



TUGAS AKHIR - VM 180629

PERENCANAAN ULANG INSTALASI *RECIRCULATING PUMP* PADA *COOLING WATER* DI BAGIAN *UTILITY* PABRIK 1 PT PETROKIMIA GRESIK

BAGAS RAHADIAN PUTRA
NRP. 10211500000005

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

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2019



TUGAS AKHIR - VM 180629

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI RECIRCULATING
PUMP PADA COOLING WATER DI BAGIAN UTILITY
PABRIK 1 PT PETROKIMIA GRESIK**

**BAGAS RAHADIAN PUTRA
NRP. 1021150000005**

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

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2019**



FINAL PROJECT - VM 180629

**REDESIGN OF RECIRCULATING PUMP
COOLING WATER INSTALATION AT
UTILITY PLANT 1 PT PETROKIMIA
GRESIK**

**BAGAS RAHADIAN PUTRA
COLLEGE NUMBER 10211500000005**

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

**INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Vocation
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2019**

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI
RECIRCULATING PUMP PADA COOLING WATER
DI BAGIAN UTILITY PABRIK 1 PT PETROKIMIA
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 :

BAGAS RAHADIAN PUTRA

NRP. 10211500000005

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir :

Pembimbing



**SURABAYA
JANUARI 2019**

PERENCANAAN ULANG INSTALASI *RECIRCULATING PUMP* PADA *COOLING WATER* DI BAGIAN *UTILITY* PABRIK 1 PT PETROKIMIA GRESIK

Nama Mahasiswa : Bagas Rahadian Putra
NRP : 1021150000005
Jurusan : Dept. Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

Abstrak

Pompa cooling tower pada pabrik 1 utility unit PT Petrokimia Gresik dalam proses resirkulasinya di cooling tower menuju ke kondensor menggunakan fluida air. Industri ini meresirkulasi cooling water sebagai salah satu media pendinginan kondensor, karena pompa ini mampu mendistribusikan fluida dengan kapasitas yang besar.

Pada tugas akhir ini didapatkan perhitungan ulang instalasi dan pemilihan pompa yang sesuai untuk instalasi pompa cooling tower. Perhitungan head, kapasitas, daya pompa dan efisiensi dilakukan secara analitis.

Berdasarkan analisis dan perhitungan ulang, maka didapatkan kapasitas untuk pompa cooling tower dengan kapasitas maksimal 15274,08 m³/jam dengan head efektif instalasi (Heff) sebesar 66,91 m serta didapatkan daya pompa sebesar 1182,39 kW. Sehingga dari hasil perhitungan-perhitungan tersebut dapat dipilih pompa axially split single stage split case model LNN merk Dresser Worthington Pump

Kata kunci : pompa horizontal single stage split case, kapasitas, head, daya.

REDESIGN OF RECIRCULATING PUMP COOLING WATER INSTALATION AT UTILITY PLANT 1 PT PETROKIMIA GRESIK

Student Name : Bagas Rahadian Putra
College Number : 1021150000005
Department : Dept of Mechanical Industry FV-ITS
Academic Advisor : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

Abstrak

Cooling tower pump at the plant 1 utility unit PT Petrokimia Gresik in its recirculation process in the cooling tower to the condenser using water fluid. This industry recirculates cooling water as one of the condenser cooling media, because this pump is able to distribute fluid with a large capacity.

In this final assignment, it is obtained a recalculation of the installation and selection of suitable pumps for cooling tower pump installations. Head calculations, capacity, pump power and efficiency are carried out analytically.

Based on the analysis and recalculation, the capacity for cooling tower pumps with a maximum capacity of 15274.08 m^3/jam is obtained with an effective head installation (He_{ff}) of 66.91 m and the pump power is 1182,39 kW. So from the results of these calculations can be selected a single stage axially split case pump model LNN Worthington Pump Dresser brand

Kata kunci : horizontal single stage split case pump, capacity, head, power.

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kehadirat Allah SWT, tak lupa sholawat dan salam saya ucapkan kepada Rasullullah Muhammad SAW, serta para sahabatnya. Berkat rahmat dan karunia Allah SWT sehingga, penulis buku ini dapat menyelesaikan seluruh pengerjaan tugas akhir dengan judul: **“PERENCANAAN ULANG INSTALASI RECIRCULATING PUMP PADA COOLING WATER DI BAGIAN UTILITY PABRIK 1 PT PETROKIMIA 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 di dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada:

1. **Allah SWT**, karena dengan rahmat-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan tepat waktu.
2. **Alm. Restu Maryanto Hadi dan Sri Redjeki Dwi Hariswati** sebagai orang tua penulis serta seluruh keluarga penulis yang telah memberi dukungan moril dan materil serta do'a yang tak pernah putus selama ini.
3. **Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.** kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS Selaku Dosen pembimbing sekaligus dosen wali yang telah dengan sabar dan telaten memberi bimbingan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
4. **Bapak Ir Suhariyanto MT.** Selaku koordinator Tugas Akhir 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., yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama duduk dibangku kuliah.

6. **Ganggit Rayega dan M Akhsan Nafi** , selaku *partner* dalam pengerjaan tugas akhir ini.
7. Teman-teman kos REGO yang senantiasa saling *mensupport* saat mengerjakan dan menyelesaikan tugas akhir.
8. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2015 terima kasih atas bantuan dan dukungannya.
9. Serta semua pihak yang belum tertulis yang telah berperan dalam pengerjaan laporan ini.

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

Surabaya, Januari 2019

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN JUDUL	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK INDONESIA	iv
ABSTRAK INGGRIS	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penulisan	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat Penulisan	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Tinjauan Umum Pompa.....	5
2.2 Klasifikasi Pompa	5
2.2.1 Pompa <i>Positive Displacement</i>	6
2.2.2 Pompa <i>Non Positive Displacement</i>	8
2.2.2.1 Komponen Pompa Sentrifugal.....	10
2.2.2.2 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal	11
2.2.2.3 <i>Horizontal single stage split case pump</i>	12
2.3 Jenis Aliran Fluida.....	13
2.3.1 Aliran <i>Viscous</i> dan <i>Inviscid</i>	14
2.3.2 Aliran Laminar dan Turbulen.....	15
2.3.3 Aliran <i>Internal</i> dan <i>External</i>	16
2.3.4 Aliran <i>Incompressible</i>	17
2.3.5 Persamaan Kontinuitas	18
2.3.6 Hukum Pertama Termodinamika	19
2.3.7 Tinggi – Tekan (<i>Head</i>)	20
2.3.8 Persamaan Bernoulli	22

2.3.9	<i>Head</i> Efektif Instalasi Pompa	24
2.3.10	<i>Head</i> Statis	25
2.3.11	<i>Head</i> Dinamis.....	28
2.4	<i>Net Positive Suction Head</i> (NPSH)	33
2.4.1	<i>Net Positive Suction Head Available</i> (NPSH _A).....	33
2.4.2	<i>Net Positive Suction Head Required</i> (NPSH _R)	34
2.5	Kurva Karakteristik Pompa	34
2.5.1	Karakteristik Utama.....	34
2.5.2	Karakteristik Kerja.....	35
2.5.3	Karakteristik Universal	36
2.5.4	Titik Operasi Pompa	36
2.6	Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan <i>Head</i> dan Kapasitas	37
2.7	Koreksi performansi untuk zat cair kental.....	38
2.8	Daya Penggerak.....	39
2.8.1	Daya Pompa / Daya Fluida (WHP).....	39
2.8.2	Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller....	40
2.8.3	Daya Poros (P _{shaft}).....	41
2.8.4	Daya Nominal Penggerak Mula.....	42
2.9	Sistem Perpipaan	43
2.9.1	Material Pipa.....	43
2.9.2	Kode dan Standar Pipa.....	44
2.10	Menara Pendingin (<i>cooling Tower</i>)	44
2.10.1	Komponen Menara Pendingin	45
2.10.2	Jenis- jenis Menara Pendingin	46
2.11	Kondensor.....	48
2.11.1	Prinsip kerja kondensor	49
2.11.2	Jenis-jenis kondensor.....	51
2.12	Software <i>Pipe Flow Expert</i>	57
2.12.1	Langkah- langkah pemodelan dan simulasi.....	57
BAB III	METODOLOGI.....	61
3.1	Data-Data Hasil Survei.....	61
3.1.1	Data Pompa dan fluida	61
3.1.2	Data Pipa	61
3.1.3	Data Eksisting <i>Recirculating Pump</i>	63

3.2 Studi Literatur.....	63
3.3 Pengambilan Data.....	64
3.3.1 Studi Literatur	64
3.3.2 Studi Lapangan.....	64
3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida	64
3.5 Perencanaan Gambar	65
3.6 Perhitungan.....	65
3.7 Pemilihan Pompa.....	65
3.8 Kesimpulan.....	65
3.9 Langkah- langkah pembuatan instalasi dengan pipe flow expert	65
3.10 Urutan Pengerjaan menggunakan Flow Chart.....	73
3.10.1 Diagram Alir Perhitungan Manual.....	73
3.10.2 Diagram Alir Pemograman Perhitungan Numerik ...	76
BAB IV PERHITUNGAN	77
4.1 Pengertian Umum.....	77
4.2 Kebutuhan Fluida	77
4.3 Perencanaan Sistem Resirkulasi Air Dari <i>Cooling Tower</i>	77
4.3.1 Perhitungan Head Efektif Pompa Sentrifugal	77
4.3.1.1 Perhitungan Kapasitas dan Diameter <i>Suction</i>	77
4.3.1.2 Perhitungan Kapasitas dan Diameter <i>Discharge</i> Satu Pompa	79
4.3.1.3 Perhitungan Kapasitas dan Diameter <i>Discharge</i> Tiga Pompa	81
4.3.1.4 Perhitungan <i>Head</i> Statis	84
4.3.1.5 Perhitungan <i>Head Loss Mayor</i>	86
4.3.1.6 Perhitungan <i>Head Loss Minor</i>	92
4.3.1.7 Perhitungan <i>Head Loss Total</i>	96
4.3.1.8 Perhitungan <i>Head</i> Dinamis	98
4.3.1.9 Perhitungan <i>Head</i> Efektif Instalasi	98
4.3.1.10 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik	99
4.3.1.10.1 Instalasi Pompa Pada Pipe Flow Expert	99
4.3.2 Perbandingan <i>Heff</i> dan <i>Heff PFE</i>	100
4.3.2.1 Perhitungan <i>Error</i>	101
4.3.3 Perhitungan Daya Fluida.....	101

4.3.3.1 Data Pompa Sentrifugal.....	101
4.3.4 Pemilihan Jenis Impeller.....	102
4.3.5 Perhitungan Daya Poros.....	103
4.3.6 Daya Nominal Penggerak Mula.....	104
4.3.6.1 Data Pompa Sentrifugal.....	105
4.4 Pemilihan Pompa.....	106
4.4.1 Grafik Pemilihan Pompa.....	106
4.4.2 Perhitungan NPSHA.....	108
BAB V KESIMPULAN.....	109
5.1 Kesimpulan.....	109
5.2 Saran.....	110
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi pompa	5
Gambar 2.2 Klasifikasi pompa <i>positive displacement</i>	7
Gambar 2.3 Klasifikasi pompa <i>non positive displacement</i>	8
Gambar 2.4 Bagian pompa sentrifugal	10
Gambar 2.5 Bagian aliran fluida di dalam pompa Sentrifugal	12
Gambar 2.6 Klasifikasi jenis fluida	14
Gambar 2.7 Profil kecepatan aliran memasuki pipa	16
Gambar 2.8 Persamaan kontinuitas dengan volume atur	19
Gambar 2.9 Metode mengukur <i>head</i>	21
Gambar 2.10 Kontrol volume dan koordinat untuk analisis aliran energy yang melewati elbow 90 ⁰	22
Gambar 2.11 <i>Head</i> efektif instalasi	25
Gambar 2.12 Instalasi <i>suction lift</i>	27
Gambar 2.13 Instalasi <i>suction head</i>	28
Gambar 2.14 <i>Moody Diagram</i>	31
Gambar 2.15 Karakteristik utama	35
Gambar 2.16 Karakteristik kerja	35
Gambar 2.17 Karakteristik universal	36
Gambar 2.18 Titik operasi pompa	37
Gambar 2.19 Daerah kerja beberapa jenis konstruksi pompa..	38
Gambar 2.20 Koreksi performansi untuk zat cair kental	39
Gambar 2.21 Putaran spesifik dan bentuk <i>impeller</i>	40
Gambar 2.22 Efisiensi standar pompa	41
Gambar 2.23 Diagram skematik sistem menara pendingin....	45
Gambar 2.24 Menara pendingin <i>natural draft</i>	47
Gambar 2.25 Menara pendingin <i>mechanical draft</i>	48
Gambar 2.26 Cara Kerja Kondensor.....	49
Gambar 2.27 Surface Horizontal Condenser	50
Gambar 2.28 Vacuum System Surface Vertical Condensor ...	51
Gambar 2.29 Air Cooled Condenser	52
Gambar 2.30 Shell and Tube Condensor	53
Gambar 2.31 Shell and Coil Condenser	55

Gambar 2.32 Tube Tubes Condenser.....	56
Gambar 2.33 Evaporatif Condenser.....	57
Gambar 2.34 Recirculating Water Pipe Flow Expert.....	59
Gambar 3.1 Skema <i>Recirculating Water</i> di Pabrik 1.....	63
Gambar 3.2 Memilih satuan.....	66
Gambar 3.3 Menggambar instalasi pipa.....	67
Gambar 3.4 Memilih diameter NPS.....	68
Gambar 3.5 Memilih fluida dan temperatur.....	69
Gambar 3.6 Memilih <i>fitting</i>	70
Gambar 3.7 Mengubah kondisi batas reservoir.....	70
Gambar 3.8 Menambahkan pompa.....	71
Gambar 3.9 Perhitungan.....	72
Gambar 3.10 Hasil perhitungan.....	73
Gambar 3.11 Diagram alir perhitungan manual.....	75
Gambar 3.12 Diagram alir pemrograman <i>pipe flow expert</i>	76
Gambar 4.1 Skema Sederhana Instalasi Cooling Tower.....	84
Gambar 4.2 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms.excel</i> Pipa <i>Suction</i>	87
Gambar 4.3 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> Pipa <i>discharge</i> Ukuran 32 <i>inch</i>	89
Gambar 4.4 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms.excel</i> Pipa <i>Discharge</i> Ukuran 48 <i>inch</i>	92
Gambar 4.5 Instalasi Pompa Sentrifugal dengan Menggunakan <i>Pipe Flow Expert</i>	99
Gambar 4.6 Hasil Setelah di Calculate.....	100
Gambar 4.7 Putaran Spesifik Impeller.....	103
Gambar 4.8 Grafik Pemilihan Pompa.....	106
Gambar 4.9 Grafik Performa Pompa <i>Dresser Worthington</i>	107

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai koefisien (k) berbagai jenis <i>fitting</i>	33
Tabel 2.2 Faktor cadangan.....	42
Tabel 2.3 Efisiensi transmisi.....	42
Tabel 3.1 <i>Fitting</i> pada pipa <i>suction</i>	62
Tbale 3.2 <i>Fitting</i> pada pipa <i>discharge</i>	62
Tabel 3.3 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ..	64
Tabel 4.1 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ...	78
Tabel 4.2 <i>Head loss minor</i> pipa <i>suction</i>	93
Tabel 4.3 <i>Head loss minor</i> pipa <i>discharge</i> ukuran 32”.....	94
Tabel 4.4 <i>Head loss minor</i> pipa <i>discharge</i> ukuran 48”.....	96
Tabel 4.4 Perhitungan <i>head loss</i>	97
Tabel 4.5 Faktor cadangan.....	105
Tabel 4.6 Efisiensi transmisi.....	105

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pompa memiliki peran untuk memindahkan cairan (fluida) dari permukaan yang rendah ke permukaan yang lebih tinggi, melalui media pipa (saluran) karena perbedaan tekanan antara bagian hisap (*suction*) dan bagian tekan (*discharge*). Banyak jenis pompa yang digunakan diberbagai industri, salah satunya yaitu pompa sentrifugal. Pemilihan pompa sentrifugal khususnya pada industri PT Petrokimia Gresik memiliki peran yang sangat penting, terutama untuk memindahkan fluida kerja berupa air yang bertemperatur 33°C dari *cooling tower* menuju *kondensor* dan kembali lagi ke *cooling tower*. Dalam proses ini pompa berfungsi untuk meresirkulasikan fluida agar temperaturnya mengalami penurunan.

Pompa ini memiliki karakteristik yang berbeda dengan pompa air, sehingga diperlukan pemilihan pompa yang sesuai dengan kebutuhan untuk mengatasi tahanan, ketinggian, dan kerugian tekanan disepanjang instalasi sistem perpipaan. Hal-hal yang sering terjadi pada perencanaan instalasi pipa adalah tidak diketahuinya laju aliran dan kerugian-kerugian tekanan yang terjadi disetiap pipa. Sehingga mengakibatkan pendistribusian fluida kerja yang tidak merata dan distribusi tekanan yang berbeda disetiap pipa.

Mengingat perhitungan laju aliran dan kerugian tekanan yang terjadi di setiap pipa dalam instalasi sistem perpipaan sangat penting, maka penulis tertarik untuk menganalisa instalasi pompa di industri PT Petrokimia Gresik. Hasil yang nantinya didapat diharapkan dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam perancangan sistem pendistribusian fluida dari *cooling tower* menuju *kondensor* dan kembali lagi ke *cooling tower* untuk pengembangan industri PT Petrokimia Gresik dalam menunjang hasil produksinya.

1.2 Perumusan Masalah

Adapun rumusan masalah yang dapat diberikan dari latar belakang adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana cara menentukan diameter pipa dan jenis pipa pada instalasi pompa.
2. Bagaimana cara menentukan *head* efektif instalasi pompa.
3. Bagaimana cara menentukan daya yang dibutuhkan pompa.
4. Bagaimana cara membandingkan perhitungan manual dengan perhitungan numerik yang menggunakan *software pipe flow expert*.

1.3 Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Memperhitungkan diameter pipa dan jenis pipa sesuai dengan kecepatan aliran yang sebenarnya.
2. Menghitung *head* efektif instalasi pompa.
3. Memilih pompa beserta daya yang dibutuhkan.
4. Membandingkan antara perhitungan analitis dan numerik yang menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Pembahasan hanya pada perencanaan ulang instalasi pompa di industri PT Petrokimia Gresik.
2. Fluida kerja dalam proses adalah fluida jenis air (H_2O) dengan suhu $33^{\circ}C$.
3. Kapasitas yang dihasilkan pompa sentrifugal adalah $15274,08 \text{ m}^3/\text{jam}$.
4. Kondisi *steady state*, aliran *incompressible*.

5. Perpindahan panas selama proses pemompaan diabaikan.
6. Pembahasan membandingkan antara perhitungan manual dan perhitungan numerik menggunakan *software Pipe Flow Expert*.

1.5 Manfaat Penulisan

Dengan dilakukannya perancangan instalasi pompa ini diharapkan :

1. Didapatkan jenis pompa yang sesuai dengan keperluan operasi instalasi pompa sentrifugal.
2. Menambah pengetahuan bagi penulis dan pembaca tuhas akhir ini tentang pompa sentrifugal.
3. Menambah perbendaharaan tugas akhir mengenai pemilihan pompa sentrifugal.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan tugas akhir ini terbagi menjadi beberapa bab yang dapat dijabarkan sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

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

BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, teori *internal flow*, *head loss*, *head efektif* instalasi, kurva karakteristik pompa dan pengenalan *Software Pipe Flow Expert*.

BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dari survei di lapangan dan diagram alir, perhitungan manual serta perhitungan numerik menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

BAB IV PERHITUNGAN

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan sistem perpipaan, *head loss*, *head efektif* instalasi, daya, efisiensi, dan pemilihan pompa.

BAB V PENUTUP

Berisikan penarikan kesimpulan dan pemberian saran. Kesimpulan memuat pernyataan singkat dan tepat dari hasil perhitungan dan pembahasan. Saran memuat masukan-masukan yang bermanfaat dan sebagai tinjauan untuk perancangan atau perhitungan berikutnya.

LAMPIRAN

BAB II DASAR TEORI

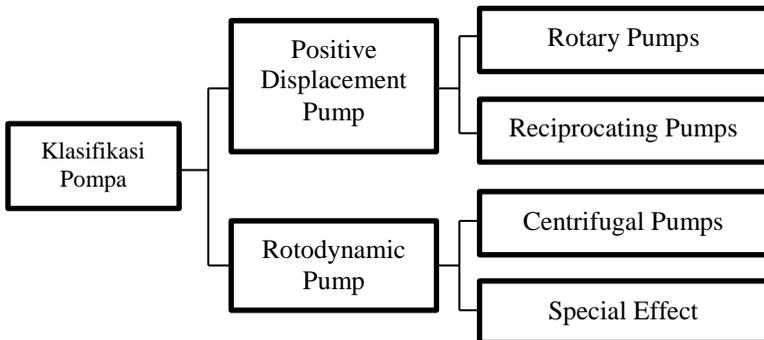
2.1 Tinjauan Umum Pompa

Pompa digunakan untuk menaikkan cairan dari permukaan yang rendah ke permukaan yang lebih tinggi atau memindahkan cairan dari tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi karena perbedaan energi.

