375.0	396.0	396.0	525.0	525.0	525.0						
350	14		355.6	396.0	525.0	355.6	410.0	396.0	396.0	525.0	525.0	525.0						
400	16		406.4	419.0	554.0	406.4	470.0	419.0	419.0	554.0	554.0	554.0						
450	18		457.1	419.0	554.0	457.1	530.0	419.0	419.0	554.0	554.0	554.0						
500	20		508.0	478.0	635.0	508.0	590.0	478.0	478.0	635.0	635.0	635.0						
550	22		559.0	478.0	635.0	559.0	650.0	478.0	478.0	635.0	635.0	635.0						
600	24		610.0	544.0	730.0	610.0	710.0	544.0	544.0	730.0	730.0	730.0						
650	26		660.0			660.0												
700	28		711.0			711.0												
750	30		762.0	635.0	792.0	762.0	880.0	635.0	635.0	792.0	792.0	792.0						

• These dimensions are nominal – substantial tolerances apply – refer to Atlas TechNote 12 and the standards for details.
 • Stainless steel pipe nominal dimensions based on ASTM A312M and ASME B36.19M-2004.
 • Carbon steel pipe nominal dimensions based on ASTM A106M and ASME B36.10M-2004. For other wall thicknesses and for sizes above DN 750 up to DN 2000 consult ASME B36.10M.

LAMPIRAN 6: TABEL SIFAT-SIFAT FISIK AIR

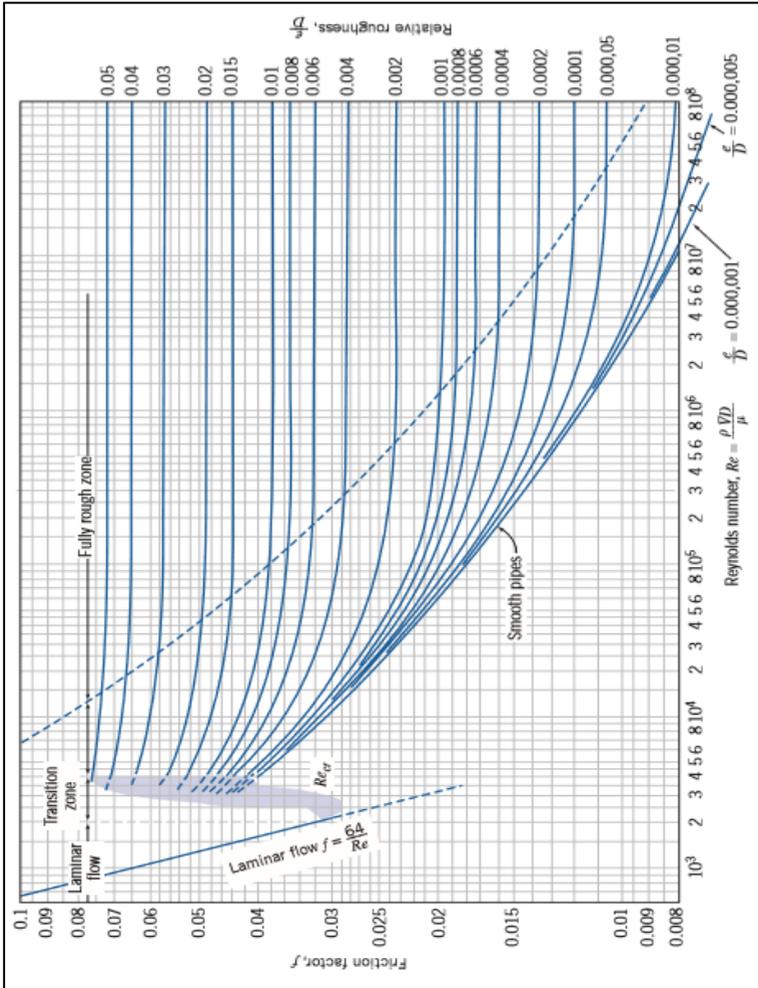
Tabel : Sifat-sifat Fisik Air (Air dibawah 1 atm, dan air jenuh diatas 100°C)

