

2115030035-Cover.pdf
2115030035-Cover_id.pdf
2115030035-Cover_en.pdf
2115030035-Aproval_Sheet.pdf
2115030035-Abstract_id.pdf
2115030035-Abstract_en.pdf
2115030035-Preface.pdf
2115030035-Table_of_content.pdf
2115030035-Illustration.pdf
2115030035-Tables.pdf
2115030035-Chapter1.pdf
2115030035-Chapter2.pdf
2115030035-Chapter3.pdf
2115030035-Chapter4.pdf
2115030035-Conclusion.pdf
2115030035-Bibliography.pdf
2115030035-Enclosure.pdf
2115030035-Biography.pdf



TUGAS AKHIR - TM 145502

PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA *COOLING TOWER* PADA INDUSTRI KOSMETIK UNTUK SIRKULASI DAN PROSES PENDINGINAN

ALFI RAHMAWATI
NRP. 10211500000035

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

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 145502

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA *COOLING*
TOWER PADA INDUSTRI KOSMETIK UNTUK SIRKULASI
DAN PROSES PENDINGINAN**

**ALFI RAHMAWATI
NRP. 1021150000035**

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

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 145502

REDESIGN OF COOLING TOWER PUMP INSTALATION FOR CIRCULATING AND COOLING PROCESS AT COSMETIC INDUSTRY

**ALFI RAHMAWATI
NRP 10211500000035**

**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 2018**

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA
COOLING TOWER PADA INDUSTRI KOSMETIK
UNTUK SIRKULASI DAN PROSES PENDINGINAN**

TUGAS AKHIR

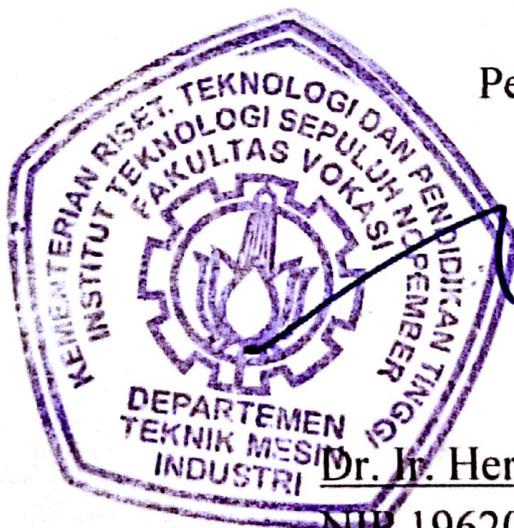
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

ALFI RAHMAWATI
NRP. 1021150000035

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir :

Pembimbing



Heru Mirmanto

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

**SURABAYA
JULI 2018**

PERENCANAAN ULANG INSTALASI POMPA *COOLING TOWER* PADA INDUSTRI KOSMETIK UNTUK SIRKULASI DAN PROSES PENDINGINAN

Nama Mahasiswa : Alfi Rahmawati
NRP : 1021150000035
Jurusan : Dept. Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

Abstrak

Industri kosmetik dalam proses produksinya menggunakan fluida yang bersifat basa, yaitu campuran air (H₂O) dengan larutan sabun. Industri ini memanfaatkan pompa cooling tower sebagai media pendistribusiannya, 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 dan numerik menggunakan software pipe flow experts.

Berdasarkan analisis dan perhitungan ulang, maka didapatkan kapasitas untuk pompa cooling tower dengan kapasitas maksimal 400 m³/jam dengan head efektif instalasi (Heff) sebesar 13,7759 m serta didapatkan daya pompa sebesar 18,8594 kW. Sehingga dari hasil perhitungan-perhitungan tersebut dapat dipilih pompa horizontal split casing model 250 x 200 CNFA merk Ebara Pump dengan type 4-5CN5618

Kata kunci : pompa *horizontal split casing*, kapasitas, head, daya.

REDESIGN OF COOLING TOWER PUMP INSTALATION FOR CIRCULATING AND COOLING PROCESS AT COSMETIC INDUSTRY

Student's Name : Alfi Rahmawati
Student's Number : 1021150000035
Department : Dept. of Mechanical Industry FV-ITS
Academic Advisor : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

Abstract

On production process, cosmetic industry uses a fluid which is bases, the fluid is a mix of soap solution and water. This industry utilizes cooling tower pump which is as distribution media, because this pump can distribute the fluids which are big capacity.

At this final project is gotten recalculation of installation and pump choosing which appropriate for istallation of horizontal split casing pump with 250 x 200 CNFA model. Head, capacity, pump power and effeciency calculation use pipe flow experts software analitically and numerically.