Dalam kerjanya, pompa akan mentransfer energi mekanis dari suatu sumber energi luar (motor listrik, motor bensin/ diesel, turbin uap, turbin gas maupun tenaga angin) untuk dipindahkan ke fluida kerja. Dalam dunia industri, pompa merupakan sarana untuk mentransfer bahan mentah dan bahan setengah jadi. Selain itu pompa juga digunakan sebagai sarana sirkulasi fluida atau injeksi bahan adiktif untuk keperluan-keperluan proses produksi.

2.2 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan cara mentransfer fluida dari pipa hisap (*suction*) ke pipa tekan (*discharge*) maka pompa dibagi menjadi dua kelompok, yaitu pompa *Positive Displacement* dan pompa *Non Positive Displacement*.



Gambar 2.1 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Cara Memindahkan Fluida

2.2.1 Pompa Perpindahan Positif (*Positive Displacement*)

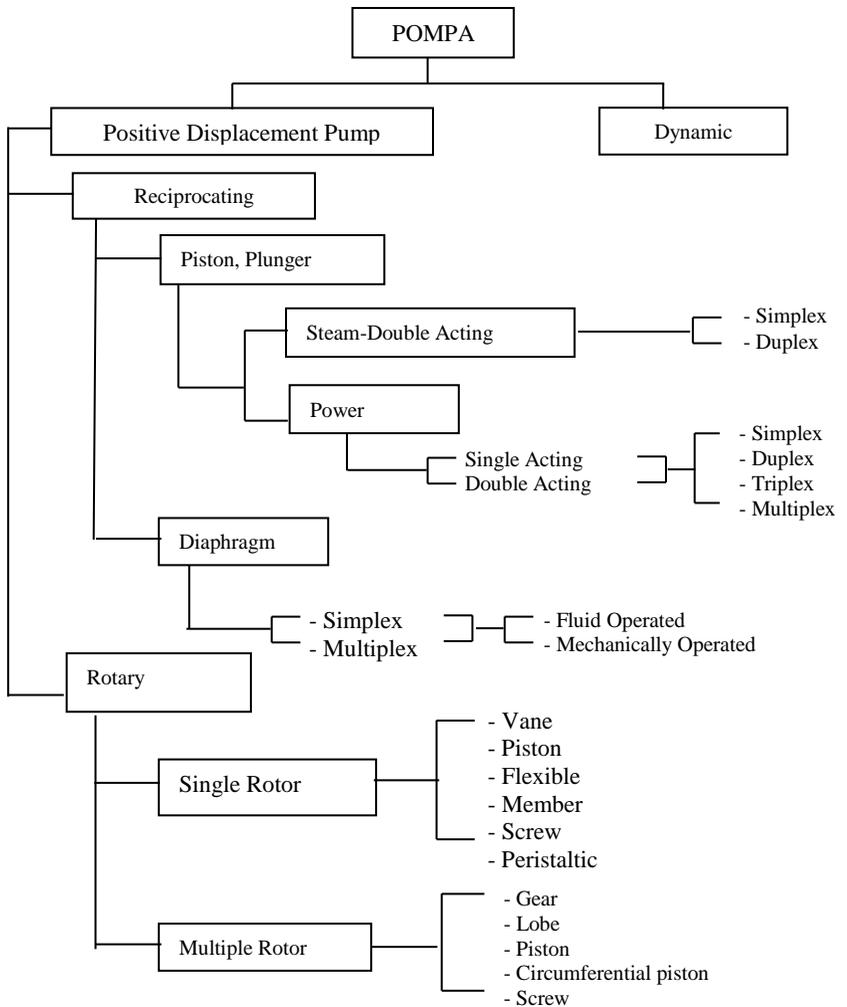
Pompa perpindahan positif (*positive displacement*) adalah suatu pompa yang memindahkan cairan dengan memanfaatkan gerakan mekanik dari *plunger*, *piston*, diafragma, roda gigi, dan lain-lain.

Perpindahan zat cair karena perubahan volume ruang kerja pompa yang diakibatkan oleh gerakan elemen pompa yaitu maju – mundur (*reciprocating*) atau berputar (*rotary*). Dengan perubahan volume tersebut maka zat cair pada bagian keluar (*discharge*) mempunyai tekanan yang lebih besar dibanding pada bagian masuk (*suction*) dan konsekuensinya kapasitas yang dihasilkan sesuai volume yang dipindahkan.

Adapun ciri-ciri dari pompa *positive displacement* adalah sebagai berikut :

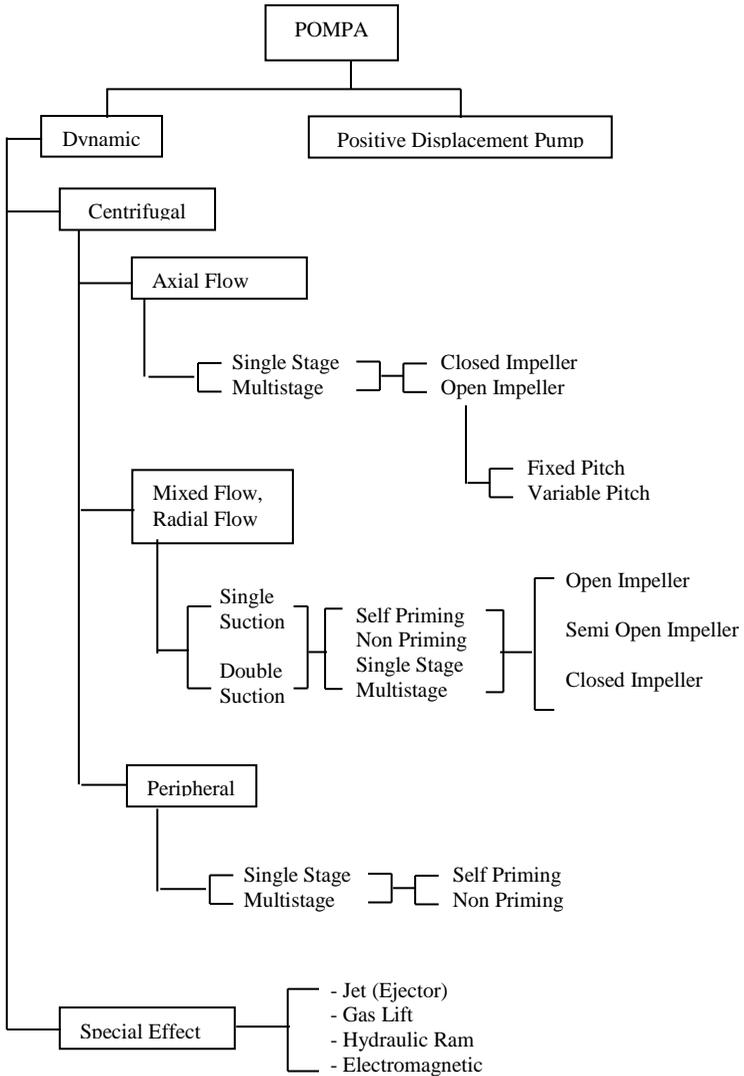
1. *Head* yang dihasilkan relative lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada *suction* yang kering, sehingga tidak memerlukan proses *priming* pada awal operasi atau menjalankan pompa.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* dibagi menjadi dua, yaitu pompa *reciprocating* dan pompa *rotary* . Berikut ini adalah klasifikasi atau jenis pompa *positive displacement* dan masing-masing contoh pompanya.



Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa *Positive Displacement*

2.2.2 Pompa Non Positive Displacement



Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa Non Positive Displacement

Pada pompa *non positive displacement*, volume ruang kerjanya tidak berubah. Dalam hal ini, energi yang dipindahkan ke fluida kerja adalah energi kinetik, sehingga pemindahan fluida terjadi karena perubahan kecepatan. Yang termasuk dalam pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut :

a. *Special effect pump* (Ejector)

Prinsip kerja pompa ejector adalah mampu merubah energi statis menjadi energi kinetis atau kebalikannya. Kondisi vakum yang terjadi pada ruang inlet pompa jet diperlukan untuk menarik cairan yang dipompa kedalam ruang inlet tersebut. Kevakuman dihasilkan oleh aliran searah dari fluida penggerak (*actuating fluid*).

b. Pompa Sentrifugal (Radial)

Pompa Sentrifugal (Radial) adalah suatu pompa yang memindahkan cairan dengan memanfaatkan gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh putaran impeler. Pompa sentrifugal mengubah energi kecepatan menjadi energi tekanan. Semakin cepat putaran pompanya maka akan semakin tinggi tekanan (*head*) yang dihasilkan.

Berdasarkan arah alirannya, dibedakan menjadi tiga kelompok yaitu :

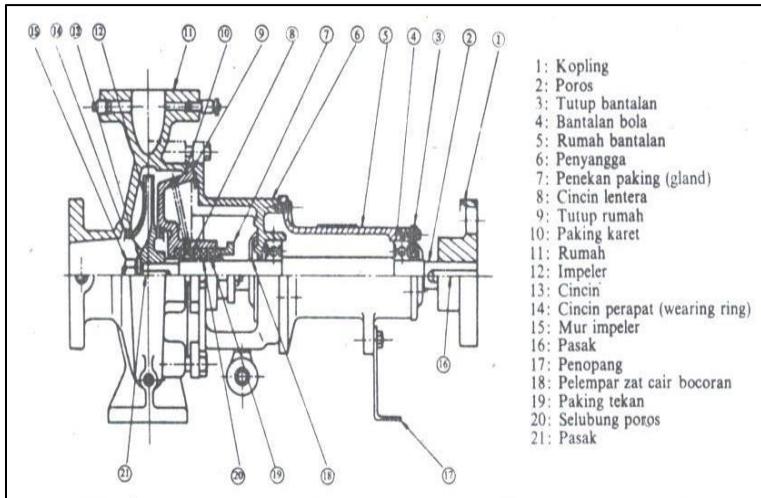
1. Pompa aliran aksial (*Axial Flow*)
2. Pompa aliran radial (*Radial Flow*)
3. Pompa aliran gabungan (*Mixed Flow*)

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 dengan air sampai dengan *impeller* pompa.

2.2.2.1 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*).



Gambar 2.4 Bagian Pompa Sentrifugal

Pada umumnya, bagian pompa sentrifugal terdiri dari :

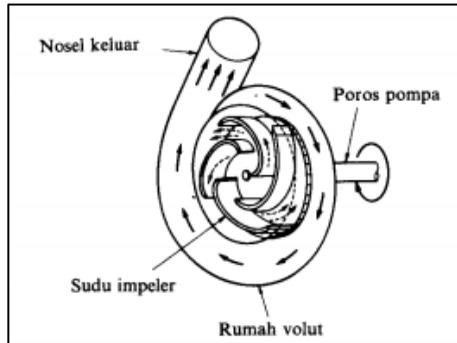
- *Impeller* : untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari 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 putar 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.

2.2.2.2 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Prinsip kerja pompa sentrifugal yaitu dengan adanya putaran impeller, partikel-partikel fluida yang berada dalam *impeller* digerakkan dari *inlet suction* yang bertekanan vakum 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*. Lihat Gambar 2.5, *discharge nozzle* dibentuk seperti suatu kerucut sehingga kecepatan aliran yang tinggi dari impeller secara bertahap turun. Kerucut ini disebut difuser (*diffuser*). Pada penurunan kecepatan di dalam *diffuser*, energi kecepatan pada aliran cairan diubah menjadi energi tekanan.

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



Gambar 2.5 Bagian Aliran Fluida di Dalam Pompa Sentrifugal

2.2.2.3 Horizontal Single Stage Split Case Pump Model 24 LN 41

Pompa ini mempunyai spesifikasi (kapasitas/ debit, total head dan daya) yang jauh lebih besar di bandingkan dengan pompa *centrifugal end suction*. Pompa *horizontal split case* akan dipakai apabila kapasitas dari pompa *centrifugal end suction* sudah tidak bias memenuhi lagi.

Pompa jenis ini sering digunakan untuk memindahkan air dalam jumlah debit yang sangat besar. Perawatan jenis pompa *horizontal split case* lebih mudah dibandingkan dengan *centrifugal end suction* karena posisi *body* pompa yang menyerupai cangkang, apabila terjadi kerusakan tidak perlu membuka bagian *suction* dan *discharge* tetapi cukup membuka baut yang ada di *body* pompa tersebut.

Keuntungan pompa sentrifugal 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, mudah perawatannya dan dapat digunakan untuk suhu tinggi.
4. Karena tidak terjadi gesekan antara *impeller* dan casingnya sehingga keausannya lebih kecil.
5. Pengoperasiannya, pada putaran tinggi dapat dihubungkan langsung dengan motor penggeraknya.

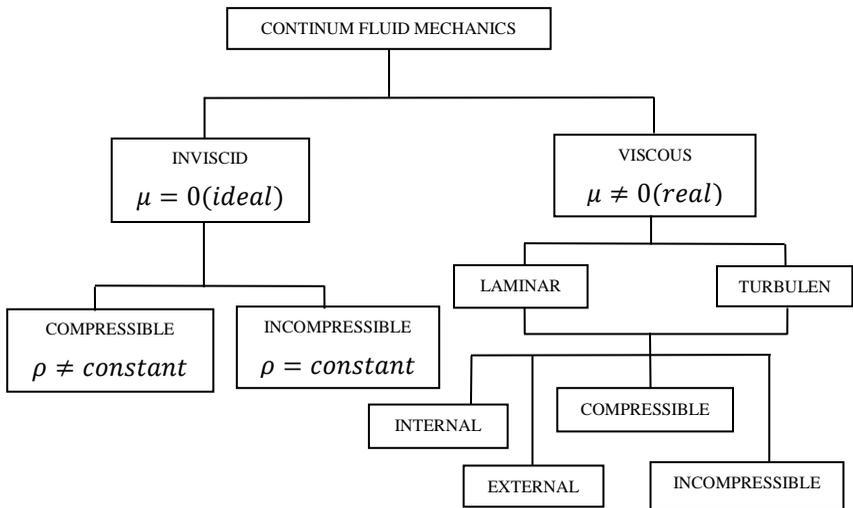
Kerugian Pompa Centrifugal adalah sebagai berikut.

1. Untuk kapasitas kecil dan *head* yang besar, efisiensinya lebih kecil.
2. Untuk pompa dengan *head* yang tinggi dan kapasitas rendah sulit dibuat, terkecuali dibuat dengan tingkat yang lebih banyak (*multistage pump*)

2.3. Jenis Aliran Fluida

Aliran fluida dapat dibedakan menjadi aliran *inviscid* dan *viscous*. Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis, maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, berarti kita harus mengansumsikan *fluida* yang “*continuum*”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties fluida* merupakan suatu fungsi dari kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties fluida* ini, maka akan berpengaruh pada unjuk kerja pompa karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Aliran fluida pada umumnya diklasifikasikan sebagai berikut :



Gambar 2.6 Klasifikasi Jenis Fluida

2.3.1. Aliran *Viscous* dan *inviscid*

Aliran *viscous* adalah aliran dari suatu fluida yang mempunyai kekentalan atau viscous ($\mu > 0$). Dalam aliran ini pengaruh tegangan geser sangat besar. Viskositas fluida sangat berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding saluran tersebut. Viskositas dinyatakan dalam dua bentuk yaitu :

- 1) Viskositas Dinamik (μ)

Merupakan perbandingan tegangan geser dengan laju perubahannya, besarnya viskositas dinamik untuk air bervariasi sesuai dengan temperturnya.

- 2) Viskositas Kinematik (ν)

Merupakan perbandingan viskositas dinamik (μ) terhadap kerapatan (densitas) massa (ρ), $\nu = \frac{\mu}{\rho}$. Viskositas kinematik muncul dalam banyak penerapan, misalnya dalam bilangan Reynolds yang tanpa dimensi.

Aliran *inviscid* adalah aliran dari suatu fluida yang tidak mempunyai kekentalan. Tegangan geser pada aliran ini tidak

berpengaruh. Mengingat semua fluida memiliki kekentalan, maka tipe aliran ini hanya dapat dianalisis secara teoritis, yakni pada daerah (*boundry layer*).

2.3.2. Aliran *Laminer* dan *Turbulen*

Aliran suatu *fluida* dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Aliran *laminar* yaitu 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.

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

$$Re = \frac{\bar{V}.D}{\nu}$$

Dimana :

Re = bilangan *Reynold*

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

D = diameter dalam pipa (m)

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

Bila : Re ≤ 2300, aliran bersifat *laminar*

2300 ≤ Re ≤ 4000, aliran bersifat *transisi*

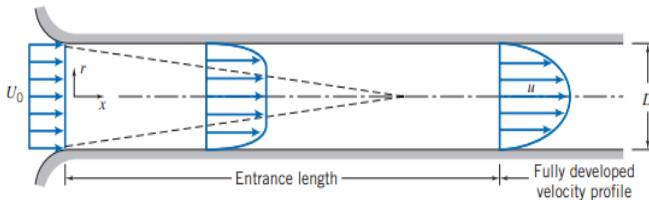
Re ≥ 4000, aliran bersifat *turbulen*

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

2.3.3. Aliran *Internal dan eksternal*

Aliran *internal* adalah aliran *fluida* yang mengalir 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.



Gambar 2.7 Profil Kecepatan Aliran Memasuki Pipa

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 2.7.

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*)

$$Q = A\bar{V} = AU_0, \text{ dimana } \bar{V} = U_0$$

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.

2.3.4. Aliran *Incompressible*

Aliran Inkompresibel adalah aliran dimana perubahan massa jenis fluida (ρ) sepanjang medan aliran adalah kecil (relative konstan).

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

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

Dimana :

M = bilangan Mach

\bar{v} = Kecepatan rata-rata aliran

c = Kecepatan rambat bunyi local

Apabila :

$M < 0,3$ dikatakan aliran *incompressible*

$M > 0,3$ dikatakan aliran *compressible*

2.3.5 Persamaan Kontinuitas

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

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

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,

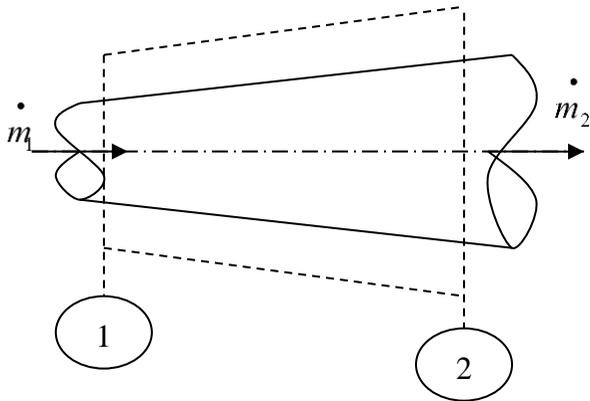
$$0 = \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan mengintegalkan 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

$$\begin{matrix} \bullet & \bullet \\ m_1 & = & m_2 \end{matrix}$$



Gambar 2.8 Persamaan Kontinuitas dengan Volume Atur

Dimana :

ρ = density (kg/m³)

V = Kecepatan aliran fluida (m/s)

A = Luas penampang (m²)

2.3.6 Hukum Pertama Termodinamika

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

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

Dari persamaan tersebut didapat :

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

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 :

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

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

2.3.7 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 :

a. *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).

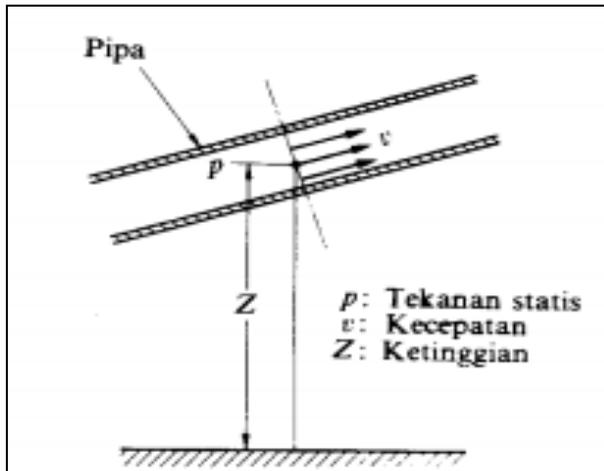
b. *Head* Kecepatan / Kinetik

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

c. *Head* Tekanan

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

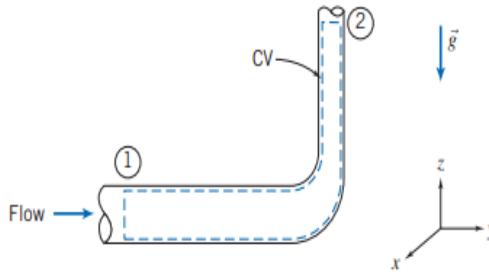
Energi mekanik total adalah energi *fluida* yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (*Z*) yang dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan. Berikut ini adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (*Head*) yang dimiliki aliran :



Gambar 2.9 Metode Mengukur *Head*

2.3.8 Persamaan Bernoulli

Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan Hukum Termodinamika I



Gambar 2.10 Kontrol Volume dan Koordinat untuk Analisis Aliran Energi yang Melewati Elbow 90°

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

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

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 di atas, maka persamaan 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).