Temperatur (°C)	Kerapatan (kg/l)	Viskositas kinematik (m ² /s)	Tekanan uap jenuh (kgf/cm ²)
0	0,9998	1,792 × 10 ⁻⁶	0,00623
5	1,0000	1,520	0,00889
10	0,9998	1,307	0,01251
20	0,9983	1,004	0,02383
30	0,9957	0,801	0,04325
40	0,9923	0,658	0,07520
50	0,9880	0,554	0,12578
60	0,9832	0,475	0,20313
70	0,9777	0,413	0,3178
80	0,9716	0,365	0,4829
90	0,9652	0,326	0,7149
100	0,9581	0,295	1,0332
120	0,9431	0,244	2,0246
140	0,9261	0,211	3,685
160	0,9073	0,186	6,303
180	0,8869	0,168	10,224
200	0,8647	0,155	15,855
220	0,8403	0,150	23,656
240	0,814	0,136	34,138
260	0,784	0,131	47,869
280	0,751	0,128	65,468
300	0,712	0,127	87,621

Catatan: 1 atm = 101,3 kPa 1 kgf/cm² = 98,1 kPa

(Sumber: Sularso, Tahara Haruo, *Pompa & Kompresor*)

LAMPIRAN 7: DIAGRAM MODDY



(Sumber: Philip J. Pritchard, *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition*)

LAMPIRAN 8: TABEL KEKASARAN MATERIAL BAGIAN DALAM PIPA STEEL

Pipe diameter data ✕

Pipe data: Default Pipe (Pipe Id: 0)

Material	Schedule / Class	Internal Roughness (mm)
Steel	Sch. 40	0,0460

Nominal Size	Internal Diam. mm	Wall Thick. mm	Outside Diam. mm	Weight kgs/m	Internal Vol m ³ / 100 m	Surface Area m ² / 100 m
100 mm	102,260	6,020	114,300	16,075	0,8213	35,9084

Choose new pipe material: Double click on the material list to select a new pipe material. ▾ ▴

Material	Schedule / Class	Internal Roughness	Pipe Size Range
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 5S	0,001811 (inch)	15 mm - 750 mm
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 10S	0,001811 (inch)	6 mm - 750 mm
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 40S	0,001811 (inch)	6 mm - 300 mm
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 80S	0,001811 (inch)	6 mm - 300 mm
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 40	0,005906 (inch)	6 mm - 900 mm
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 80	0,005906 (inch)	6 mm - 600 mm
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 160	0,005906 (inch)	15 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 10	0,001811 (inch)	350 mm - 900 mm
Steel (ANSI)	Sch. 20	0,001811 (inch)	200 mm - 1050 mm
Steel (ANSI)	Sch. 30	0,001811 (inch)	200 mm - 1050 mm
Steel (ANSI)	Sch. 40	0,001811 (inch)	6 mm - 1050 mm
Steel (ANSI)	Sch. 60	0,001811 (inch)	200 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 80	0,001811 (inch)	6 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 100	0,001811 (inch)	200 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 120	0,001811 (inch)	100 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 140	0,001811 (inch)	200 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 160	0,001811 (inch)	15 mm - 600 mm

(Sumber: *Software Pipe Flow Expert v6.38*)

LAMPIRAN 9: TABEL KEKASARAN MATERIAL BAGIAN DALAM PIPA STAINLESS STEEL

Pipe diameter data X

Pipe data: P2 (Pipe Id: 2)

Material	Schedule / Class	Internal Roughness (mm)
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 40S	0,045999

Nominal Size	Internal Diam. mm	Wall Thick. mm	Outside Diam. mm	Weight kgs/m	Internal Vol m ³ / 100 m	Surface Area m ² / 100 m
calculated						

Choose new pipe material: Double click on the material list to select a new pipe material. ▲ ▼

Material	Schedule / Class	Internal Roughness	Pipe Size Range
PVC (Sewer pipe)	SDR 35	0,000197 (inch)	100 mm - 600 mm
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 5S	0,001811 (inch)	15 mm - 750 mm
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 10S	0,001811 (inch)	6 mm - 750 mm
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 40S	0,001811 (inch)	6 mm - 300 mm
Stainless Steel (ANSI)	Sch. 80S	0,001811 (inch)	6 mm - 300 mm
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 40	0,005906 (inch)	6 mm - 900 mm
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 80	0,005906 (inch)	6 mm - 600 mm
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 160	0,005906 (inch)	15 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 10	0,001811 (inch)	350 mm - 900 mm
Steel (ANSI)	Sch. 20	0,001811 (inch)	200 mm - 1050 mm
Steel (ANSI)	Sch. 30	0,001811 (inch)	200 mm - 1050 mm
Steel (ANSI)	Sch. 40	0,001811 (inch)	6 mm - 1050 mm
Steel (ANSI)	Sch. 60	0,001811 (inch)	200 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 80	0,001811 (inch)	6 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 100	0,001811 (inch)	200 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 120	0,001811 (inch)	100 mm - 600 mm
Steel (ANSI)	Sch. 140	0,001811 (inch)	200 mm - 600 mm