At this analysis and recalculation are gotten capacity for horizontal split casing pump with 250 x 200 CNFA model that the maximal capacity is 400 m³/ h with installation effective head of 13,7759 m, and pump power of 18,8594 kW. So, from the calculations can be choosed horizontal split casing pump with 250 x 200 CNFA model with ebara pump merk 4-5CN5618 type.

Keywords : horizontal split casing pump, capacity, head, power.

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kehadirat Allah SWT, tak lupa sholawat dan salam saya ucapkan kepada Rasulullah 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 POMPA *COOLING TOWER* PADA INDUSTRI KOSMETIK UNTUK SIRKULASI DAN PROSES PENDINGINAN”**

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. Bapak Ach. Achsin dan Almh. Ibuk Kastini** sebagai orang tua penulis serta seluruh keluarga penulis yang telah memberi dukungan moril dan materil serta do'a yang tak pernah putus selama ini. Tugas Akhir ini penulis persembahkan untuk bapak dan ibuk.
3. **Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.** Selaku Dosen pembimbing dan juga kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS 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 Ir.Subowo, M.Sc.** selaku dosen wali selama saya kuliah di jurusan Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
6. 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.

7. **Farida Tania dan Prawesti Ambar Rukmi**, selaku *partner* dalam pengerjaan tugas akhir ini.
8. **Fiya, Addina, Nindi, Milla, Friska, Nadia, Ambar** yang senantiasa saling *mensupport* saat mengerjakan dan menyelesaikan tugas akhir.
9. **Dista, Bella, Ica** teman kos yang senantiasa memberi dukungan semangat serta masukan bagi penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
10. **Sidik, Sakti, Kevin, Tomi, Rohman**, yang telah membantu mengajarkan gambar dan meminjamkan laptop untuk penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir.
11. **Rindiana, Vita, Erlina, Adila, Anipus, Riris** teman SMA yang selalu *support* menulis dalam mengerjakan tugas akhir ini.
12. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2015 terima kasih atas bantuan dan dukungannya.
13. 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, Juli 2018

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 Positive Displacement	6
2.2.2 Pompa Non Positive Displacement	8
2.2.2.1 Komponen Pompa Sentrifugal.....	10
2.2.2.2 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal	11
2.2.2.3 <i>Horizontal split casing pump</i>	12
2.3 Jenis Aliran Fluida.....	13
2.3.1 Aliran Viscous dan Inviscid	14
2.3.2 Aliran Laminar dan Turbulen.....	15
2.3.3 Aliran Internal dan External	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.....	40
2.8.1	Daya Pompa / Daya Fluida (WHP).....	40
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>)	45
2.10.1	Komponen Menara Pendingin	46
2.10.2	Jenis- jenis Menara Pendingin	47
2.11	Software <i>Pipe Flow Expert</i>	48
2.11.1	Langkah- langkah pemodelan dan simulasi	49
BAB III	METODOLOGI.....	51
3.1	Data-Data Hasil Survei.....	51
3.1.1	Data Pompa dan fluida	51
3.1.2	Data Pipa	51
3.1.3	Data Eksisting <i>Horizontal Split Casing Pump</i>	52
3.2	Studi Literatur.....	53
3.3	Pengambilan Data.....	53
3.3.1	Studi Literatur	53

3.3.2 Studi Lapangan.....	53
3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida	54
3.5 Perencanaan Gambar	54
3.6 Perhitungan.....	54
3.7 Pemilihan Pompa.....	55
3.8 Kesimpulan.....	55
3.9 Langkah- langkah pembuatan instalasi dengan pipe flow expert	55
3.10 Urutan Pengerjaan menggunakan Flow Chart.....	62
3.10.1 Diagram Alir Perhitungan Manual	62
3.10.2 Diagram Alir Pemograman Perhitungan Numerik ...	65
BAB IV PERHITUNGAN	67
4.1 Pengertian Umum.....	67
4.2 Kebutuhan Fluida	67
4.3 Perencanaan Sistem Distribusi Fluida	67
4.3.1 Perhitungan Sistem Distribusi Fluida Sesuai Kondisi di Lapangan	67
4.3.2 Pengecekan Diameter Instalasi Perpipaan.....	67
4.3.3 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran pada Pipa <i>Suction</i>	68
4.3.4 <i>Headloss</i> Mayor pada Pipa <i>Suction</i>	70
4.3.5 <i>Headloss</i> Minor pada Pipa <i>Suction</i>	72
4.3.6 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran pada Pipa <i>Discharge</i>	74
4.3.7 <i>Headloss</i> Mayor pada Pipa <i>Discharge</i>	76
4.3.8 <i>Headloss</i> Minor pada Pipa <i>Discharge</i>	78
4.3.9 Perhitungan <i>Headloss</i> Total	80
4.3.10 Perhitungan <i>Head</i> Efektif Instalasi	81
4.3.10.1 Perhitungan <i>Head</i> Statis	81
4.3.10.2 Perhitungan <i>Head</i> Dinamis	83
4.4 Faktor Koreksi untuk Zat Cair Kental	84
4.5 Daya Fluida / <i>Water Horse Power</i> (WHP)	85
4.6 Perhitungan Daya Poros (P_{shaft})	86
4.7 Daya Nominal Penggerak.....	88
4.8 Penentuan Jenis Pompa	90