Maka persamaan menjadi :

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

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

$$\left(\frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2 \cdot g} + z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2 \cdot g} + z_1 \right) = \text{Head}$$

Dengan asumsi aliran *turbulen* ($\alpha = 1$) pada tiap penampang, maka :

$$\alpha_2 = \alpha_1 = 0$$

Sehingga persamaan menjadi,

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

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

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

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 :

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

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

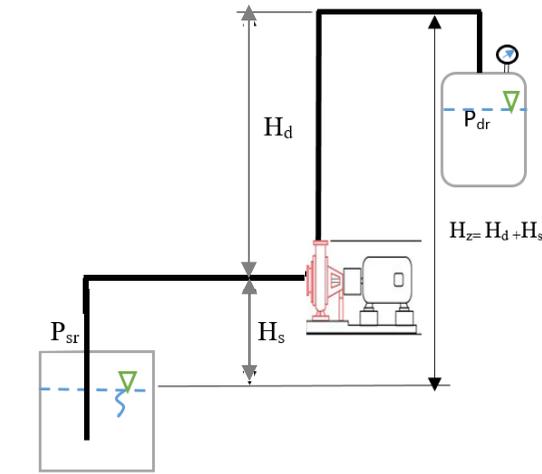
2.3.9 Head Efektif Instalasi Pompa

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 :

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

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



Gambar 2.11 *Head* Efektif Instalasi

2.3.10. *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.

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

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*.

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

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. *Head ketinggian (Elevation Head)*

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

$$H_z = H_d + H_s$$

Dimana :

$H_z = \text{Head elevasi (m)}$

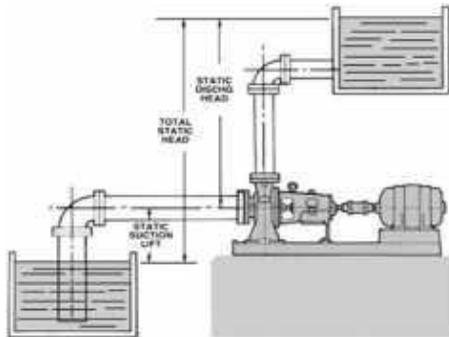
$H_d = \text{jarak / ketinggian sisi discharge (m)}$

$H_s = \text{jarak / ketinggian sisi suction (m)}$

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 2.12 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.

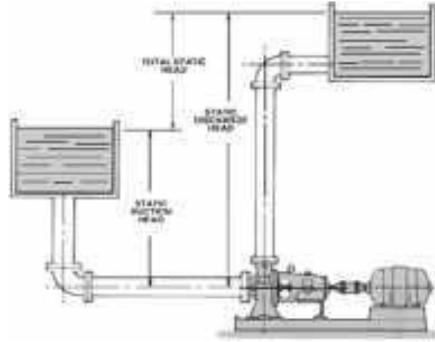


Gambar 2.12 Instalasi *Suction Lift*

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 2.13 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 2.13 Instalasi *Suction Head*

2.3.11 *Head* Dinamis

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

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

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 :

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

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 :

$$\sum H_{LT} = H_l + \sum H_{lm}$$

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

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

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g}$$

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 :

$$f = \frac{64}{Re}$$

Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi :

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

Blasius : $f = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$

untuk $3000 \leq Re \leq 100000$

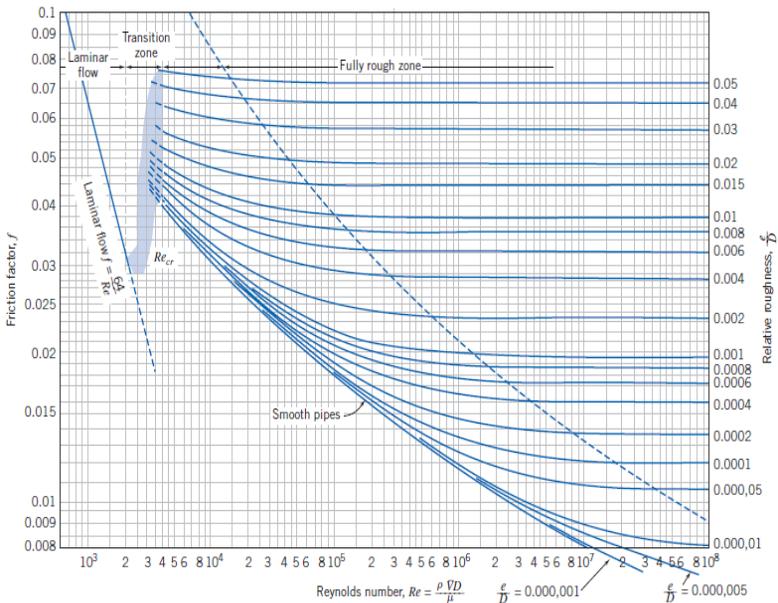
- b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan reynold dengan faktor gesekan :

Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right)$$

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 2.14 Moody Diagram

2.b) **Head Loss Minor**

Selain kerugian *head loss mayor*, juga terdapat kerugian energi karena perubahan menampang pipa, entrance, sambungan, elbow, katup, dan asesoris perpipaan lainnya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya kerugian minor, yaitu :

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Dimana :

V^2 = 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:

$$K = f \cdot \frac{L_e}{D}$$

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Tabel 2.1 Nilai koefisien (k) berbagai jenis fitting
(Sumber: *Pipe Flow expert*)

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P2, Steel (ANSI), 800 mm, JD=787,400 mm (Pipe Id: 2)						
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	Gate	800 mm	32"	Gate Valve	0.1000	1
	LiftCh	800 mm	32"	Lift Check Valve	7.2000	1

Total K = 7.30

Save Clear Cancel

Fittings: Pipe Size 800 mm 32" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	800 mm	32"	Standard Bend	0.3600
	LB	800 mm	32"	Long Bend	0.1900
	PB	800 mm	32"	Pipe Bend	0.1700
	E45	800 mm	32"	Elbow 45 deg.	0.1900
	RB	800 mm	32"	Return Bend	0.6000
	MB45	800 mm	32"	Mitre Bend 45 deg.	0.1800
	MB90	800 mm	32"	Mitre Bend 90 deg.	0.7200
	Gate	800 mm	32"	Gate Valve	0.1000
	Globe	800 mm	32"	Globe Valve	4.1000
	Angle	800 mm	32"	Globe Valve Angled	1.8000
	Plug	800 mm	32"	Plug Valve Straightway	0.2200
	Bfly	800 mm	32"	Butterfly Valve	0.3000
	BallFB	800 mm	32"	Ball Valve Full Bore	0.0300
	LiftCh	800 mm	32"	Lift Check Valve	7.2000
	AngleCh	800 mm	32"	Lift Check Valve Angled	0.6600
	SwCh	800 mm	32"	Swing Check Valve	1.2000
	TiltCh	800 mm	32"	Tilting Disk Check	0.7200

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

Calculate K value

- entrance rounded
- gradual enlargement
- gradual contraction
- sudden enlargement
- sudden contraction
- long pipe bend

Create new fitting Remove entry

2.4 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction Head (NPSH) merupakan selisih antara *total suction head* absolut dengan *vapour pressure* absolute. Nilai NPSH harus selalu positif dan dinyatakan dalam ft atau m cairan yang dipompa. NPSH ini dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap terjadinya kavitasi.

2.4.1 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

reservoar (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)

2.4.2 *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 :

$$NPSH_A > NPSH_R$$

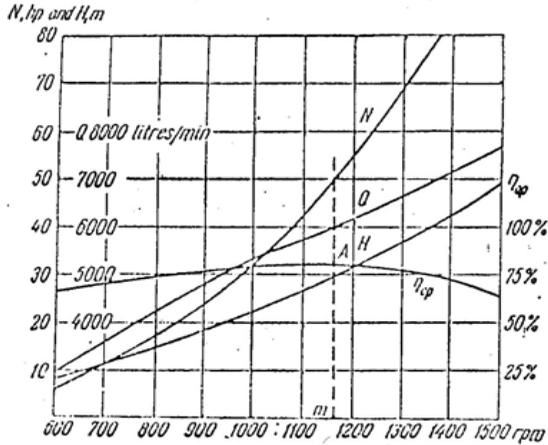
2.5 **Kurva Karakteristik Pompa**

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 :

2.5.1 **Karakteristik Utama**

Merupakan kurva karakteristik yang menunjukkan hubungan *head* dan kapasitas dengan perubahan putaran-putaran

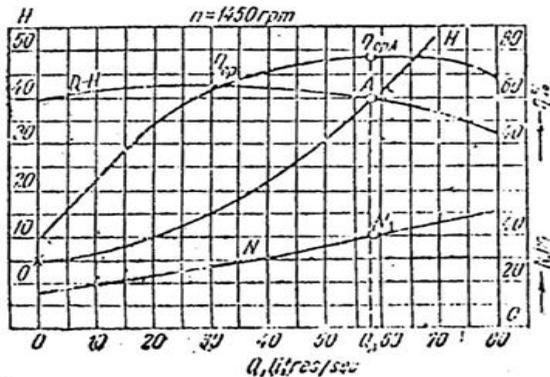
pompa yang dapat menyebabkan perubahan kecepatan impeller. Di bawah ini adalah grafik karakteristik utama :



Gambar 2.15 Karakteristik Utama

2.5.2 Karakteristik Kerja

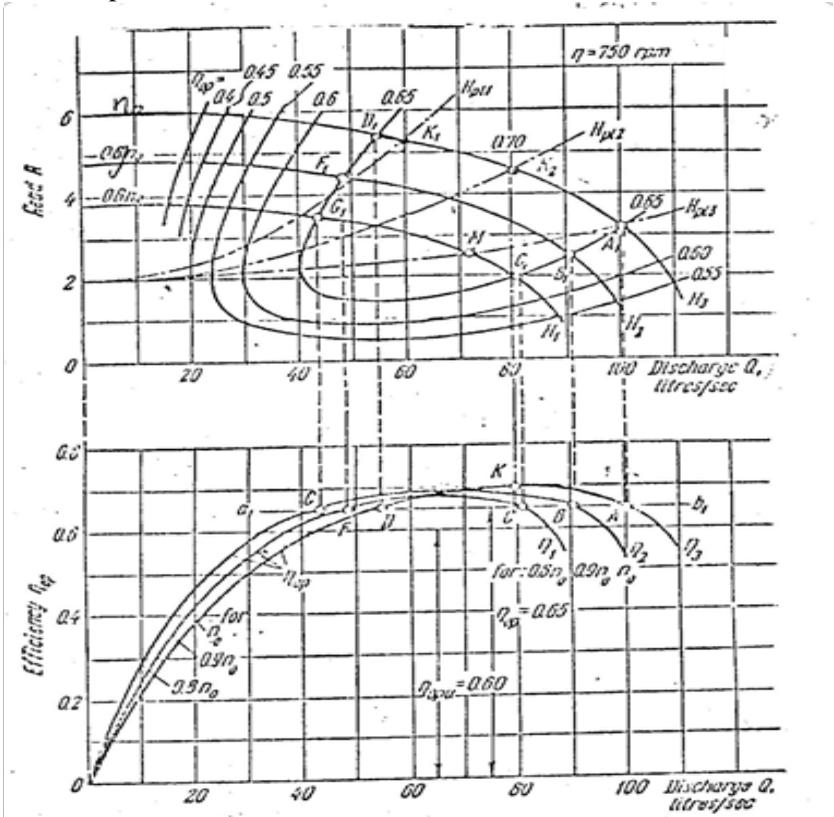
Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeller (putaran pompa) yang konstan. Kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan membuka/menutup valve-valve yang ada agar bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas (Q) fungsi head.



Gambar 2.16 Karakteristik Kerja

2.5.3 Karakteristik Universal

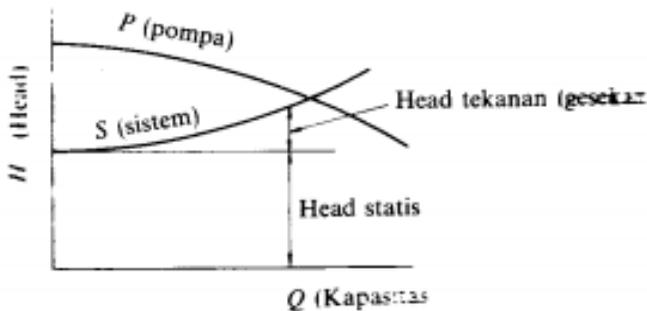
Adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.



Gambar 2.17 Karakteristik Universal

2.5.4 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 2.18 .

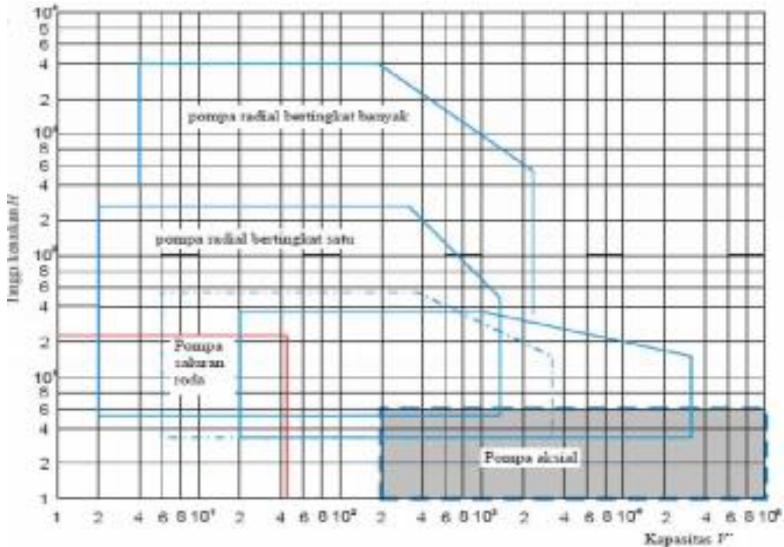


Gambar 2.18 Titik Operasi Pompa

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.

2.6 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 2.19 Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa

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*).

2.7 Koreksi Performansi untuk Zat Cair Kental

Jika pompa dipakai untuk memompa zat cair yang mempunyai viskositas lebih tinggi dari pada air, maka performansi pompa akan menurun. Jika spesifikasi pompa telah ditentukan atas dasar zat cair yang akan dipompa, maka dalam pemilihan sebuah pompa perlu dicari spesifikasi yang sesuai untuk mengoprasikan pompa yang sama dengan air bersih. Dimana kapasitas, head total pompa, dan perbandingan reduksi C_Q , C_H , dan C dari efisiensi pompa harus ditentukan lebih dahulu

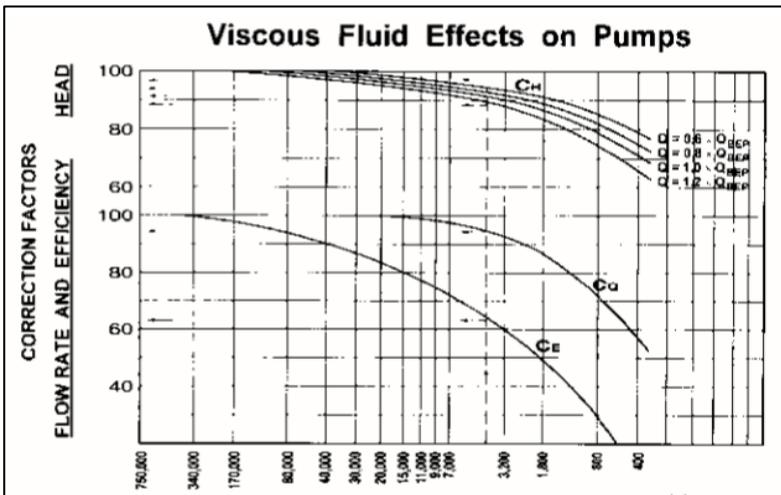
menurut gambar 2.20. Selanjutnya hubungan antara spesifikasi – spesifikasi dapat diperoleh dari persamaan berikut :

$$Q_0 = C_Q Q_w$$

$$H_0 = C_H H_w$$

$$\eta_0 = C_\eta \eta_w$$

Disini Q , H , dan η menyatakan kapasitas, head total pompa. Index w dan 0 menyatakan "air bersih" dan "zat cair kental". Satuan viskositas 1 Centistokes = 10^{-2} stokes = 10^{-6} m²/s.



Gambar 2.20 Koreksi Performansi untuk Zat Cair Kental

2.8 Daya Penggerak

2.8.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)

Daya fluida adalah kenaikan energi aliran fluida yang mengalir melalui pompa per satuan waktu yang akan dapat dihitung menggunakan persamaan:

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

Dimana :

WHP = Daya Pompa (watt)

γ = Berat spesifik fluida (N/m³)

Q_{act} = Kapasitas Aktual Pompa (m³/s)

H = Head pompa (m)

2.8.2 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*)

$$n_s = n \times \sqrt{\frac{\rho_{fluid}}{75}} \times \frac{n\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

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		
$n_{st} = 40-80$	$n_{st} = 80-150$	$n_{st} = 150-300$	$n_{st} = 300-600$	$n_{st} = 600-2000$
$\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 2.21 Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

2.8.3 Daya Poros (P_{shaft})

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

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

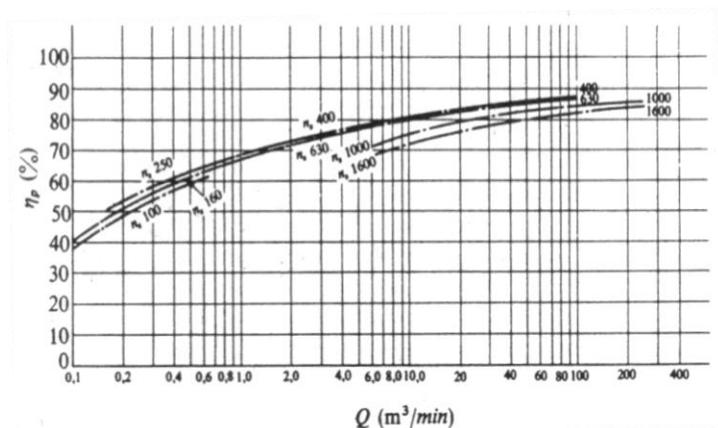
Dimana :

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 2.22 Efisiensi Standar Pompa

2.8.4 Daya Nominal Penggerak Mula

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

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

Dimana :

P_m : Daya Nominal Penggerak Mula (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

Jenis Penggerak Mula	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

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

2.9 Sistem Perpipaan

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

2.9.1 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.

e. HDPE (High Density Polyethylene)

Jenis pipa ini dalam dunia industri biasanya dipakai untuk memompakan bahan kimia, karena pipa HDPE memiliki kekuatan tensil dan gaya antar molekul yang tinggi. Pipa HDPE juga lebih keras dan bisa bertahan pada temperatur tinggi (80°C).

Dalam analisa dan keadaan dilapangan, instalasi pompa di industri kosmetik menggunakan bahan *Galvanized Iron* dengan diameter *suction* 12 inch dan diameter *discharge* 8 inch yang mempunyai temperatur kerja 40°C.

2.9.2 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) JIS (Japanesse Industrial Standard)
- MSS (Manufacturers Standardization Society)
- JIS (Japanese Industrial Standard)

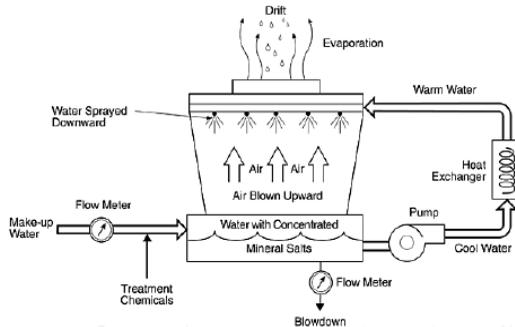
Untuk kode dan standar yang nasional adalah:

- SNI (Standar Nasional Indonesia)

2.10 Menara Pendingin (*cooling tower*)

Menara pendingin merupakan suatu peralatan yang digunakan untuk menurunkan suhu aliran air dengan cara mengekstraksi panas dari air dan mengemisikannya ke atmosfer. Menara pendingin menggunakan penguapan dimana sebagian air

diupkan ke aliran udara yang bergerak dan kemudian dibuang ke atmosfer. Proses skematik menara pendingin dapat dilihat pada gambar 2.23 dibawah ini :



Gambar 2.23 Diagram Skematik Sistem Menara Pendingin

2.10.1 Komponen Menara pendingin

Menara pendingin memiliki beberapa komponen dasar dalam menunjang sistem kerjanya, yaitu :

a. *Rangka dan wadah.*

Hampir semua menara memiliki rangka berstruktur yang menunjang tutup luar (wadah/*casing*), motor, fan, dan komponen lainnya. Dengan rancangan yang lebih kecil, seperti unit *fiber glass*, wadahnya dapat menjadi rangka.

b. *Bahan Pengisi.*

Hampir seluruh menara menggunakan bahan pengisi (terbuat dari plastik atau kayu) untuk memfasilitasi perpindahan panas dengan memaksimalkan kontak udara dan air.

c. *Drift eliminators.*

Alat ini menangkap tetes-tetes air yang terjebak dalam aliran udara supaya tidak hilang ke atmosfer.

d. *Saluran udara masuk.*

Ini merupakan titik masuk bagi udara menuju menara. Saluran masuk bisa berada pada seluruh sisi menara (desain aliran melintang) atau berada dibagian bawah menara (desain aliran berlawanan arah).

e. *Louvers*.