(Sumber: *Software Pipe Flow Expert v6.38*)

LAMPIRAN 10: TABEL STANDARD DIMENSI REDUCER

Concentric & Eccentric Reducers
STANDARD WEIGHT
 Inches / Pounds




The diagram shows two types of reducers: a concentric reducer, which is a simple tapered cylinder with a uniform thickness, and an eccentric reducer, which has a curved, non-uniform profile. Both diagrams include a vertical dimension line labeled 'H' representing the length of the reducer.

Nominal Pipe Size	Length (H)	Approximate Weight (in Pounds)
¾ x ½	1	.21
1 x ½	2	.36
1 x ¾	2	.36
1 ¼ x ½	2	.42
1 ¼ x ¾	2	.42
1 ¼ x 1	2	.48
1 ½ x ½	2.5	.56
1 ½ x ¾	2.5	.56
1 ½ x 1	2.5	.57
1 ½ x 1 ¼	2.5	.65
2 x ¾	3	.74
2 x 1	3	.81
2 x 1 ¼	3	.88
2 x 1 ½	3	.94
2 ½ x 1	3.5	1.3
2 ½ x 1 ¼	3.5	1.4
2 ½ x 1 ½	3.5	1.5
2 ½ x 2	3.5	1.6
3 x 1	3.5	1.7
3 x 1 ¼	3.5	1.8
3 x 1 ½	3.5	1.9
3 x 2	3.5	2.0
3 x 2 ½	3.5	2.2
3 ½ x 1 ¼	4	2.5
3 ½ x 1 ½	4	2.6
3 ½ x 2	4	2.6
3 ½ x 2 ½	4	2.7
3 ½ x 3	4	2.8

(Sumber: *Data Sheet Reducer*)

Nominal Pipe Size	Length (H)	Approximate Weight (in Pounds)
4 X 1	4	2.8
4 X 1 ¼	4	3
4 x 1 ½	4	3
4 x 2	4	3.1
4 x 2 ½	4	3.2
4 x 3	4	3.3
4 x 3 ½	4	3.5
5 X 2	5	4.7
5 X 2 ½	5	4.8
5 X 3	5	5.1
5 X 3 ½	5	5.3
5 X 4	5	5.5
6 X 2	5.5	6.5
6 X 2 ½	5.5	6.6
6 X 3	5.5	6.9
6 X 3 ½	5.5	7.1
6 X 4	5.5	7.4
6 X 5	5.5	7.6
8 X 3	6	9.8
8 X 3 ½	6	10.6
8 X 4	6	10.8
8 X 5	6	11.5
8 X 6	6	12.3
10 X 4	7	18.4
10 X 5	7	19.5
10 X 6	7	20.7
10 X 8	7	22.1
12 X 4	8	26.2
12 X 5	8	27.8
12 X 6	8	29.5
12 X 8	8	30.5
12 X 10	8	32.4
14 X 6	13	59.2
14 X 8	13	60.0
14 X 10	13	61.4
14 X 12	13	63.1

(Sumber: *Data Sheet Reducer*)

Nominal Pipe Size	Length (H)	Approximate Weight (in Pounds)
16 X 6	14	67.4
16 X 8	14	69.4
16 X 10	14	71.1
16 X 12	14	72.7
16 X 14	14	75.4
18 X 10	15	83.7
18 X 12	15	84.8
18 X 14	15	86.0
18 X 16	15	87.3
20 X 10	20	117
20 X 12	20	118
20 X 14	20	119
20 X 16	20	121
20 X 18	20	123
24 X 10	20	141
24 X 12	20	144
24 X 14	20	147
24 X 16	20	150
24 X 18	20	153
24 X 20	20	156
30 X 18	24	315
30 X 20	24	315
30 X 24	24	315
36 X 20	24	379
36 X 24	24	379
36 X 30	24	379
42 X 24	24	443
42 X 30	24	443
42 X 36	24	443
48 X 30	28	525
48 X 36	28	525
48 X 42	28	525