4.9 Pemilihan Pompa.....	90
4.9.1 Putaran Spesifik Pompa (n_s) dalam Penentuan untuk Memilih Pompa	90
4.9.2 Pemilihan Pompa pada Brosur Berdasarkan Kapasitas (m^3/min) dan Head (m)	92
4.9.3 <i>Net Positive Suction Head Available</i> ($NPSH_A$).....	94
4.10 Checking Kondisi Perhitungan Menggunakan <i>Software</i> <i>Pipe Flow Expert</i>	98
4.10.1 Langkah- langkah Pemodelan dan Simulasi dengan <i>Software Pipe Flow Exspert</i>	98
4.10.2 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik	99
4.10.3 Perbandingan <i>Head Efektif Teoritis</i> (H_{eff}) dengan <i>Head Efektif Numerik</i> ($H_{eff\ PFE}$)	101
BAB V KESIMPULAN.....	101
5.1 Kesimpulan.....	101
5.2 Saran.....	102
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>	41
Gambar 2.22 Efisiensi standar pompa	42
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 Penampang pipa <i>software pipe flow expert</i>	50
Gambar 3.1 Skema <i>horizontal split casing pump</i>	52
Gambar 3.2 Memilih satuan	56
Gambar 3.3 Menggambar instalasi pipa	56
Gambar 3.4 Memilih diameter NPS	57
Gambar 3.5 Memilih fluida dan temperatur	58

Gambar 3.6 Memilih <i>fitting</i>	59
Gambar 3.7 Mengubah kondisi batas reservoir.....	60
Gambar 3.8 Menambahkan pompa.....	61
Gambar 3.9 Perhitungan.....	61
Gambar 3.10 Hasil perhitungan.....	62
Gambar 3.11 Diagram alir perhitungan manual.....	64
Gambar 3.12 Diagram alir pemrograman <i>pipe flow expert</i>	65
Gambar 4.1 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>suction</i>	72
Gambar 4.2 Harga <i>fitting</i> untuk diameter nominal pipa 12”.....	73
Gambar 4.3 Iterasi <i>Colebrook</i> pada <i>Ms. Excel</i> pipa <i>discharge</i>	78
Gambar 4.4 Harga <i>fitting</i> untuk diameter nominal pipa 8”.....	79
Gambar 4.5 Skema <i>suction head</i> pompa.....	81
Gambar 4.6 Diagram koreksi untuk pompa minyak berkapasitas besar.....	84
Gambar 4.7 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi... ..	87
Gambar 4.8 Grafik pemilihan pompa.....	90
Gambar 4.9 Putaran spesifik <i>impeller</i>	92
Gambar 4.10 <i>Performance chart 4-pole ebara horizontal split casing pump</i>	93
Gambar 4.11 <i>Performance curve ebara horizontal split casing pump</i>	94
Gambar 4.12 <i>Throttling curve ebara horizontal split casing pump</i>	96
Gambar 4.13 Model pompa <i>CSA/ CAN horizontal split casing</i>	97
Gambar 4.14 Instalasi pompa <i>horizontal split casing</i> model <i>CSA/ CAN</i> dengan menggunakan <i>software pipe flow expert</i>	99
Gambar 4.15 Instalasi pompa <i>horizontal split casing</i> setelah di <i>calculate</i>	100
Gambar 4.16 Hasil setelah di <i>calculate</i>	100