Pada umumnya, menara dengan aliran silang memiliki saluran masuk *louvers*. Kegunaan *louvers* adalah untuk menyamakan aliran udara ke bahan pengisi dan menahan air dalam menara. Beberapa desain menara aliran berlawanan arah tidak memerlukan *louver*.

f. *Nosel*.

Alat ini menyembrotkan air untuk membasahi bahan pengisi. Distribusi air yang seragam pada puncak bahan pengisi adalah penting untuk mendapatkan pembasahan yang benar dari seluruh permukaan bahan pengisi. Nosel dapat dipasang dan menyembrot dengan pola bundar atau segi empat, atau dapat menjadi bagian dari rakitan yang berputar seperti pada menara dengan beberapa potongan lintang yang memutar.

g. *Fan*.

Fan aksial dan sentrifugal keduanya digunakan dalam menara. Umumnya fan dengan *propeller* digunakan pada menara *induced draft* dan baik fan *propeller* dan sentrifugal dua-duanya ditemukan dalam menara *forced draft*. Tergantung pada ukurannya, jenis fan *propeller* yang digunakan sudah dipasang tetap atau dengan dapat diubah/ diatur.

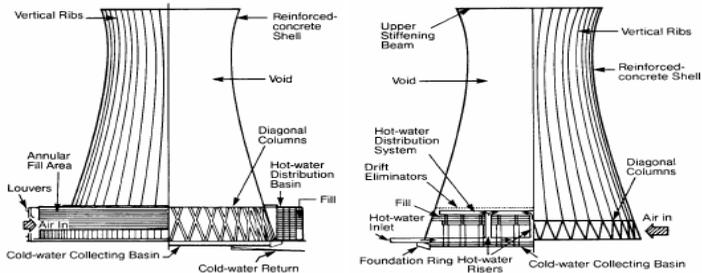
2.10.2 Jenis-Jenis Menara Pendingin

Cooling tower atau menara pendingin dibedakan menjadi dua jenis yaitu : menara pendingin jenis *natural draft* dan jenis *mechanical draft*.

a. Menara pendingin jenis *natural draft*

Menara ini menggunakan perbedaan suhu antara udara ambien dan udara yang lebih panas dibagian dalam menara. Begitu udara panas mengalir ke atas melalui menara (sebab udara panas akan

naik), udara segar yang dingin disalurkan ke menara melalui saluran udara masuk di bagian bawah. Tidak diperlukan fan dan disana hampir tidak ada sirkulasi udara panas yang dapat mempengaruhi kinerja. Menara pendingin tersebut kebanyakan hanya digunakan untuk jumlah panas yang besar dan penjelasan di atas dapat dilihat pada gambar 2.24 dibawah ini :



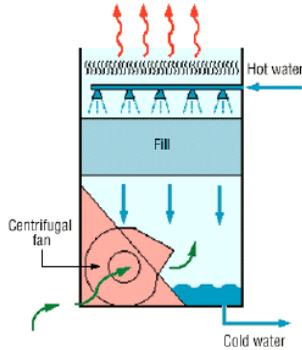
Gambar 2.24 Menara Pendingin *Natural Draft*

Terdapat dua jenis utama menara *natural draft*:

- Menara aliran melintang: udara dialirkan melintasi air yang jatuh dan bahan pengisi berada diluar menara.
- Menara aliran berlawanan arah: udara dihisap melalui air yang jatuh dan bahan pengisi terletak dibagian dalam menara.

b. Menara Pendingin *mechanical draft*

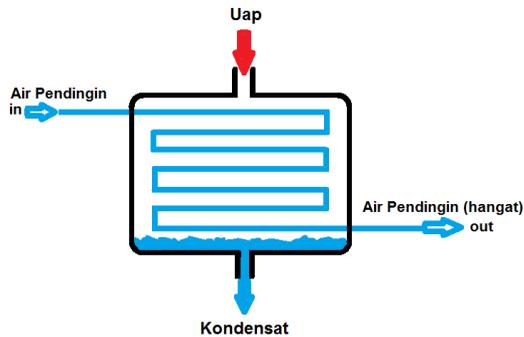
Menara ini memiliki fan yang besar untuk mendorong atau mengalirkan udara melalui air yang disirkulasi. Pada gambar 2.25, air jatuh turun diatas permukaan bahan pengisi, yang membantu untuk meningkatkan waktu kontak antara air dan udara. Laju pendinginan menara *draft* mekanis tergantung pada banyak parameter seperti diameter fan dan kecepatan operasi, bahan pengisi untuk tahanan sistem dll. Menara *draft* mekanik tersedia dalam range kapasitas yang besar.



Gambar 2.25 Menara Pendingin *Mechanical Draft*

2.11 Kondensor

Kondensor adalah suatu alat yang terdiri dari jaringan pipa dan digunakan untuk mengubah uap menjadi zat cair (air). dapat juga diartikan sebagai alat penukar kalor (panas) yang berfungsi untuk mengkondensasikan fluida. Dalam penggunaannya kondensor diletakkan diluar ruangan yang sedang didinginkan supaya panas yang keluar saat pengoprasiannya dapat dibuang keluar sehingga tidak mengganggu proses pendinginan.



Gambar 2.26 Cara kerja Kondensor

2.11.1 Prinsip Kerja Kondensor

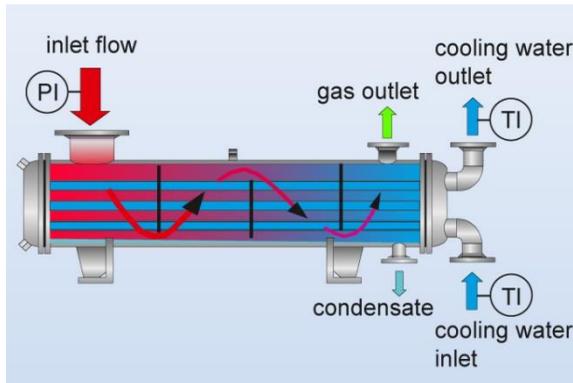
Prinsip kerja kondensor tergantung dari jenis kondensor tersebut, secara umum terdapat dua jenis kondensor yaitu surface condenser dan direct contact condenser. Berikut klasifikasi kedua jenis kondensor tersebut:

a. *Surface Condenser*

Cara kerja dari jenis alat ini ialah proses perubahan dilakukan dengan cara mengalirkan uap kedalam ruangan yang berisi susunan pipa dan uap tersebut akan memenuhi permukaan luar pipa sedangkan air yang berfungsi sebagai pendingin akan mengalir di dalam pipa (tube side), maka akan terjadi kontak antara keduanya dimana uap yang memiliki temperatur panas akan bersinggungan dengan air pendingin yang berfungsi untuk menyerap kalor dari uap tersebut, sehingga temperatur steam (uap) akan turun dan terkondensasi. Surface condenser terdiri dari dua jenis yang dibedakan oleh cara masuknya uap dan air pendingin, berikut jenis-jenisnya:

1. Type Horizontal Condenser

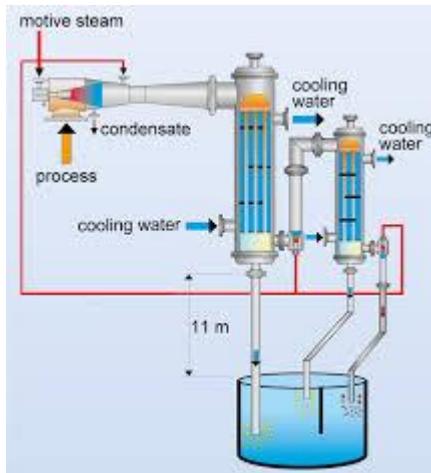
Pada type kondensor ini, air pendingin masuk melalui bagian bawah, kemudian masuk kedalam pipa (tube) dan akan keluar pada bagian atas, sedangkan uap akan masuk pada bagian tengah kondensor dan akan keluar sebagai kondensat pada bagian bawah.



Gambar 2.27 *Surface Horizontal Condenser*

2. Type Vertical condenser

Pada jenis kondensor ini, tempat masuknya air pendingin melalui bagian bawah dan akan mengalir di dalam pipa selanjutnya akan keluar pada bagian atas kondensor, sedangkan steam akan masuk pada bagian atas dan air kondensat akan keluar pada bagian bawah.



Gambar 2.28 *Vacuum System with Surface Vertical Condenser*

b. *Direct Contact Condenser*

Cara kerja dari kondensator jenis ini yaitu proses kondensasi dilakukan dengan cara mencampurkan air pendingin dan uap secara langsung. Jenis dari kondensator ini disebut spray condenser, pada alat ini proses pencampuran dilakukan dengan menyemprotkan air pendingin ke arah uap. Sehingga steam akan menempel pada butiran-butiran air pendingin tersebut dan akan mengalami kontak temperatur, selanjutnya uap akan terkondensasi dan tercampur dengan air pendingin yang mendekati fase saturated (basah).

2.11.2 Jenis - Jenis Kondensator

Menurut jenis cooling mediumnya kondensator dibagi menjadi 3 jenis yaitu :

- a. *Air Cooled Condenser* (menggunakan udara sebagai cooling mediumnya)

Air Cooled Condenser mengkondensasikan pembuangan uap dari turbin uap dan kembali menjadi kondensat (cairan yang sudah terkondensasi) ke boiler tanpa kehilangan air.



Gambar 2.29 *Air Cooled Condenser*

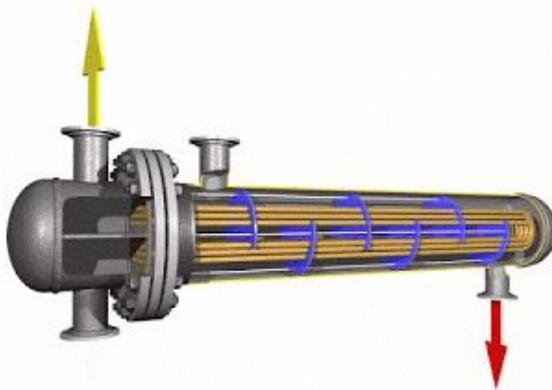
b. *Water Cooled Condenser* (menggunakan air sebagai cooling mediumnya).

Water Cooled Condenser yang paling banyak digunakan yaitu :

A. *Shell and Tube Condenser*

Shell and Tube Condenser atau Kondensor tipe Tabung dan Pipa digunakan pada kondensor berukuran kecil sampai besar. Biasa digunakan untuk air pendingin berupa ammonia dan freon. Seperti terlihat pada gambar didalam kondensor.

Tabung dan Pipa terdapat banyak pipa pendingin, dimana air pendingin mengalir di dalam pipa-pipa tersebut, ujung dan pangkal pipa pendingin terikat pada pelat pipa, sedangkan diantara pelat pipa dan tutup tabung dipasang sekat-sekat untuk membagi aliran air yang melewati pipapipa dan mengatur agar kecepatannya cukup tinggi, yaitu 1,5 – 2 m/detik.



Gambar 2. 30 Shell and Tube Condenser

Air pendingin masuk melalui pipa bagian bawah kemudian keluar melalui pipa bagian atas. Jumlah saluran yang dapat digunakan sebanyak 12, semakin banyak jumlah saluran yang digunakan maka semakin besar tahanan aliran air pendingin. Pipa pendingin ammonia biasa terbuat dari baja sedangkan untuk Freon biasa terbuat dari pipa tembaga.

B. *Shell and Coil Condenser*

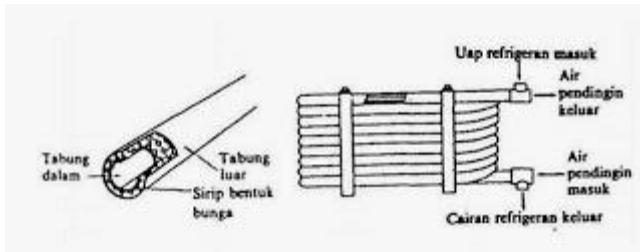
Kondensor tabung dan koil banyak digunakan pada unit pendingin dengan Freon refrigerant berkapasitas lebih kecil, misalnya untuk penyegar udara, pendingin air, dan sebagainya. Seperti gambar dibawah ini, Kondensor tabung dan koil dengan tabung pipa pendingin di dalam tabung yang dipasang pada posisi vertical. Koil pipa pendingin tersebut biasanya dibuat dari tembaga, berbentuk tanpa sirip maupun dengan sirip. Pipa tersebut mudah dibuat dan murah harganya. Pada Kondensor tabung dan koil, aliran air mengalir di dalam koil pipa pendingin. Disini, endapan dan kerak yang terbentuk di dalam pipa harus dibersihkan menggunakan zat kimia(*detergent*).



Gambar 2.31 *shell and cooled water-cooled condenser*

C. *Tube and Tubes Condenser*

Kondensor jenis pipa ganda merupakan susunan dari dua pipa koaksial dimana refrigerant mengalir melalui saluran yang terbentuk antara pipa dalam dan pipa luar yang melintang dari atas ke bawah. Sedangkan air pendingin mengalir di dalam pipa dalam arah berlawanan, yaitu refrigerant mengalir dari atas ke bawah. Pada mesin pendingin berkapasitas rendah dengan Freon sebagai refrigerant, pipa dalam dan pipanya terbuat dari tembaga. Gambar dibawah ini menunjukkan Kondensor jenis pipa ganda, dalam bentuk koil. Pipa dalam dapat dibuat bersirip atau tanpa sirip.

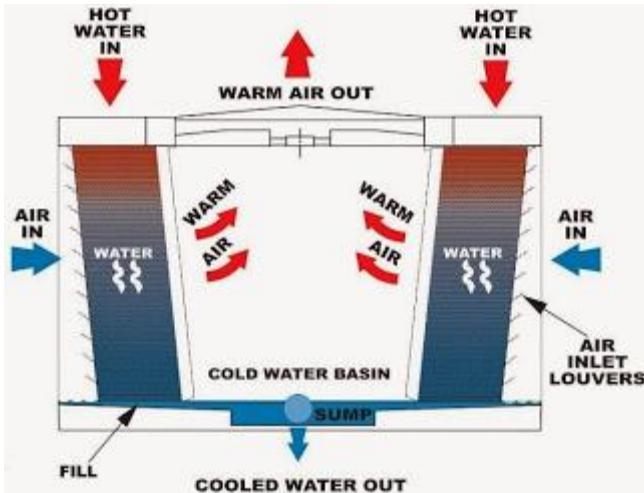


Gambar 2.32 *Tube and Tubes Condenser*

Kecepatan aliran di dalam pipa pendingin kira-kira antara 1-2 m/detik. Sedangkan perbedaan temperature air keluar dan masuk pipa pendingin (kenaikan temperature air pendingin di dalam kondensor) kira-kira mencapai suhu 10°C. Laju perpindahan kalornya relative besar.

Evaporatif Condenser (menggunakan kombinasi udara dan air sebagai cooling mediumnya).

Kombinasi dari kondensor berpendingin air dan kondensor berpendingin udara, menggunakan prinsip penolakan panas oleh penguapan air menjadi aliran udara menjadi kumparan kondensasi.



Gambar 2.33 *Evaporatif Condenser*

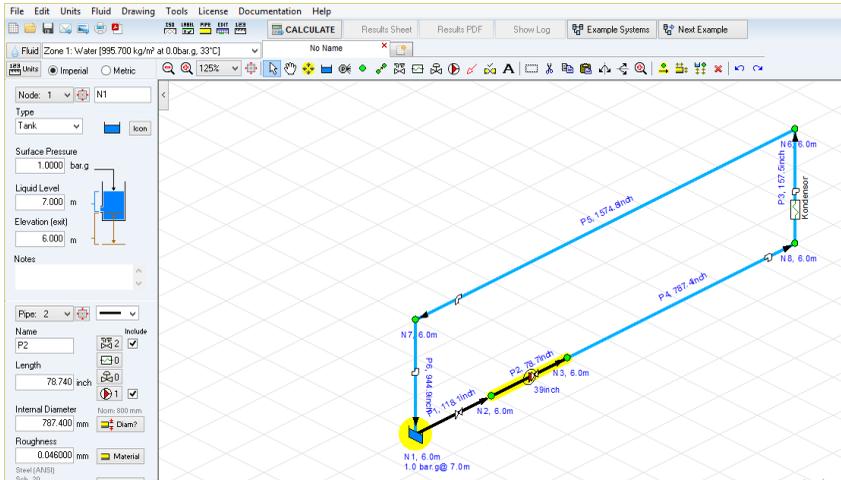
2.12 *Software Pipe Flow Expert*

Pipe Flow Expert merupakan program perangkat lunak (*software*) yang digunakan untuk desain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. *Software* ini dapat digunakan untuk menghitung aliran *fluida* dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas *reservoir* ganda, beberapa pompa yang dihubungkan secara seri dan paralel serta beberapa ukuran dan *fitting* suatu pipa. *Pipe flow expert* ini akan menghitung laju aliran di setiap pipa dan akan menghitung penurunan tekanan pipa seluruh sistem. Pada gambar 2.32 menunjukkan penampang salah satu instalasi pada *software pipe flow expert*.

2.12.1 Langkah-langkah Permodelan dan Simulasi dengan *Software Pipe Flow Expert*

Software pipe flow expert digunakan untuk *checking* nilai *head* pompa, berikut langkah-langkahnya :

- a. Pembuatan model instalasi perpipaan sesuai dengan kondisi di pabrik 1 PT Petrokimia Gresik dengan menggunakan *software pipe flow expert*.
- b. Pemberian (pengaturan) untuk *properties* fluida kerja yang digunakan seperti jenis fluida kerja, temperature (T), tekanan (P), *density* (ρ), *viscositas absolut* (μ) dan *vapor pressure* (P_v).
- c. Pemberian (pengaturan) untuk ukuran harga *properties* instalasi perpipaan seperti diameter (D), panjang pipa (L) serta elevasi (Z) lengkap dengan satuannya.
- d. Pemberian (pengaturan) untuk jenis satuan yang akan digunakan seperti *metric* atau yang lebih dikenal dengan Satuan Internasional (SI) ataupun *imperial* yang lebih dikenal dengan satuan British.
- e. Pemberian (pengaturan) aksesoris instalasi seperti *valve*, *fitting*, *reducer*, *elbow*, *expansion joint* dan lain-lain beserta harga K dari tiap-tiap aksesoris tersebut.
- f. Pemberian (pengaturan) komponen pompa lengkap dengan kapasitas (Q) yang dialirkan serta putaran pompa (rpm) dan sebagainya



Gambar 2.34 Recirculating Water Pipe Flow Expert
(Sumber: Pipe Flow expert)

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

BAB III METODOLOGI

Data tugas akhir ini di laksanakan di PT Petrokimia Gresik. Untuk mendapatkan pengetahuan serta pemahaman yang lebih jelas di lapangan tentang instalasi pompa yang digunakan untuk menyalurkan fluida air (H_2O) dari *cooling tower* menuju ke *kondensor* dan kembali lagi ke *cooling tower* maka dilakukan studi literatur dan pengamatan langsung.