(Sumber: *Data Sheet Reducer*)

LAMPIRAN 11: TABEL NILAI KOEFISIEN FITTING & ACCESSORIES

1. Untuk Nominal Pipe Size 4 Inch

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
	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
	EntSharp	100 mm	4"	Pipe Entry Sharp	0,5000

(Sumber: *Software Pipe Flow Expert v6.38*)

2. Untuk Nominal Pipe Size 5 Inch

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	125 mm	5"	Standard Bend	0,4900
	LB	125 mm	5"	Long Bend	0,2600
	PB	125 mm	5"	Pipe Bend	0,1900
	E45	125 mm	5"	Elbow 45 deg.	0,2500
	RB	125 mm	5"	Return Bend	0,8100
	MB45	125 mm	5"	Mitre Bend 45 deg.	0,2500
	MB90	125 mm	5"	Mitre Bend 90 deg.	0,9600
	Gate	125 mm	5"	Gate Valve	0,1300
	Globe	125 mm	5"	Globe Valve	5,5000
	Angle	125 mm	5"	Globe Valve Angled	2,4000
	Plug	125 mm	5"	Plug Valve Straightway	0,2900
	Bfly	125 mm	5"	Butterfly Valve	0,7300
	BallFB	125 mm	5"	Ball Valve Full Bore	0,0500
	BallRB	125 mm	5"	Ball Valve Reduced Bore	0,9300
	LiftCh	125 mm	5"	Lift Check Valve	9,6000
	AngleCh	125 mm	5"	Lift Check Valve Angled	0,8300
	SwCh	125 mm	5"	Swing Check Valve	1,9300
	TiltCh	125 mm	5"	Tilting Disk Check	1,9000
	ChWaf	125 mm	5"	Wafer Check Valve	2,8000
	Foot	125 mm	5"	Foot Valve with Strainer	6,3000
	Hinged	125 mm	5"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,2000
	St	125 mm	5"	Strainer	1,0000
	TT	125 mm	5"	Through Tee	0,3200
	BT	125 mm	5"	Branch Tee	0,9700
	ExitCon	125 mm	5"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	125 mm	5"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	125 mm	5"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	125 mm	5"	Pipe Entry Sharp	0,5000

(Sumber: *Software Pipe Flow Expert v6.38*)

3. Untuk Nominal Pipe Size 6 Inch

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
	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
	EntSharp	150 mm	6"	Pipe Entry Sharp	0,5000
USER	union flange	150 mm	6"	union flanged	0,0800

(Sumber: *Software Pipe Flow Expert v6.38*)

4. Untuk Nominal Pipe Size 12 Inch

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	300 mm	12"	Standard Bend	0,3900
	LB	300 mm	12"	Long Bend	0,2100
	PB	300 mm	12"	Pipe Bend	0,1600
	E 45	300 mm	12"	Elbow 45 deg.	0,2100
	RB	300 mm	12"	Return Bend	0,6500
	MB45	300 mm	12"	Mitre Bend 45 deg.	0,2000
	MB90	300 mm	12"	Mitre Bend 90 deg.	0,7800
	Gate	300 mm	12"	Gate Valve	0,1000
	Globe	300 mm	12"	Globe Valve	4,4000
	Angle	300 mm	12"	Globe Valve Angled	1,9500
	Plug	300 mm	12"	Plug Valve Straightway	0,2300
	Bfly	300 mm	12"	Butterfly Valve	0,3500
	BallFB	300 mm	12"	Ball Valve Full Bore	0,0400
	LiftCh	300 mm	12"	Lift Check Valve	7,8000
	AngleCh	300 mm	12"	Lift Check Valve Angled	0,7200
	SwCh	300 mm	12"	Swing Check Valve	1,4000
	TiltCh	300 mm	12"	Tilting Disk Check	1,2000
	ChWaf	300 mm	12"	Wafer Check Valve	1,2500
	Foot	300 mm	12"	Foot Valve with Strainer	5,5000
	Hinged	300 mm	12"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,0000
	St	300 mm	12"	Strainer	1,0000
	TT	300 mm	12"	Through Tee	0,2800
	BT	300 mm	12"	Branch Tee	0,7800
	ExitCon	300 mm	12"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	300 mm	12"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	300 mm	12"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	300 mm	12"	Pipe Entry Sharp	0,5000

(Sumber: *Software Pipe Flow Expert v6.38*)