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai koefisien (k) berbagai jenis <i>fitting</i>	33
Tabel 2.2 Faktor cadangan.....	43
Tabel 2.3 Efisiensi transmisi.....	43
Tabel 3.1 <i>Fitting</i> pada pipa <i>suction</i>	52
Tbale 3.2 <i>Fitting</i> pada pipa <i>discharge</i>	52
Tabel 3.3 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ..	54
Tabel 4.1 Tabel <i>recommended velocities of fluids in pipeline</i> ..	68
Tabel 4.2 Tabel <i>head loss</i> minor pipa <i>suction</i>	74
Tabel 4.3 Tabel <i>head loss</i> minor pipa <i>discharge</i>	80
Tabel 4.4 Perhitungan <i>head loss</i>	80
Tabel 4.5 Faktor cadangan.....	88
Tabel 4.6 Efisiensi transmisi.....	89

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 industri kosmetik memiliki peran yang sangat penting, terutama untuk memindahkan fluida kerja berupa campuran air dan larutan sabun yang bertemperatur 40°C dari *hisapan pot* menuju *cooling tower*. Dalam proses ini pompa berfungsi untuk mensirkulasikan 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 kosmetik. Hasil yang nantinya didapat diharapkan dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam perancangan sistem pendistribusian fluida dari *hisapan pot* ke *cooling tower* untuk pengembangan industri kosmetik 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. Mengetahui perhitungan dalam pemilihan diameter pipa dan jenis pipa sesuai dengan kecepatan aliran yang diijinkan.
2. Mengetahui cara perhitungan *head* efektif instalasi pompa.
3. Mengetahui pemilihan pompa beserta daya yang dibutuhkan.
4. Mengetahui perbandingan antara perhitungan manual 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 kosmetik.
2. Fluida kerja dalam proses adalah fluida jenis air (H_2O) dan larutan sabun dengan suhu konstan $40^{\circ}C$.

3. Kapasitas yang dihasilkan pompa sentrifugal adalah $400 \text{ m}^3/\text{jam}$.
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

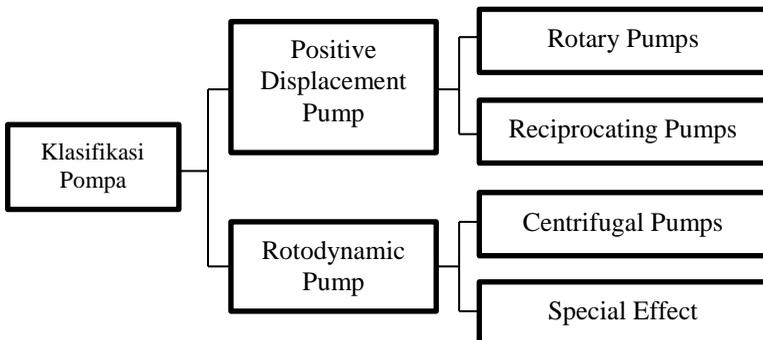
2.1 Tinjauan Umum Pompa

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 Mentransfer Fluida
Igor J. Karassik, 1960

2.2.1 Pompa Perpindahan Positif (*Positive Displacement*)

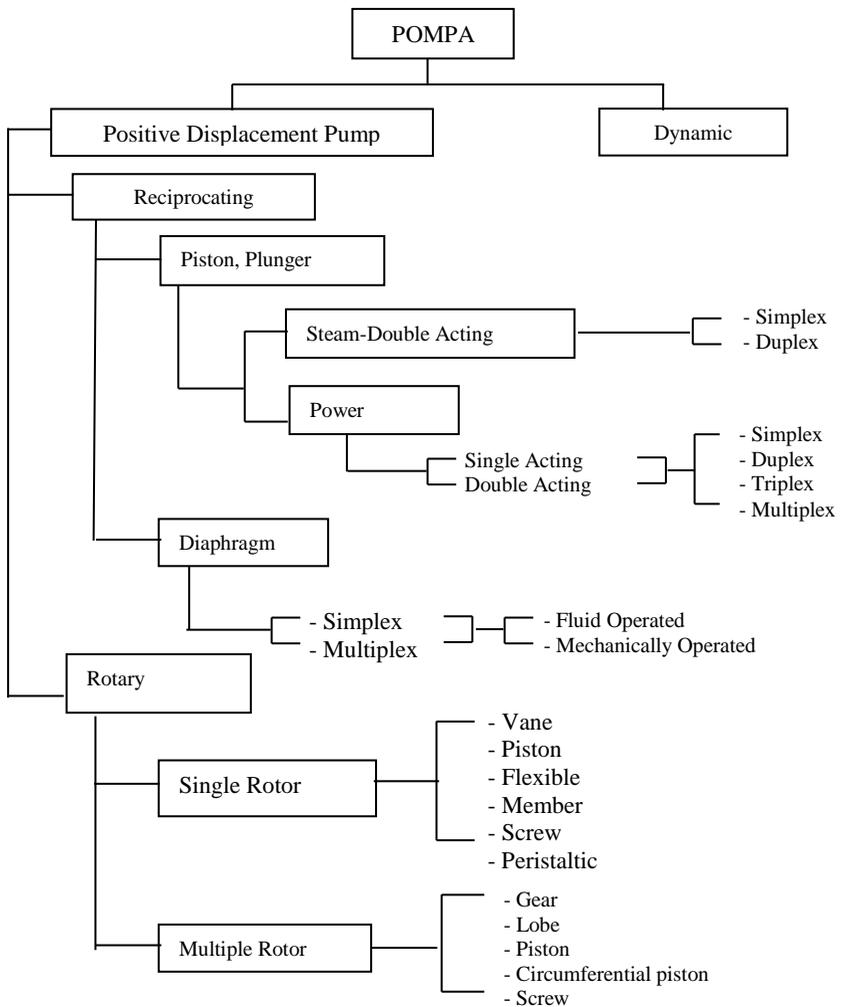
Pompa perpindahan positif (*positive displacement*) adalah suatu pompa yang memindahkan cairan dengan memanfaatkan gerakan mekanik dari *plunger*, *piston*, diafragma, roda gigi, dan lain- lain.