3.1 Data-Data Hasil Survei

Proses pengambilan data pada instalasi pompa ini dilakukan dengan menggunakan peralatan dan alat ukur yang tersedia maupun peralatan sendiri yang nantinya digunakan untuk proses analisa dan perhitungan lebih lanjut. Adapun data-data yang diperoleh sebagai berikut :

3.1.1 Data Pompa dan Fluida

Kapasitas	: 15274,08 m^3 /jam
Fluida kerja`	: Air
Temperatur kerja	: 33°C
<i>Spesific Gravity</i> (SG)	: 1
<i>Density</i> (ρ)	: 995,7 kg/m ³
<i>Viscositas absolut</i> (μ)	: 0,85 cP (centipoise)

3.1.2 Data Pipa

Panjang pipa pada kondisi di lapangan:

- Panjang pipa *suction* : 3 m
- Panjang pipa *discharge* : 90 m
- Bahan pipa kondisi di lapangan : *Carbon Steel*

Adapun fitting pada instalasi Horizontal Split Casing ditunjukkan pada tabel 3.1 :

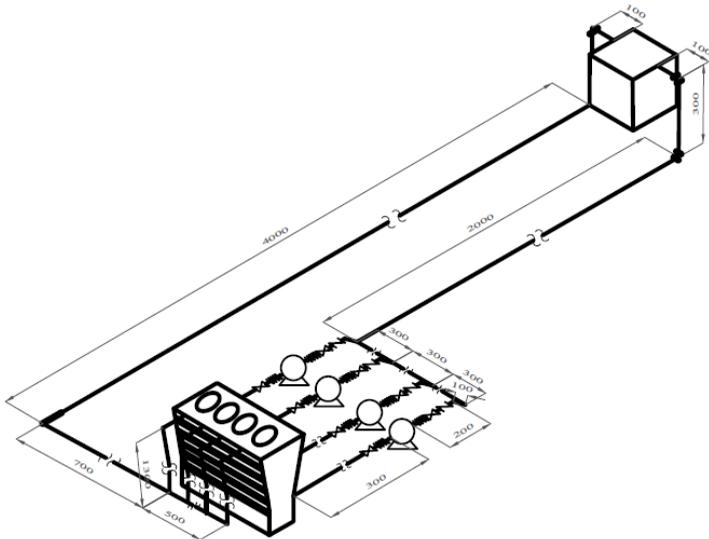
Tabel 3.1 *Fitting* pada pipa suction

Nama <i>Fitting</i>	Jumlah
<i>Gate Valve</i>	1
<i>Lift Check Valve</i>	1

Tabel 3.2 *Fitting* pada pipa discharge

Nama <i>Fitting</i>	Jumlah
<i>Elbow 90°</i>	9
<i>Lift Check Valve</i>	1
<i>Elbow 45°</i>	1
<i>Gate Valve</i>	1
<i>Through Tee</i>	1
<i>Concentric Reducer</i>	1

3.1.3 Data Eksisting *Recirculating Pump* Pada *Cooling Water*



Gambar 3.1 Skema *Recirculating Water* di Pabrik 1

Keterangan:

- | | |
|--|--------------------------|
| Panjang pipa <i>suction</i> | : 3 m |
| Panjang pipa <i>Discharge</i> | : 90 m |
| Tekanan outlet <i>suction reservoir</i> | : 3,08 Kgf/cm^2 |
| Tekanan Inlet <i>Discharge Reservoir</i> | : 6,74 Kgf/cm^2 |

Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini secara berurutan dapat dijelaskan sebagai berikut :

3.2 Studi Literatur

- Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “Perencanaan Ulang Instalasi *Recirculating Pump* Pada *Cooling Water* Di Bagian *Utility* Pabrik 1 PT Petrokimia Gresik.
- Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing Tugas Akhir.

- c. Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan oleh industri.

3.3 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam analisa perhitungan ulang instalasi. Kegiatan diatas meliputi :

3.3.1 Studi Literatur

Dalam studi literatur ini dipelajari dari buku-buku yang menjadi referensi dalam perhitungan instalasi pompa, baik yang ada di industri ataupun literatur dari mata kuliah yang berhubungan dengan tujuan pengambilan Tugas Akhir ini.

3.3.2 Studi Lapangan

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

3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida

Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada *Cooling Tower Pump* dengan fluida kerja air (H_2O) ditunjukkan pada tabel dibawah ini :

Tabel 3.3 *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

<i>Pump Type</i>	<i>Application</i>	<i>Range</i>	
		<i>Low (m/sec)</i>	<i>High (m/sec)</i>
<i>Centrifugal Pump</i>	Suction Lines	0,6	1,5
	Light Viscosity	1,5	3,7

Jadi, kecepatan aliran yang diijinkan untuk *discharge* maupun *suction* pompa seperti yang tertera pada tabel.

3.5 Perencanaan Gambar

Setelah dilakukan pemilihan pompa dan penambahan *fitting*, maka proses selanjutnya adalah membuat rancangan gambar yang baru pada instalasi pompa *Cooling Tower*. Untuk lebih jelasnya, gambar perencanaan yang baru pada tugas akhir ini dicantumkan pada lampiran.

3.6 Perhitungan

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

3.7 Pemilihan Pompa

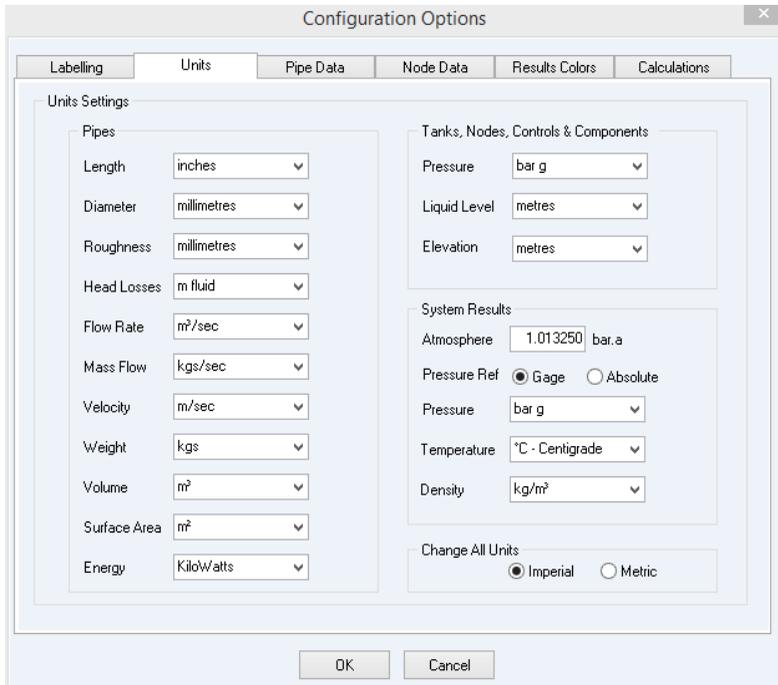
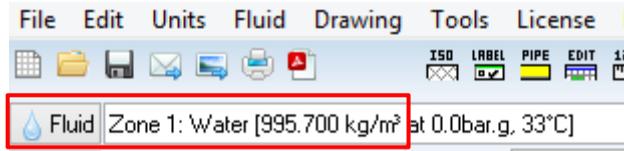
Pemilihan pompa dilakukan setelah mendapatkan hasil perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V), *head* efektif instalasi (H_{eff}), daya pompa dan efisiensi (η).

3.8 Kesimpulan

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

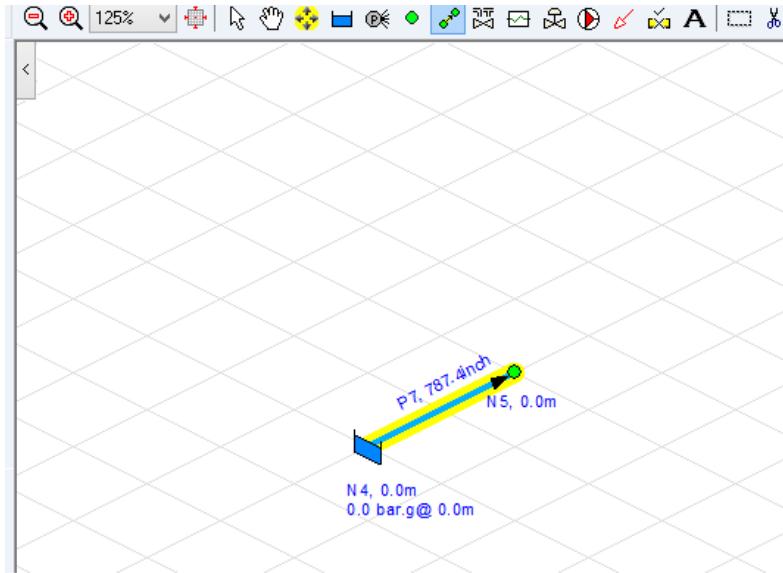
3.9 Langkah- langkah Pembuatan Instalasi pada *Software Pipe Flow Expert*.

- a) Langkah- langkah memilih unit satuan



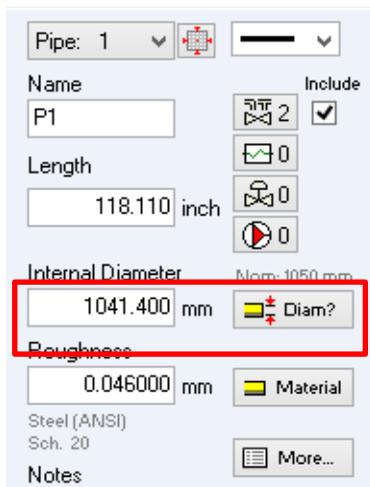
Gambar 3.2 Memilih Satuan

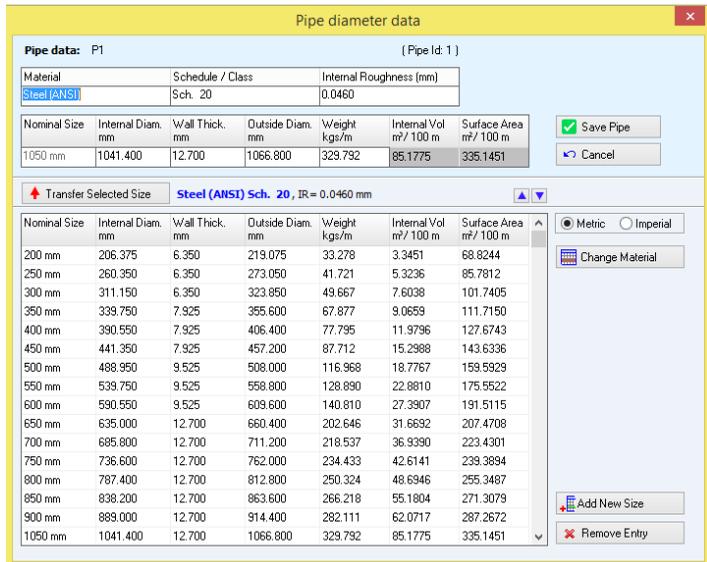
b) Menggambar instalasi



Gambar 3.3 menggambar Instalasi Pipa

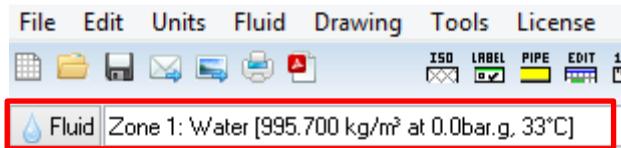
c) Pemilihan diameter NPS

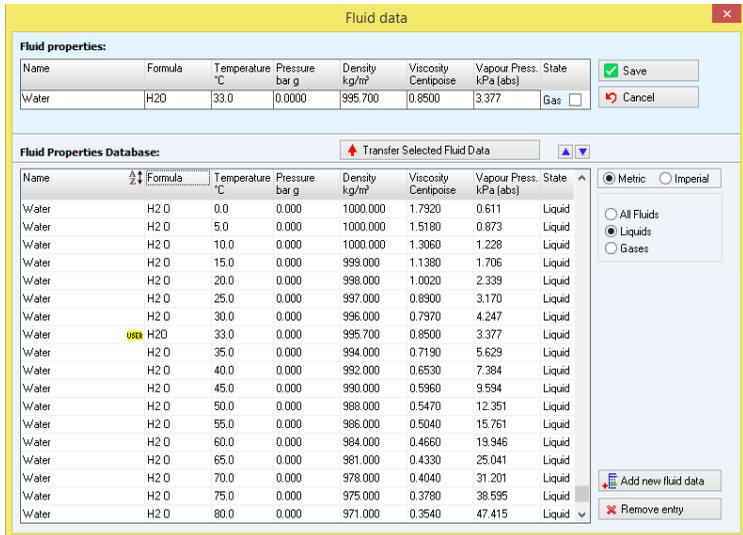




Gambar 3.4 Memilih Diameter NPS

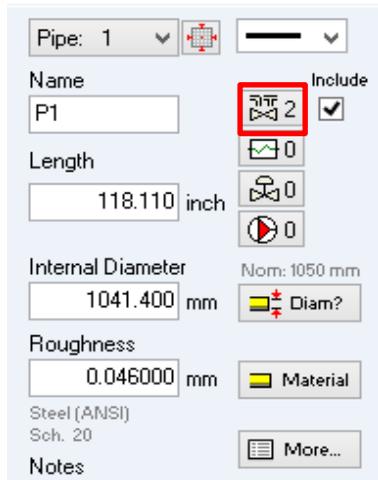
d) Pemilihan fluida kerja dan temperatur kerja pada perintah fluid

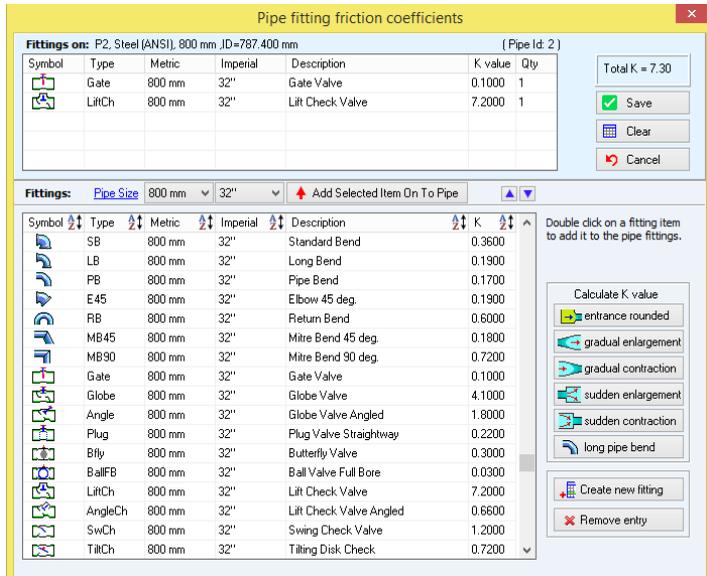




Gambar 3.5 Memilih Fluida dan Temperatur

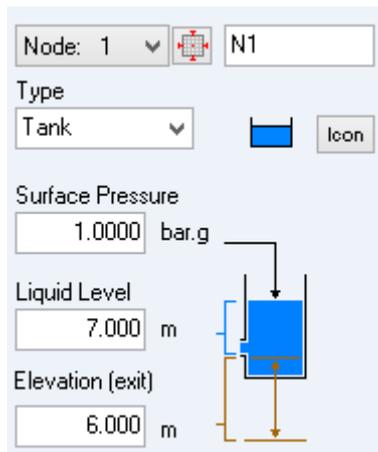
e) Penambahan fitting





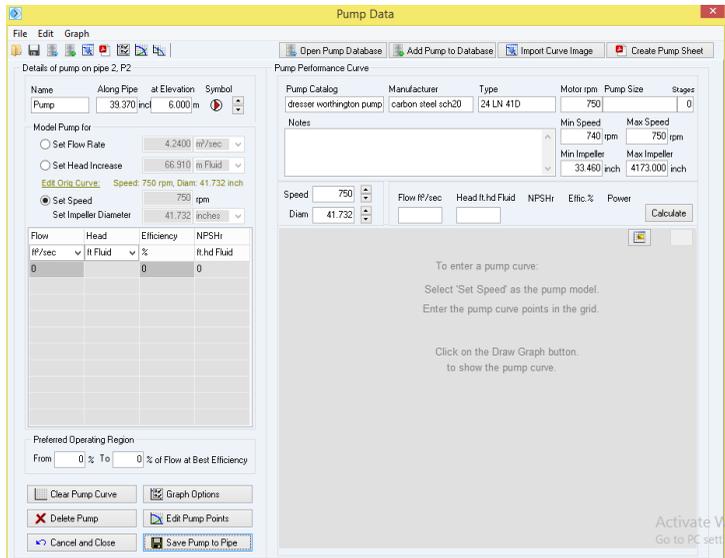
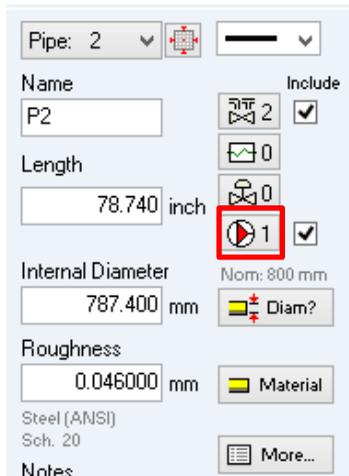
Gambar 3.6 Memilih *Fitting*

f) Pengaturan kondisi batas reservoir



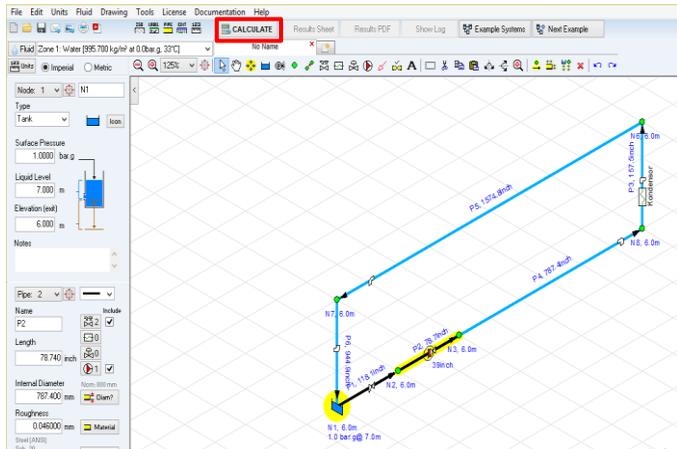
Gambar 3.7 Mengubah Kondisi Batas Reservoir

g) Penambahan pompa



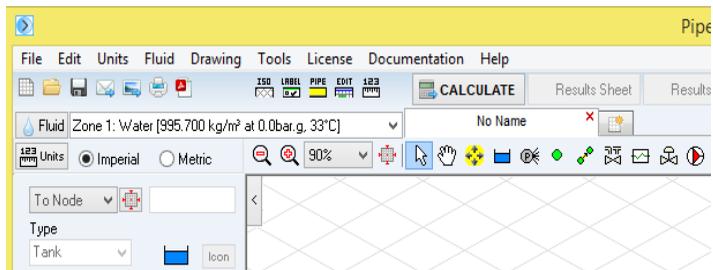
Gambar 3.8 Menambahkan pompa

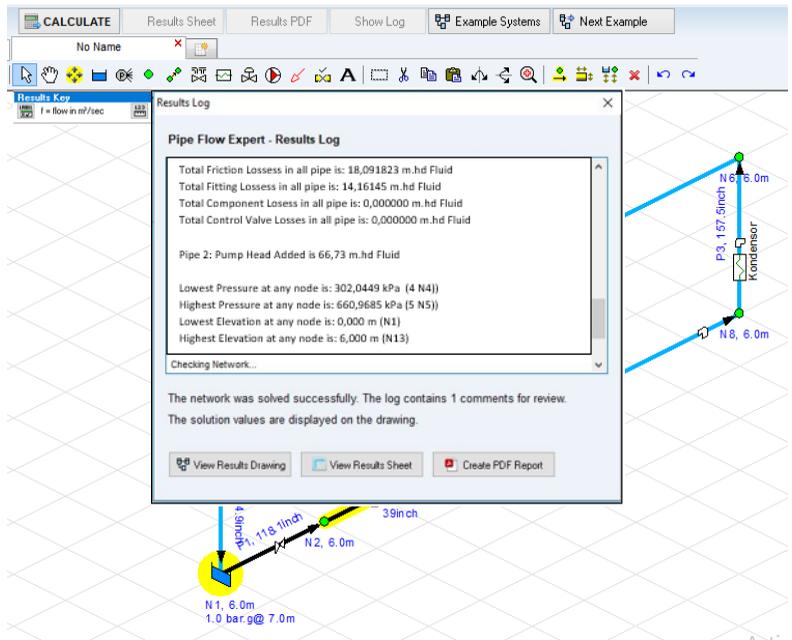
h) Perhitungan pipe flow



Gambar 3.9 Perhitungan

i) Hasil perhitungan



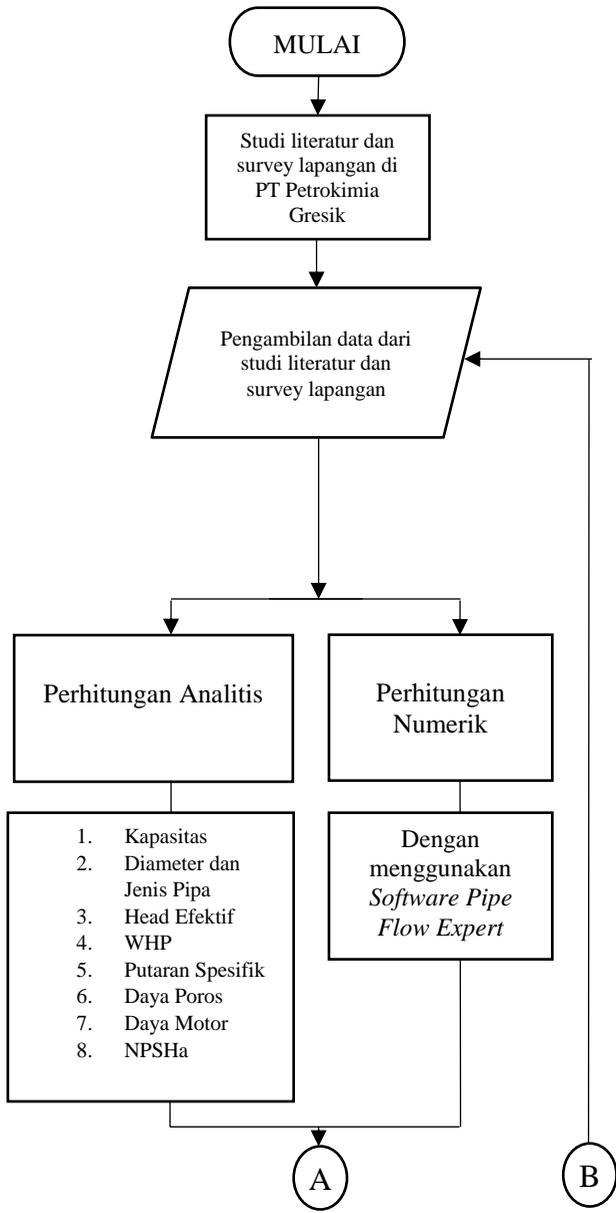


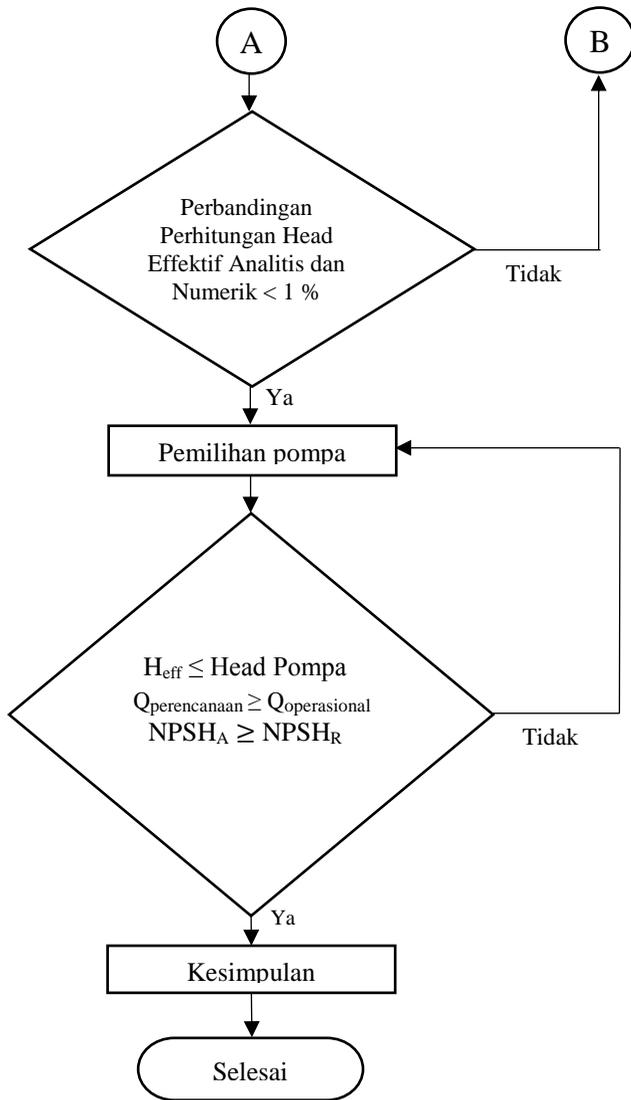
Gambar 3.10 Hasil Perhitungan

3.10 Urutan Pengerjaan Menggunakan Flow Chart

3.10.1 Diagram Alir Perhitungan Analitis

Adapun langkah-langkah penulisan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut

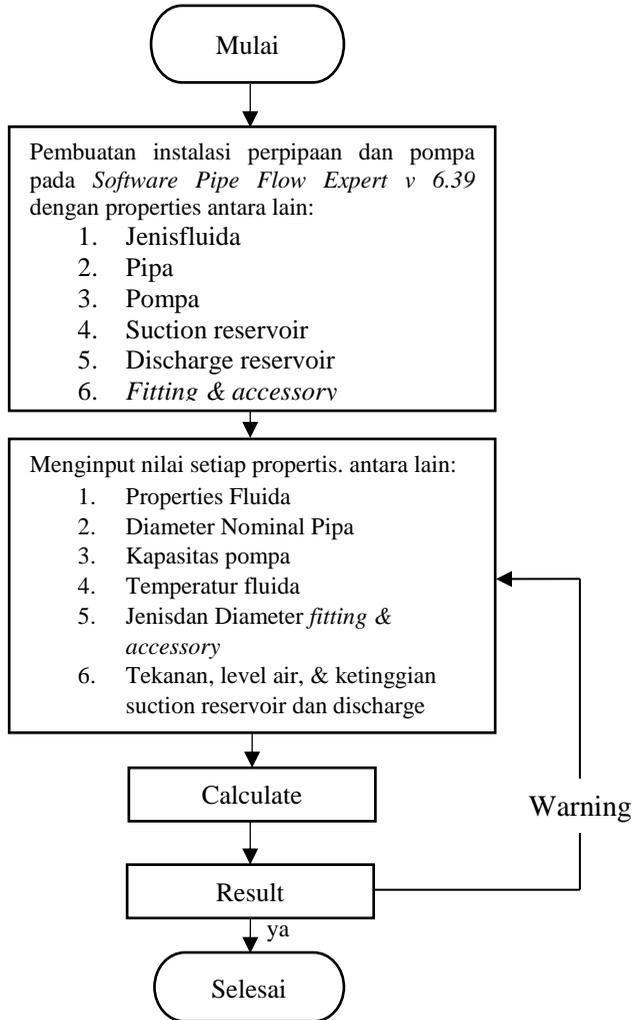




Gambar 3.11 Diagram Alir Perhitungan Manual

3.10.2. Diagram Alir Perhitungan Numerik

Adapun langkah-langkah perhitungan numeric dengan *software pipe flow expert* dalam pengerjaan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 3.12 Diagram Alir Pemrograman *Pipe Flow Expert*

BAB IV

PERHITUNGAN

Pada bab berikut ini akan dijelaskan perhitungan dan perencanaan ulang dalam pembahasan mengenai sistem perpipaan instalasi pompa *SENTRIFUGAL* untuk memompa air dari cooling tower menuju ke kondensor unit amonia PT Petrokimia gresik.

4.1 Pengertian Umum

Sistem perpipaan pada instalasi ini berfungsi untuk memompakan fluida yang bertemperatur 33°C dengan Spesific Gravity 1 dari basin cooling tower menuju ke kondensor

4.2 Kebutuhan *Fluida*

Dengan memperhitungkan besarnya kebutuhan fluida di pabrik petrokimia gresik, perhitungan kapasitas pompa ini didasarkan pada kapasitas pengoperasian tiga pompa sentrifugal dan dengan satu pompa lain (*stand by*), harga kapasitas operasi pompa yang di perhitungkan ialah sebesar 15274,08 m^3/jam ketika pompa bekerja.

4.3 Perhitungan Sistem Resirkulasi Air dari Cooling Tower

Perhitungan ini dilakukan dengan cara melakukan perhitungan Head Efektif Instalasi Kondisi Perencanaan dimana dari perhitungan tersebut akan dilakuan pemilihan pompa yang sesuai dengan instalasi tersebut.

4.3.1 Perhitungan Head Efektif Pompa Sentrifugal

4.3.1.1 Perhitungan Kapasitas dan Diameter Suction

Dalam perhitungan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Perhitungan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air

bertemperatur 33°C ditunjukkan pada table dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual*, *Brian Silowash 2010 McGraw-Hill*.

Tabel 4.1 *Tabel Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Sentrifugal Pump	Suction Line	0,6	1,5
	Discharge Line	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 3 pompa yang beroperasi secara paralel 15274,08 m^3/jam . Sehingga 1 pompa masing masing kapasitas 5091,36 m^3/jam . Dengan temperatur air 33 °C

$$Q = 5091,36 \text{ } m^3/jam \times \frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ s}} = 1,41 \text{ } m^3/s$$

V_s = Kecepatan rekomendasi pipa suction diambil dari range yang paling besar $V_s = 1,5 \text{ } m/s$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_s}}$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times (1,41 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \times 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D_s = 1 \text{ m} \times \frac{\text{inchi}}{0,0254 \text{ m}}$$

$$D_s = 39,4 \text{ inch} = 42 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 1050 mm jenis *SCH 20*

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

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

$$V = \frac{4 \times (1,41 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \times (1,1 \text{ m})^2} = 1,4 \text{ m/s}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru NPS 1050 mm atau 42 inch adalah 1,4 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 0,6 m/s sampai 1,5 m/s.

4.3.1.2 Perhitungan Kapasitas dan Diameter Discharge Satu Pompa

Dalam perhitungan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Perhitungan meliputi diameter pipa untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air temperatur 33°C ditunjukkan pada tabel dibawah ini

berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual*, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill.

Tabel 4.1 *Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Sentrifugal Pump	Suction Lines	0,6	1,5
	Discharge Line	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 3 pompa yang beroperasi secara paralel $15274,08 \text{ m}^3/\text{jam}$. Sehingga 1 pompa masing masing kapasitas $5091,36 \text{ m}^3/\text{jam}$. Dengan temperatur air $33 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Q = 5091,36 \text{ m}^3/\text{jam} \times \frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ s}} = 1,41 \text{ m}^3/\text{s}$$

V_s = Kecepatan rekomendasi pipa discharge diambil dari range yang paling besar $V_s = 3,7 \text{ m/s}$ (table 4.2)

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_d}}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times (1,41 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \times 3,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D_d = 0,7 \text{ m}$$

$$D_d = 0,7 \text{ m} \times \frac{\text{inci}}{0.0254 \text{ m}}$$

$$= 27,56 \text{ inch} = 32 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 800 mm jenis *SCH 20*.

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

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

$$V = \frac{4 \times (1,41 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \times (0,8 \text{ m})^2} = 2,8 \text{ m/s}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa discharge dengan diameter yang baru NPS 800 mm atau 32 inch adalah 2,8 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,5 m/s sampai 3,7 m/s.

4.3.1.3 Perhitungan Kapasitas dan Diameter Discharge Tiga Pompa

Dalam perhitungan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Perhitungan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja air temperatur 33°C ditunjukkan pada tabel dibawah ini berdasarkan referensi

dari buku *Piping System Manual, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill*.

Tabel 4.1 *Recommended Velocities of Fluids in Pipelines*

Pump Type	Application	Range	
		Low (m/sec)	High (m/sec)
Sentrifugal Pump	Suction Lines	0,6	1,5
	Discharge Lines	1,5	3,7

Diketahui :

Kapasitas operasi 3 pompa yang beroperasi secara paralel $15274,08 \text{ m}^3/\text{jam}$. Sehingga 1 pompa masing masing kapasitas $5091,36 \text{ m}^3/\text{jam}$. Dengan temperatur air 33°C .

$$Q = 15274,08 \text{ m}^3/\text{jam} \times \frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ s}} = 4,24 \text{ m}^3/\text{s}$$

V_s = Kecepatan rekomendasi pipa discharge diambil dari range yang paling besar $V_s = 3,7 \text{ m/s}$ (table 4.3)

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_d}}$$

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \times (4,24 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \times 3,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$D_d = 1,21 \text{ m}$$

$$D_d = 1,21 \text{ m} \times \frac{\text{inchi}}{0,0254 \text{ m}}$$

$$= 47,6 \text{ inch} = 48 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 1190 mm jenis *SCH 20*.

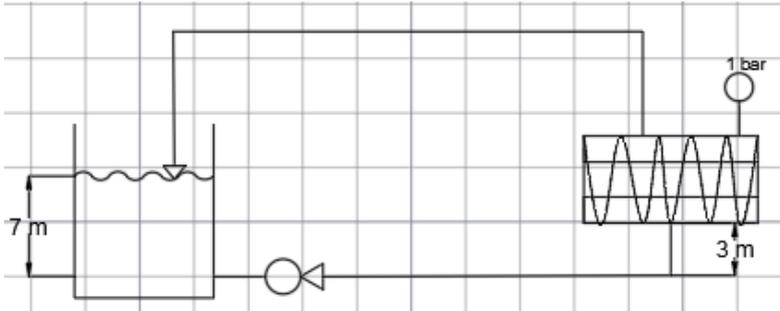
Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa suction dengan diameter yang baru adalah

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

$$V = \frac{4 \times (4,24 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \times (1,19 \text{ m})^2} = 3,7 \text{ m/s}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa discharge dengan diameter yang baru Carbon Steel 1190 mm adalah 3,7 m/s, tidak memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,5 m/s sampai 3,7 m/s.

4.3.1.4 Perhitungan Head Statis



Gambar 4.1 Skema Sederhana Instalasi Cooling Tower

Untuk menghitung head statis menggunakan persamaan :

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + (H_d - H_s)$$

Dimana :

$P_{sr} = P_1$ = Tekanan pada sisi *Suction Reservoir* (bar)

$P_{dr} = P_2$ = Tekanan pada sisi *Discharge Reservoir* (bar)

$H_s = 7$ m

Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction*(m)

$H_d = 13$ m

Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge*(m)

diketahui data – data sebagai berikut :

- $H_z = (H_d - H_s)$
= 13 m - 7 m
= 6 m
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
- $SG = 1$

Berikut data-data yang dibutuhkan untuk menghitung Head Statis:

Diketahui:

- P_{sr} = Tekanan Suction Reservoir (cooling tower)

$$= 3,08 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$= 3,08 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{Kgf}} \cdot 10^4 \frac{\text{cm}^2}{\text{m}^2}$$

$$= 302148 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- P_{dr} = Tekanan Discharge Reservoir (Kondensor)

$$= 6,74 \text{ kgf/cm}^2$$

$$= 6,74 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \cdot 9,81 \frac{\text{N}}{\text{Kgf}} \cdot 10^4 \frac{\text{cm}^2}{\text{m}^2}$$

$$= 661194 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

- H_s = Elevation Head Suction Reservoir

$$= 7 \text{ m}$$

- H_d = Elevation Head Discharge Reservoir

$$= 13 \text{ m}$$

- γ = Berat Jenis Fluida

$$= \rho \cdot g$$

$$= 995,7 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 9767,86 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Sehingga Head Statis dapat dihitung sebagai berikut

$$H_{\text{statis}} = \left(\frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \right) + (H_d - H_s)$$

$$H_{\text{statis}} = \left(\frac{661194 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} - 302148 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{9767,86 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} \right) + 6 \text{ m}$$

$$H_{\text{statis}} = 42,75 \text{ m}$$

4.3.1.5 Perhitungan Head Loss Mayor

a) Headloss Mayor pada Pipa suction

Besarnya mayor losses dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Suction}} = 3 \text{ m}$$

$$D_{\text{NPS}} = 1,1 \text{ m}$$

$$v_s = 1,41 \text{ m/s}$$

Temperatur aliran fluida yang masuk ke pompa

$$(T_1) = 33^\circ\text{C}.$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$\begin{aligned} R_e &= \frac{\rho \times V \times D}{\mu} \\ &= \frac{995,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,94 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 1,1 \text{ m}}{0,085 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{sec}}} \\ &= 8809,02 \end{aligned}$$

Dengan :

$$Re > 2300 = \text{Turbulen}$$

Material pipa dari carbon steel dengan kekasaran permukaan $\varepsilon = 46 \times 10^{-6} \text{ m}$ diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{46 \times 10^{-6} \text{ m}}{1,1 \text{ m}} = 5,75 \times 10^{-5}$$

Dengan mengetahui harga Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari Colebrook equation maka untuk mendapat harga f menggunakan Persamaan Colebrook sebagai berikut:

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

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f , maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.

e/D	Re	asumsi f		1/akar f	selisih
0.0000575	8809.02	0.03	5.559462209	5.773502692	0.214040483
0.0000575	8809.02	0.031	5.573568294	5.679618342	0.106050049
0.0000575	8809.02	0.032	5.587224394	5.590169944	0.002945549
0.0000575	8809.02	0.033	5.600458241	5.504818826	-0.095639416
0.0000575	8809.02	0.034	5.61329508	5.423261445	-0.190033634

Gambar 4.2 Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pipa suction

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Excel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar $f = 0,032$ Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{L\text{Suction}} = f \cdot x \frac{L}{D} \cdot x \frac{V_s^2}{2g}$$

$$H_{L\text{ suction}} = 0,032 \times \frac{3 \text{ m}}{1,1 \text{ m}} \times \frac{(1,4 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 8,7 \times 10^{-3} \text{ m}$$

b) Headloss Mayor pada Pipa Discharge Bagian 32 inch

Besarnya mayor losses pada pipa Discharge dapat dicari dengan menggunakan persamaan yang sama seperti pada pipa Suction :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\overline{V_s^2}}{2g}$$

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Discharge}} = 2 \text{ m}$$

$$D_{\text{NPS}} = 0,8 \text{ m}$$

$$V_d = 2,8 \text{ m/s}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$Re = \frac{\rho \times V \times D}{\mu}$$

$$Re = \frac{995,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,8 \text{ m}}{0,085 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{sec}}}$$

$$Re = 17336,89$$

Dengan :
 $Re > 2300 = \text{Turbulen}$

Material pipa dari carbon steel dengan kekasaran permukaan $\varepsilon = 46 \times 10^{-6} \text{m}$ diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{46 \times 10^{-6} \text{m}}{0,8 \text{ m}} = 1,15 \times 10^{-4}$$

Dengan mengetahui harga Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari

Colebrook equation maka unuk mendapat harga f menggunakan Persamaan Colebrook sebgai berikut:

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

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f , maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.

e/D	Re	asumsi f			1/akar f	selisih
0.000115	17336.89	0.025		6.04754	6.32455532	0.27701
0.000115	17336.89	0.026		6.06401	6.20173673	0.13773
0.000115	17336.89	0.027		6.07985	6.08580619	0.00596
0.000115	17336.89	0.028		6.0951	5.97614305	-0.11895
0.000115	17336.89	0.029		6.10981	5.8722022	-0.2376

Gambar 4.3Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pipa Discharge

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Exel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar $f = 0,027$

Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{L \text{ Discharge}} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_d^2}{2g}$$

$$H_{L \text{ Discharge}} = 0,027 \times \frac{2 \text{ m}}{0,8 \text{ m}} \times \frac{(2,8 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{L \text{ Discharge}} = 1 \text{ m}$$

c) Headloss Mayor pada Pipa Discharge Bagian 48 inch

Besarnya mayor losses pada pipa Discharge dapat dicari dengan menggunakan persamaan yang sama seperti pada pipa Suction :

$$H_{L \text{ Discharge}} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_d^2}{2g}$$

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Discharge}} = 88 \text{ m}$$

$$D_{\text{NPS}} = 1,2 \text{ m}$$

$$V_d = 3,7 \text{ m/s}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari Reynold Number (RE)

$$Re = \frac{\rho \times V \times D}{\mu}$$

$$Re = \frac{995,7 \frac{kg}{m^3} \times 3,7 \frac{m}{s} \times 1,2 m}{0,085 \frac{kg}{m.sec}}$$

$$Re = 26239,62$$

Dengan :
 $Re > 2300 =$ Turbulen

Material pipa dari carbon steel dengan kekasaran permukaan $\varepsilon = 45 \times 10^{-6}m$ diperoleh dari pipe flow expert.

Maka relative roughness,

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{45 \times 10^{-6}m}{1,2 m} = 5,625 \times 10^{-5}$$

Dengan mengetahui harga Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari

Colebrook equation maka unuk mendapat harga f menggunakan Persamaan Colebrook sebgai berikut:

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

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f , maka dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel.

e/D	Re	asumsi f			1/akar f	selisih
0.0005625	26239.62	0.023		6.21273	6.59380473	0.38107
0.0005625	26239.62	0.024		6.22759	6.45497224	0.22738
0.0005625	26239.62	0.025		6.24179	6.32455532	0.08276
0.0005625	26239.62	0.026		6.25538	6.20173673	-0.05364
0.0005625	26239.62	0.027		6.2684	6.08580619	-0.18259
0.0005625	26239.62	0.028		6.2809	5.97614305	-0.30476

Gambar 4.3Iterasi Colebrook pada Ms. Excel pipa Discharge

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Exel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar $f = 0,025$

Sehingga, untuk menghitung head loss mayor adalah :

$$H_{L \text{ Discharge}} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_d^2}{2g}$$

$$H_{L \text{ Discharge}} = 0,026 \times \frac{88 \text{ m}}{1,2 \text{ m}} \times \frac{(3,7 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{L \text{ Discharge}} = 1,3 \text{ m}$$

4.3.1.6 Perhitungan Head Loss Minor

HeadLoss Minor adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris (entrance, elbow, katup dan aksesoris perpipaan lainnya) disepanjang pipa instalasi.

a) HeadLoss Minor pada Pipa Suction

$$H_{Lm} = K \times \frac{V^2}{2g}$$

Dimana :

K = Koefisien Resistensi

V_s = kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

Tabel 4.2 Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Suction

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Gate Valve	0,1	$0,1 \times \frac{(1,4 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,0098 \text{ m}$	1	0,0098 m
Lift Check Valve	7,2	$7,2 \times \frac{(1,4 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,8 \text{ m}$	1	0,8 m
			$\sum H_{Lm}$	0,81 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 1.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Suction adalah 0,81 m

b) HeadLoss Minor pada Pipa Discharge bagian 32 inch

$$H_{Lm} = K \times \frac{V^2}{2g}$$

Dimana :

K = Koefisien Resistensi

V_D = kecepatan aliran fluida pada pipa discharge (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s²)

Tabel 4.3 *Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Discharge*

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Lift Check Valve	7,2	$7,2 \times \frac{(2,8 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 2,9 \text{ m}$	1	2,9 m
Elbow 45°	0,19	$0,19 \times \frac{(2,8 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,1 \text{ m}$	1	0,1 m
Gate Valve	0,1	$0,1 \times \frac{(2,8 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,04 \text{ m}$	1	0,04 m
$\sum H_{Lm}$				3,04 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 2.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Discharge adalah 3,04 m

c) HeadLoss Minor pada Pipa Discharge bagian 48 inch

$$H_{Lm} = K \times \frac{V^2}{2g}$$

Dimana :

K = Koefisien resistensi

V_D = kecepatan aliran fluida pada pipa discharge (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

Tabel 4.4 Perhitungan Head Loss Minor pada Pipa Discharge

Fitting	Nilai K	Head	Jumlah	Total
Through Tee	0,3	$0,3 \times \frac{(3,7 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,7 \text{ m}$	3	2,1 m
Elbow 90°	0,2	$0,2 \times \frac{(3,7 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} = 0,4 \text{ m}$	9	3,6 m
Concentric Reducer	2,8	$2,8 \times \frac{(3,7 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} =$	1	2 m
$\sum H_{Lm}$				8 m

Nilai K diperoleh dari (*Pipe Flow Expert*) dapat dilihat pada Lampiran 2.

Jadi nilai total Head Loss Minor pada Pipa Discharge adalah 8 m

4.3.1.7 Perhitungan Head Loss Total

Setelah dilakukan perhitungan *Head loss mayor* dan *Head loss minor*. Maka nilai *Head loss total* pada instalasi adalah sebagai berikut :

Tabel 4.5 Perhitungan Head Loss Total

	H_L (m)	H_{Lm} (m)	H_{LT} (m)
Suction	0,0087 m	0,81 m	0,82 m
Discharge Pipa 32 Inch	1 m	3,04 m	4,04 m
Discharge Pipa 48 Inch	1,3 m	8 m	9,3 m
		$\sum H_{LT}$	14,16 m

Perhitungan diatas belum termasuk perhitungan head loss pada kondensor yang bertekanan 1 bar atau 10^5 Pa, maka :

$$P = \rho \times g \times h$$

$$h = \frac{10^5}{995,7 \times 9,81}$$
$$h = 10 \text{ m}$$

jadi nilai head loss total adalah 24,16 m

4.3.1.8 Perhitungan Head Dinamis

Untuk menghitung *head* Dinamis Menggunakan Rumus :

$$H_{dinamis} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT}$$

Dimana:

V_{dr} = Kecepatan pada permukaan discharge reservoir (m/s)

V_{sr} = Kecepatan pada permukaan suction reservoir (m/s)

$\sum H_{LT}$ = Kerugian pada permukaan sepanjang pipa lurus dan adanya aksesoris (m)

$$\begin{aligned} H_{Dinamis} &= \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT} \\ &= \frac{(0 \frac{m}{s})^2 - (0 \frac{m}{s})^2}{2 \times (9,81 \frac{m}{s^2})} + 24,16 \text{ m} \\ &= 24,16 \text{ m} \end{aligned}$$

4.3.1.9 Perhitungan Head Effektif Instalasi

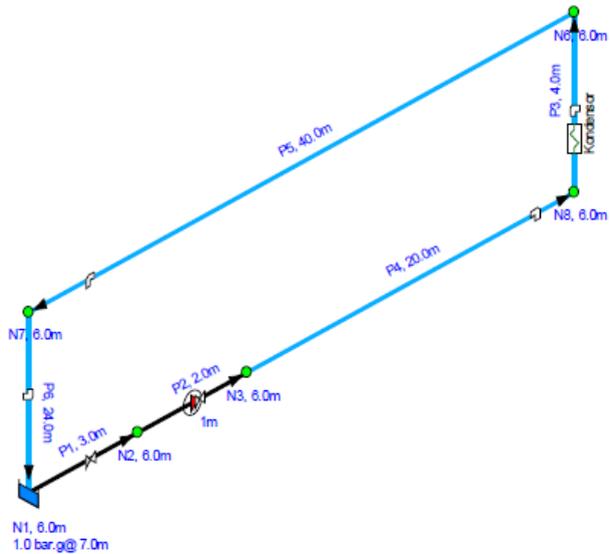
Head efektif instalasi adalah *Head* yang harus diatasi pompa dan seluruh komponen – komponen yang telah di dapat dari diperhitungkan tersebut. Adapun *Head efektif* instalasi meliputi *Head* statis dan *Head* dinamis.

$$\begin{aligned} H_{Eff} &= H_{statis} + H_{dinamis} \\ &= 42,75 \text{ m} + 24,16 \text{ m} \\ &= 66,91 \text{ m} \end{aligned}$$

4.3.1.10 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik

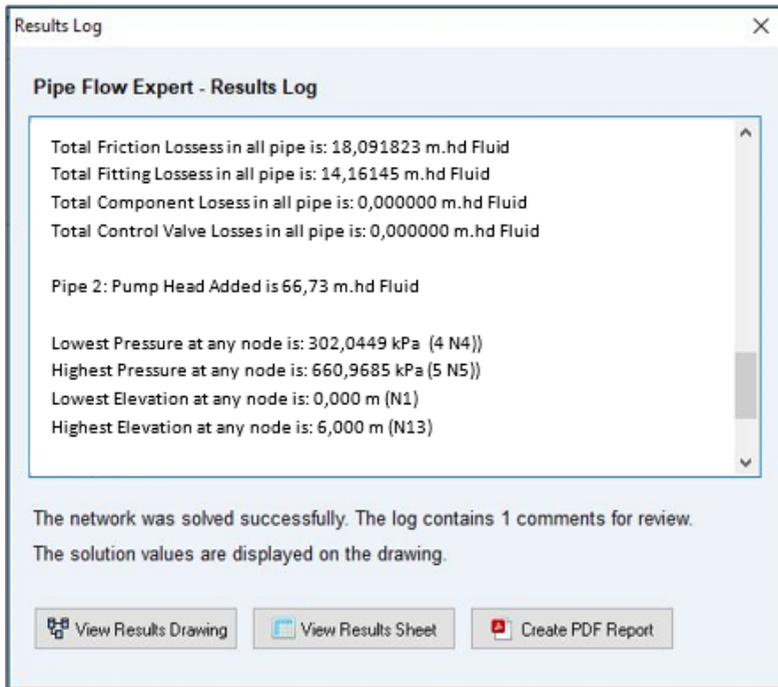
Dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert*, maka selain perhitungan secara manual perhitungan secara pemodelan *numerik* pun dapat dilakukan.

4.3.1.10.1 Instalasi Pompa Pada Pipe Flow Expert



Gambar 4.5 Instalasi pompa *Sentrifugal* dengan menggunakan *software pipe flow expert*.

Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, khususnya head efektif instalasi pompa, maka dengan meng-klik *calculate*, akan muncul tampilan seperti pada gambar 4.4



Gambar 4.6 Hasil setelah di *calculate*

Dengan melihat gambar 4.5, didapatkan harga *Head* Efektif pompa = *66,73 m hd Fluid*.

4.3.2 Perbandingan *Head* Efektif Teoritis (H_{eff}) dengan *Head* Efektif Numerik ($H_{\text{eff PFE}}$)

Dengan berdasar pada kedua perhitungan head efektif instalasi di atas dapat diketahui tingkat kesalahan perhitungan adalah

$$\text{Tingkat kesalahan} = \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff PFE}}}{H_{\text{eff}}} \times 100\%$$

4.3.2.1 Perhitungan Error

Dengan adanya perhitungan tingkat kesalahan hitungan analitis terhadap hitungan numerik maka :

$$\begin{aligned}\text{Tingkat kesalahan} &= \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff PFE}}}{H_{\text{eff}}} \times 100\% \\ &= \frac{66,91 - 66,73}{66,91} \times 100\% \\ &= 0,0027\%\end{aligned}$$

4.3.3 Perhitungan Daya Fluida / Water Horse Power (WHP)

Energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan dapat dihitung menggunakan persamaan :

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

Dimana

WHP : Daya Fluida (kW)

γ : Berat fluida persatuan volume (N/m^3)

Q : Kapasitas yang direncanakan (m^3/s)

H : Head efektif instalasi (m)

4.3.3.1 Data Pompa Sentrifugal

Dari data yang diperoleh sebagai berikut :

$$Q = 1,41 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\gamma = \rho \times g = 995,7 \text{ kg}/\text{m}^3 \times 9,81 \text{ m}/\text{s} = 9767,86 \text{ N}/\text{m}^3$$

$$H_{\text{Eff}} = 66,91 \text{ m}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 \text{WHP} &= \gamma \times Q \times H \\
 &= 9,77 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \times 1,41 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 66,91 \text{ m} \\
 &= 921,73 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.3.4 Pemilihan Jenis Impeller

Besarnya nilai efisiensi pompa didapat dengan melakukan *plotting* nilai putaran spesifik (n_s) dengan nilai kapasitas (Q) untuk mendapatkan nilai n_s , dapat digunakan persamaan dibawah ini.

Diketahui:

$$n_s = \sqrt{\frac{995,7}{75}} \times \frac{n\sqrt{Q_s}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

- n = 750 rpm
- (Q) = $1,41 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- Head Efektif (H_{eff}) = 66,91 m

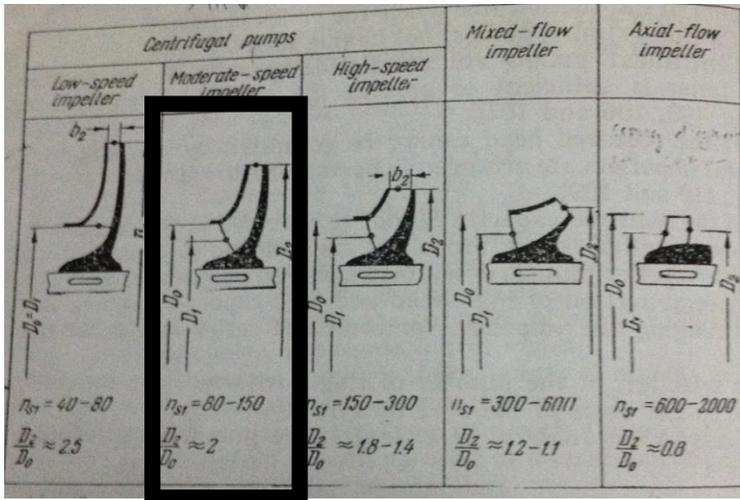
Kapasitas dibagi 2 karena pompa *double suction* memiliki 2 impeller jadi yang dihitung hanya satu impeller

Maka :

$$n_s = 3,6 \times 750 \text{ rpm} \frac{\sqrt{0,705} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\sqrt[4]{66,91^3}}$$

$$n_s = 96,9 \text{ rpm}$$

Dari perhitungan diatas didapat putaran spesifik (n_s) tergolong dalam *moderate speed impeller*. Apabila digunakan *moderate speed impeller* dengan $n_s = 96,9 \text{ rpm}$



Gambar 4.7 Putaran Spesifik Impeller

4.3.5 Perhitungan Daya Poros (P_{shaft})

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

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

Apabila efisiensi diambil dari datasheet maka didapat nilai $\eta_p = 87,5\%$. Sehingga perhitungan P_{shaft} :

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

$$P_{\text{shaft}} = \frac{921,73 \text{ kW}}{0,875}$$

$$P_{\text{shaft}} = 1053,41 \text{ kW}$$

4.3.6 Daya Nominal Penggerak Mula

Untuk mencari nilai daya nominal penggerak menggunakan rumus sebagai berikut :

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

Dimana :

P_m : daya nominal penggerak (kW)

α : faktor cadangan (kW)

η_t : efisiensi transmisi

Daya nominal harus ditentukan untuk daya poros pompa maksimum (P_{shaft}) dalam kerja normal. Karakteristik kerja dari sebuah pompa ialah bervariasi. (*Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor*)

Tabel 4.5 Faktor Cadangan

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

Tabel 4.6 Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,92 – 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

4.3.6.1 Data Pompa Sentrifugal

dari data yang diketahui :

$$P_{\text{shaft}} = 1053,41 \text{ kW}$$

$$\alpha = 0,1$$

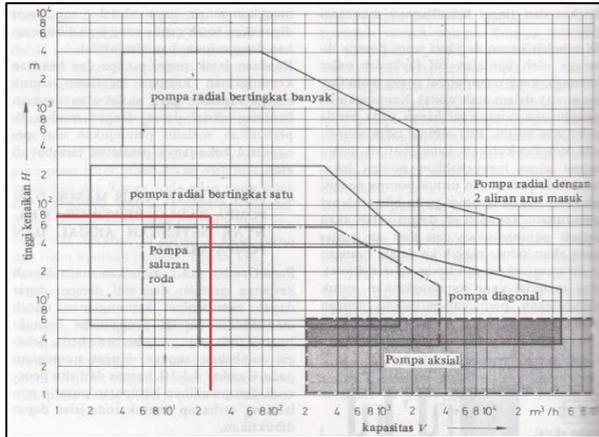
$$\eta_t = 0,98$$

sehingga :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta t} = \frac{1053,41 \text{ kW} \times (1 + 0,1)}{0,98} = 1182,39 \text{ kW}$$

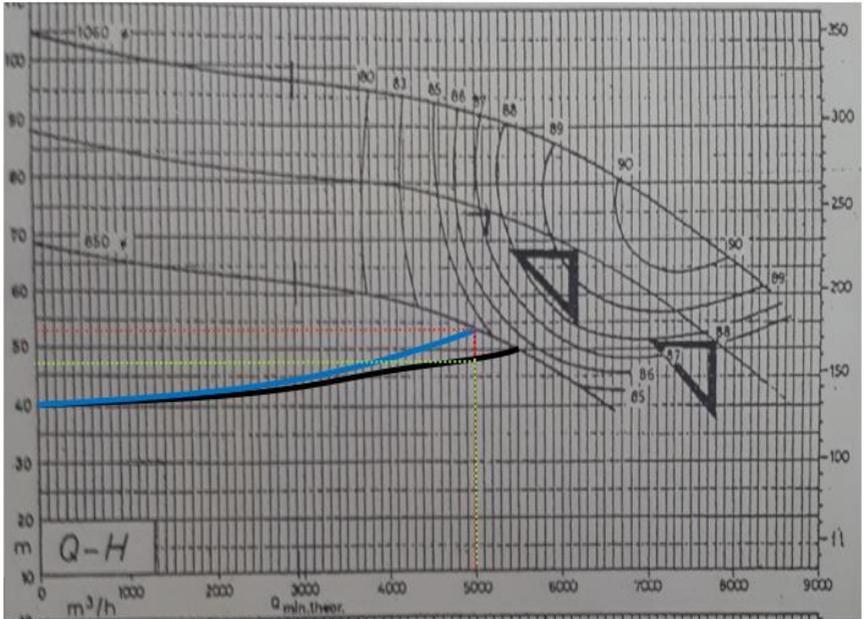
4.4 Pemilihan Pompa

4.4.1 Grafik Pemilihan Pompa



Gambar 4.8 Grafik Pemilihan Pompa

Dilihat dari gambar diatas, (Sumber : “Turbin, Pompa dan Kompresor” Ir.Dakso Sriyono dan Prof.Ing. Fritz Dietzel, Erlangga, Jakarta.1993, hal. 282). Untuk kondisi kapasitas (Q) = $1,41 \text{ m}^3/\text{s}$ dan Head Effektiv (H_{eff}) = $66,91 \text{ m}$. Maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu (centrifugal pump singlestage).



Gambar 4.9 Grafik Performa Pompa *Dresser Worthington*

Dengan $Q = 5091,36 \text{ m}^3/\text{jam}$ dan $H = 66,91 \text{ m}$, $P = 1182,39 \text{ KW}$, maka dalam *pump product catalogue dresser Worthington* diperoleh model pompa LNN Axially Split Single Stage. Berikut spesifikasi lengkap pompa yang diperoleh :

- Jenis pompa : *Horizontal Single Stage Double Suction Centrifugal Pumps*
- Merk : Dresser Worthington Pump
- Model : LNN
- Kapasitas : Flows To $30.000 \text{ m}^3/\text{jam}$
- Head : Heads To 300 m
- Pressure : Pressures To 40 bar

4.4.2 Perhitungan NPSHA

Perhitungan $NPSH_A$ dianggap benar apabila memenuhi syarat $NPSH_A > NPSH_R$. agar tidak terjadi kavitasi dimana :

- $P_s = 302148 \frac{N}{m^2}$
- $P_v = 179100 \frac{N}{m^2}$ (Tabel tekanan uap Sularso)
- $H_z = 6 \text{ m}$ (dari instalasi pipa)
- $\sum H_{LT,Suction} = 0,82 \text{ m}$
- $\gamma = \rho \times g = 995,7 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \text{ m/s}$
 $= 9767,82 \frac{N}{m^3}$

$$\begin{aligned} NPSH_A &= \frac{P_s}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (-H_z) - \sum H_{LT,Suction} \\ &= \left(\frac{302148 \frac{N}{m^2} - 179100 \frac{N}{m^2}}{9767,82 \frac{N}{m^3}} \right) + 6 \text{ m} - 0,82 \text{ m} \\ &= 17,7 \text{ m} \end{aligned}$$

$$NPSH_R = 5,1 \text{ m (Data Sheet)}$$

Jadi perhitungan $NPSH_A$ sudah benar karena memenuhi syarat dimana $NPSH_A > NPSH_R$

BAB V

PENUTUP

Bab ini memaparkan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan perencanaan ulang instalasi pompa *cooling tower* di PT Petrokimia Gresik untuk resirkulasi dan proses pendinginan.

5.1 Kesimpulan

1. Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan ulang dapat disimpulkan sebagai berikut :
 - a. Kapasitas fluida yang dipompakan oleh pompa *Axially Split Single Stage Double Suction Centrifugal Pump* yaitu 15274,08 m³/jam untuk memenuhi proses di *Cooling Tower*.
 - b. Diameter yang sesuai, untuk pipa *suction* 42 inch, pipa *discharge* 32 inch dan 48 inch dengan jenis pipa *Carbon Steel*.
 - c. *Head* efektif pompa (H_{eff}) didapat 66,91 m, dengan selisih tingkat kesalahannya 0,0027%
 - d. Hasil perhitungan daya penggerak pompa, didapatkan daya sebesar = 1182,39 KW.
 - e. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal *radial bertingkat satu*, merk *Dresser Worthington Pump* dengan *type axially single stage double suction centrifugal pump* model LNN
 - f. Hasil Perhitungan $NPSH_A$ sebesar = 17,7 m.

2. PT Petrokimia Gresik sangat mengutamakan peranan pemeliharaan (*preventive maintenance*) karena merupakan salah satu pendukung kelancaran proses produksi untuk menjaga peralatan pabrik agar dapat bekerja dengan baik. Sebagai contoh pemeliharaan pompa beserta instalasi perpipaan yang rutin dilakukan inspeksi setiap shut down.

5.2 Saran

Dari hasil analisa dan pembahasan didapat beberapa saran mengenai perhitungan dan pemilihan ulang instalasi pompa *Horizontal Single Stage Split Case Pump*, yakni :

- a. Sistem pengoperasian di PT Petrokimia Gresik cukup baik, mengingat sarana dan prasarana produksi cukup banyak, maka diperlukan operator (SDM) yang lebih banyak dan berkualitas. Selain itu struktur organisasi cukup baik dan dapat dipertanggung jawabkan.
- b. Dalam mendukung kemajuan dari suatu perusahaan sebaiknya selalu diperlukan keprofesionalan dari seluruh karyawan.
- c. Data-data yang dibutuhkan mengenai perlengkapan atau peralatan secara mendetail sudah tersedia cukup lengkap.
- d. Dalam upaya melakukan penghematan biaya dan daya instalasi lebih efisien, penulis menyarankan pemakaian instalasi dan pemilihan pompa berdasarkan perhitungan pada buku laporan tugas akhir ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Fox, Robert W ; Mc Donald, Alan T. 2010. *Introduction To Fluid Mechanics, 8th edition*. New York : John Wiley and Sons,inch.
- [2] Karassik, Igor J. 1960 .*Pump Handbook*. McGraw-Hill, Inc
- [3] Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*. Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa Rusia. Moscow: Peace Publishers.
- [4] Mohinder L. Nayyar. *Piping Handbook, 7th ed.* 1994. McGraw-Hills.
- [5] Moran, Michael J and Shapiro, Howard N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 8th ed.* John Wiley and Sons, 2014
- [6] Silowash, Brian . *Piping System Manual*, 2010. McGraw-Hills
- [7] Sularso ; Tahara,Haruo. 2006. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta : PT Pradnya Paramita.
- [8] www.Pipeflow.Co.Uk. *Pipe Flow Expert*. Software. 2010.
- [9] <http://mjcoolingtower.blogspot.com>
- [10] <http://www.bloganton.info/2012/08/prinsip-kerja-cooling-tower.html>
- [11] <https://www.koerting.de/en/surface-condensers.html>
- [12] <http://frandhoni.blogspot.com>

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

LAMPIRAN 1 : Nilai Fitting dari *pipe flow expert*

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P2, Steel (ANSI), 800 mm ,ID=787.400 mm (Pipe Id: 2)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	Gate	800 mm	32"	Gate Valve	0.1000	1
	LiftCh	800 mm	32"	Lift Check Valve	7.2000	1

Total K = 7.30

Save Clear Cancel

Fittings: Pipe Size 800 mm 32" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	800 mm	32"	Standard Bend	0.3600
	LB	800 mm	32"	Long Bend	0.1900
	PB	800 mm	32"	Pipe Bend	0.1700
	E45	800 mm	32"	Elbow 45 deg.	0.1900
	RB	800 mm	32"	Return Bend	0.6000
	MB45	800 mm	32"	Mitre Bend 45 deg.	0.1800
	MB90	800 mm	32"	Mitre Bend 90 deg.	0.7200
	Gate	800 mm	32"	Gate Valve	0.1000
	Globe	800 mm	32"	Globe Valve	4.1000
	Angle	800 mm	32"	Globe Valve Angled	1.8000
	Plug	800 mm	32"	Plug Valve Straightway	0.2200
	Bfly	800 mm	32"	Butterfly Valve	0.3000
	BallFB	800 mm	32"	Ball Valve Full Bore	0.0300
	LiftCh	800 mm	32"	Lift Check Valve	7.2000
	AngleCh	800 mm	32"	Lift Check Valve Angled	0.6600
	SwCh	800 mm	32"	Swing Check Valve	1.2000
	TiltCh	800 mm	32"	Tilting Disk Check	0.7200

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

Calculate K value

- entrance rounded
- gradual enlargement
- gradual contraction
- sudden enlargement
- sudden contraction
- long pipe bend

Create new fitting Remove entry

LAMPIRAN 2: Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P1, Steel, 100 mm ,ID=102.260 mm (Pipe Id: 1)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty

Total K = 0.00

Save
 Clear
 Cancel

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

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	1050 mm	42"	Standard Bend	0.3600
	LB	1050 mm	42"	Long Bend	0.1900
	PB	1050 mm	42"	Pipe Bend	0.1700
	E45	1050 mm	42"	Elbow 45 deg.	0.1900
	RB	1050 mm	42"	Return Bend	0.6000
	MB45	1050 mm	42"	Mitre Bend 45 deg.	0.1800
	MB90	1050 mm	42"	Mitre Bend 90 deg.	0.7200
	Gate	1050 mm	42"	Gate Valve	0.1000
	Globe	1050 mm	42"	Globe Valve	4.1000
	Angle	1050 mm	42"	Globe Valve Angled	1.8000
	Plug	1050 mm	42"	Plug Valve Straightway	0.2200
	Bfly	1050 mm	42"	Butterfly Valve	0.3000
	BallFB	1050 mm	42"	Ball Valve Full Bore	0.0300
	LiftCh	1050 mm	42"	Lift Check Valve	7.2000
	AngleCh	1050 mm	42"	Lift Check Valve Angled	0.6600
	SwCh	1050 mm	42"	Swing Check Valve	1.2000
	TiltCh	1050 mm	42"	Tilting Disk Check	0.7200

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

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

LAMPIRAN 3 : Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P1, Steel, 100 mm JD=102.260 mm (Pipe Id: 1)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty

Total K = 0.00

Save
Clear
Cancel

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

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	1200 mm	48"	Standard Bend	0.3600
	LB	1200 mm	48"	Long Bend	0.1900
	PB	1200 mm	48"	Pipe Bend	0.1700
	E45	1200 mm	48"	Elbow 45 deg.	0.1900
	RB	1200 mm	48"	Return Bend	0.6000
	MB45	1200 mm	48"	Mitre Bend 45 deg.	0.1800
	MB90	1200 mm	48"	Mitre Bend 90 deg.	0.7200
	Gate	1200 mm	48"	Gate Valve	0.1000
	Globe	1200 mm	48"	Globe Valve	4.1000
	Angle	1200 mm	48"	Globe Valve Angled	1.8000
	Plug	1200 mm	48"	Plug Valve Straightway	0.2200
	Bfly	1200 mm	48"	Butterfly Valve	0.3000
	BallFB	1200 mm	48"	Ball Valve Full Bore	0.0300
	LiftCh	1200 mm	48"	Lift Check Valve	7.2000
	AngleCh	1200 mm	48"	Lift Check Valve Angled	0.6600
	SwCh	1200 mm	48"	Swing Check Valve	1.2000
	TiltCh	1200 mm	48"	Tilting Disk Check	0.7200

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

Calculate K value

entrance rounded
gradual enlargement
gradual contraction
sudden enlargement
sudden contraction
long pipe bend

Create new fitting
Remove entry

[Sumber: *Pipe Flow Expert*]

LAMPIRAN 4 : *Recommended Velocities in Pipeline*

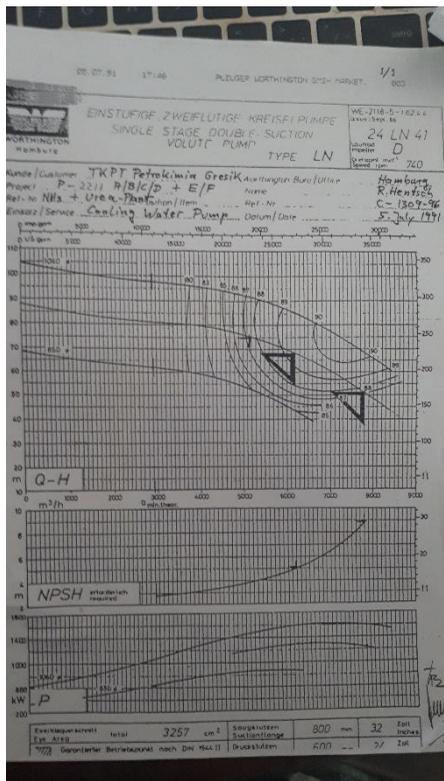
Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Acetylene		67		20.4	
Air	Air or Flue Gas Ducting	10	35	3.0	10.7
Air	Centrifugal Compressor - All Piping	50	100	15.2	30.5
Air	Piston Compressor Discharge	70	100	21.3	30.5
Air	Piston Compressor Suction	50	70	15.2	21.3
Ammonia	Gaseous	33	100	10.1	30.5
Ammonia	Liquid	2	6	0.6	1.8
Benzene		6		1.8	
Bromine	Gaseous	33		10.1	
Bromine	Liquid	4		1.2	
Calcium Chloride		4		1.2	
Carbon Tetrachloride		6		1.8	
Chlorine	Dry Gas	33	83	10.1	25.3
Chlorine	Dry Liquid	5		1.5	
Chloroform	Gaseous	33		10.1	
Chloroform	Liquid	6		1.8	
Ethylene	Gaseous	100		30.5	
Ethylene Dibromide		4		1.2	
Ethylene Dichloride		6		1.8	
Ethylene Glycol		6		1.8	
Hydrochloric Acid	Gaseous	67		20.4	
Hydrochloric Acid	Liquid	5		1.5	
Hydrogen		67		20.4	
Methyl Chloride	Gaseous	67		20.4	
Methyl Chloride	Liquid	6		1.8	
Natural Gas	75 psig and Below Main Lines	35	115	10.7	35.1
Natural Gas	Cross-Country	80	250	24.4	76.2
Natural Gas	Low Pressure Main Lines	3	6	0.9	1.8
Oil	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Oil	Heavy Viscosity	2	3	0.6	0.9
Oil	Light Viscosity	3	6	0.9	1.8
Oil	Suction Lines	3	4	0.9	1.2
Oxygen	Up to 200 psig	30	100	9.1	30.5
Paper Stock	2% to 2.5% A.D Consistency	3	10	0.9	3.0
Paper Stock	3% to 6% A.D. Consistency	1	8	0.3	2.4
Perchloroethylene		6		1.8	
Propylene Glycol		5		1.5	
Sand	5 to 25% by Volume	12		3.7	

LAMPIRAN 5 : Lanjutan

Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Sand	Coarse & Granulated Slag	12	13	3.7	4.0
Sand	Fine Graded	8	10	2.4	3.0
Sand	Gravel up to 1/2"	14		4.3	
Sand	Ordinary	11		3.4	
Sewage	Slurry	2.5	3	0.8	0.9
Sodium Chloride	No Solids	5	8	1.5	2.4
Sodium Chloride	With Solids	6	15	1.8	4.6
Sodium Hydroxide	0% - 30%	6		1.8	
Sodium Hydroxide	30% - 50%	5		1.5	
Sodium Hydroxide	50% - 73%	4		1.2	
Steam	Boiler to Turbine Cold Reheat	100	135	30.5	41.1
Steam	Boiler to Turbine Hot Reheat	135	170	41.1	51.8
Steam	HP Bypass of Turbine	200	270	61.0	82.3
Steam	HP District Heating	833	1250	253.9	381.0
Steam	Long Run	135	200	41.1	61.0
Steam	LP Bypass of Turbine	270	335	82.3	102.1
Steam	Saturated up to 15 psig for Heating	17	70	5.2	21.3
Steam	Saturated, 50 psig and Higher	100	167	30.5	50.9
Steam	Superheated 200 psig and Higher	167	300	50.9	91.4
Steam	Superheated Main	100	200	30.5	61.0
Styrene		6		1.8	
Sulfur Dioxide		67		20.4	
Sulfuric Acid		4		1.2	
Tar	Discharge Lines	2	2.5	0.6	0.8
Tar	Gravity Flow	1	1.5	0.3	0.5
Tar	Suction Lines	1	2	0.3	0.6
Trichlorethylene		6		1.8	
Vinyl Chloride		6		1.8	
Vinylidene Chloride		6		1.8	
Water	Boiler Feedwater Discharge	10	17	3.0	5.2
Water	Centrifugal Pump Discharge	5	12	1.5	3.7
Water	Centrifugal Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	City Water/Service Mains	2	5	0.6	1.5
Water	Fire Hose		10		3.0
Water	General Service	4	10	1.2	3.0
Water	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Water	Hot Water Recirc		3		0.9
Water	Reciprocating Pump Discharge	5	10	1.5	3.0
Water	Reciprocating Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	Sea Water	5	12	1.5	3.7

[Sumber: Brian Silowash. *Piping System Manual*, 2010. McGraw-Hills]

LAMPIRAN 6 : Kurva Performansi Pompa



[Sumber : Centrifugal Pump Data Sheet PT Petrokimia Gresik]

LAMPIRAN 7 : Data Sheet Pompa

 PT. PETROKIMIA PERSADA SURABAYA CENTRIFUGAL PUMP DATA SHEET		DATA SHEET No. <u>DS-P-224 ABCD</u> Job No. <u>8733</u> / <u>5-13-1358-101</u> SHEET <u>3</u>																												
HORIZONTAL SINGLE STAGE DOUBLE SUCTION CENTRIFUGAL PUMPS Item No. <u>P-221 (A)BCD</u>																														
Client <u>PT PETROKIMIA GRESIK (PERSERA)</u> Project <u>AMONIA & UREA PROJECT</u> Location <u>GRESIK - EAST JAVA - INDONESIA</u> Requirement No. <u>R-10-258-101</u> (Applicable to 1) Inquiry No. _____ (Inquiry) Purchase Order No. <u>P-10-258-01E</u> (Purchase)		Service <u>COOLING WATER PUMP</u> Unit <u>SERVICE UNIT</u> Pump Mfr. <u>DAISSER SINGAPORE</u> Size & Type <u>24 IN - 11 D</u> Serial No. <u>HW30381-36</u> No. of Stages <u>ONE (1)</u>																												
No. Pumps Required <u>SIX (6)</u>	Main FOUR (4) No. MTR Order <u>FOUR (4)</u> Pump Item No. <u>P-221(A)BCD</u> MOTOR Item No. <u>MP-221(A)BCD</u> MOTOR Provided by <u>PUMP VENDOR</u> MOTOR Mounted by <u>PUMP VENDOR</u>	Spare TWO (2) No. MTR Order <u>TWO (2)</u> Pump Item No. <u>P-221(B)E</u> MOTOR Item No. <u>MP-221(B)E</u> MOTOR Provided by <u>PUMP VENDOR</u> MOTOR Mounted by <u>PUMP VENDOR</u>																												
LIQUID Name <u>COOLING WATER</u> Pumping Temperature (°C) Normal <u>32</u> Max. _____ Min. _____ Specific Gravity @ 15°C <u>1.0</u> Vapor Press (kg/cm ² abs.) <u>0.04</u> Viscosity (cp) @ 15°C <u>0.85</u> Distribution System Control By: _____ Remarks: _____	OPERATING CONDITIONS Capacity (m ³ /hr) @ PT Normal <u>1,100</u> Range <u>500</u> Suction Press (kg/cm ² g) <u>0.77</u> Disch. Press (kg/cm ² g) _____ Max. C.W. Rate <u>0.08</u> Disch. Press (kg/cm ² g) <u>7.0</u> Suction Head (m) <u>6.94</u> Motor Rating (kW) <u>1134.9</u> Motor Power (kW) _____ Remarks: _____	SITE CONDITIONS Temp (°C) Max. <u>36</u> Min. _____ Rel. Hum. (RH) Max. <u>96</u> Min. _____ Altitude (m) <u>METER</u> Ingress Protection <u>IP65</u> Area Classification <u>NON HAZ</u> Other: _____ Remarks: _____																												
PERFORMANCE TO BE COMPLETED BY MANUFACTURER Product Curve No. <u>ME-218-5-16246</u> Min. Continuous Flow (m ³ /hr) _____ Speed (rpm) <u>740</u> Thrust <u>100</u> S/N <u>3900</u> NPSH Required (in Water) _____ Efficiency (%) <u>87.3</u> Max. Head Rise (m) <u>28</u> S/N Head Drop <u>5.1</u> Base Power (kW) <u>1294</u> Max. Power (kW) <u>1805</u> at _____ Remarks: _____																														
CONSTRUCTION TO BE COMPLETED BY PURCHASER AND MANUFACTURER <table border="1"> <thead> <tr> <th>MATERIAL</th> <th>SIZE</th> <th>RATING</th> <th>FACING</th> <th>LOCATION</th> <th>Min. Grade</th> <th>SIZE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Shaft</td> <td><u>2 1/2"</u></td> <td><u>ISO 20</u></td> <td><u>RF</u></td> <td><u>SIDE</u></td> <td></td> <td><u>Drain V & F YES</u></td> </tr> <tr> <td>Shafting</td> <td><u>2 1/2"</u></td> <td><u>ISO 20</u></td> <td><u>RF</u></td> <td><u>SIDE</u></td> <td></td> <td><u>Van V & F YES</u></td> </tr> <tr> <td>Impeller</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td><u>Drain YES</u></td> </tr> </tbody> </table> Shafting Material _____ Impeller Diameter (mm) _____ Base <u>220</u> Max. <u>250</u> Min. <u>250</u> Resection (Vertical From, CPLD) <input type="checkbox"/> CW <input type="checkbox"/> CCW Imp. Mount <input checked="" type="checkbox"/> From Top <input type="checkbox"/> Overhung Sealings _____ Shaft _____ Coupling _____ Manufacturer <u>METASYS</u> Type <u>FLEXIBLE</u> Model _____ Drive Shaft Coupling Mounted <input checked="" type="checkbox"/> Pump Mfr. <input type="checkbox"/> Drive Mfr. Drive Type/Spec. _____ Model _____ Manufacturer Data <input type="checkbox"/> Gasket <input checked="" type="checkbox"/> Flange <input type="checkbox"/> Other _____ Remarks: _____			MATERIAL	SIZE	RATING	FACING	LOCATION	Min. Grade	SIZE	Shaft	<u>2 1/2"</u>	<u>ISO 20</u>	<u>RF</u>	<u>SIDE</u>		<u>Drain V & F YES</u>	Shafting	<u>2 1/2"</u>	<u>ISO 20</u>	<u>RF</u>	<u>SIDE</u>		<u>Van V & F YES</u>	Impeller						<u>Drain YES</u>
MATERIAL	SIZE	RATING	FACING	LOCATION	Min. Grade	SIZE																								
Shaft	<u>2 1/2"</u>	<u>ISO 20</u>	<u>RF</u>	<u>SIDE</u>		<u>Drain V & F YES</u>																								
Shafting	<u>2 1/2"</u>	<u>ISO 20</u>	<u>RF</u>	<u>SIDE</u>		<u>Van V & F YES</u>																								
Impeller						<u>Drain YES</u>																								
MECH. SEAL: <u>ASTON</u> API Class <u>3</u> Manufacturer <u>QUANMETALLIC</u> Model _____ Manufacturer Data _____																														

[Sumber : Centrifugal Pump Data Sheet PT Petrokimia Gresik]

LAMPIRAN 8 : Tabel Konversi Satuan

Table G.2

Conversion Factors and Definitions

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

Definitions:

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

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

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

Power: 1 horsepower \equiv 550 ft · lbf/s

Pressure: 1 bar \equiv 10^5 Pa

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

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

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

Useful Conversion Factors:

Length:	1 ft = 0.3048 m	Power:	1 hp = 745.7 W
	1 in. = 25.4 mm		1 ft · lbf/s = 1.356 W
Mass:	1 lbm = 0.4536 kg		1 Btu/hr = 0.2931 W
	1 slug = 14.59 kg	Area:	1 ft ² = 0.0929 m ²
Force:	1 lbf = 4.448 N		1 acre = 4047 m ²
	1 kgf = 9.807 N	Volume:	1 ft ³ = 0.02832 m ³
Velocity:	1 ft/s = 0.3048 m/s		1 gal (US) = 0.003785 m ³
	1 ft/s = 1522 mph		1 gal (US) = 3.785 L
	1 mph = 0.447 m/s	Volume flow rate:	1 ft ³ /s = 0.02832 m ³ /s
Pressure:	1 psi = 6.895 kPa		1 gpm = 6.309 × 10 ⁻⁵ m ³ /s
	1 lbf/ft ² = 47.88 Pa	Viscosity (dynamic)	1 lbf · s/ft ² = 47.88 N · s/m ²
	1 atm = 101.3 kPa		1 g/(cm · s) = 0.1 N · s/m ²
	1 atm = 14.7 psi	Viscosity (kinematic)	1 Poise = 0.1 N · s/m ²
	1 in. Hg = 3.386 kPa		1 ft ² /s = 0.0929 m ² /s
	1 mm Hg = 133.3 Pa		1 Stoke = 0.0001 m ² /s
Energy:	1 Btu = 1.055 kJ		
	1 ft · lbf = 1.356 J		
	1 cal = 4.187 J		

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

LAMPIRAN 9 : Tabel Nilai Kekerasan *Absolute* Pipa

Pipe absolute roughness values (RMS)		
Material	Absolute roughness (in $\times 10^{-3}$)	Absolute roughness (micron or $m \times 10^{-6}$)
Riveted steel ¹	36-360	915-9150
Concrete ¹	12-120	305-3050
Ductile iron ²	102	2591
Wood stave ¹	3.6-7.2	91-183
Galvanized iron ¹	6	152
Cast iron – asphalt dipped ¹	4.8	122
Cast iron uncoated ¹	10	254
Carbon steel or wrought iron ¹	1.8	45
Stainless steel ¹	1.8	45
Rubber ⁴	1	25
Fiberglass ³	0.2	5
Drawn tubing – glass, plastic ¹	0.06	1.5
Copper ²	0.06	1.5
Aluminium ²	0.06	1.5
PVC ²	0.06	1.5
Red brass ²	0.06	1.5

Sources : 1. Cameron hydraulic Data Book or Hydraulic Institute Engineering Data Book
 2. Engineered Software's PIPE-FLO software www.engineered-software.com
 3. Fiberglass Pipe Handbook, SPI Composites Institute
 4. Tests commissioned by author in 2000

(Sumber : Cameron hydraulic Data Book or Hydraulic Institute Engineering Data Book)

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis yang memiliki nama lengkap **Bagas Rahadian Putra** dilahirkan di Kota Gresik, 7 Mei 1997, merupakan anak terakhir dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Islam Bakti 6 Gresik, SDN Sidokumpul 1 Gresik, SMPN 3 Gresik, dan SMAN 1 Manyar. Pada tahun 2015 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin Industri FV-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 10211500000005. 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 dan bergabung dalam organisasi. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Menjadi Kabiro Pelatihan dan Pemetaan HMDM FV-ITS Periode 2016-2017. PT Petrokimia Gresik, Jawa Timur merupakan tempat kerja praktek penulis selama satu bulan pada tanggal 3 Juli s/d 3 Agustus 2017 di bidang perawatan *Vacum Pump filtration*.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan Karya Tulis Ilmiah ITS (2015), Pelatihan Motor Bakar HMDM FTI-ITS (2015), Pelatihan LKMM Pra-Tingkat Dasar (Pra-TD) FTI-ITS (2015) , Pelatihan elemen pengkader seluruh ITS (PEPSI) BEM-ITS (2016)

Email : bagasrahadian7@gmail.com