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 :

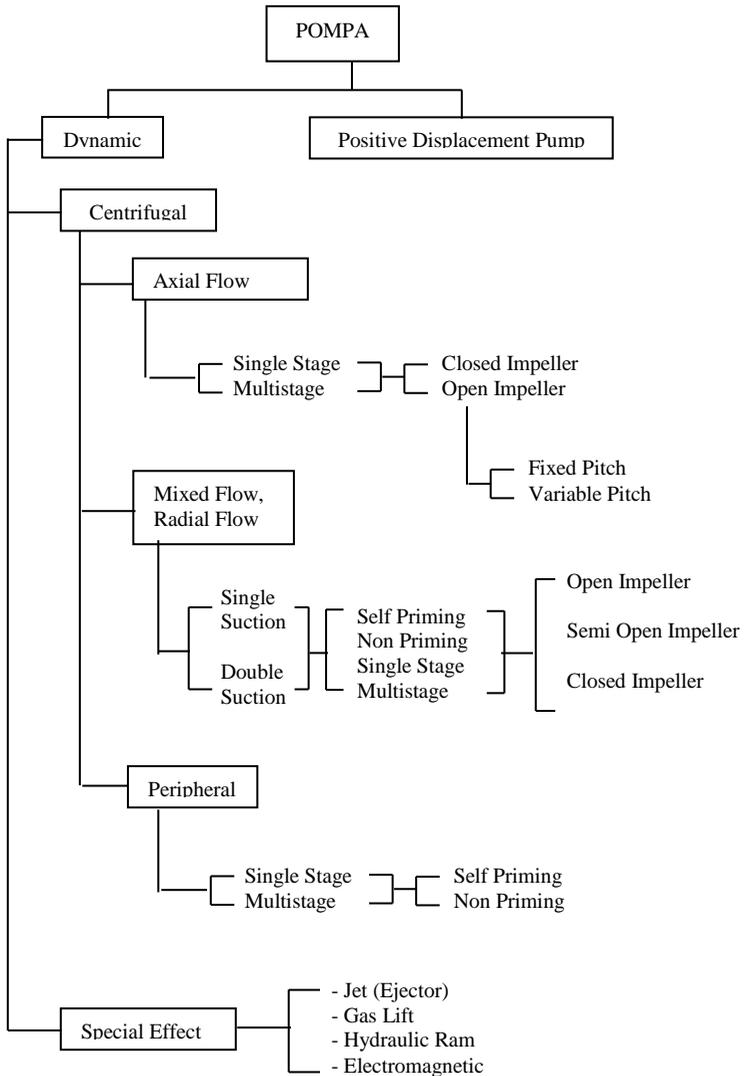
1. *Head* yang dihasilkan relative lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada *suction* yang kering, sehingga tidak memerlukan proses *priming* pada awal operasi atau menjalankan pompa.

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*
Igor J. Karassik, 1960

2.2.2 Pompa *Non Positive Displacement*



Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa *Non Positive Displacement*
Igor J. Karassik, 1960

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 sebaliknya. 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 :

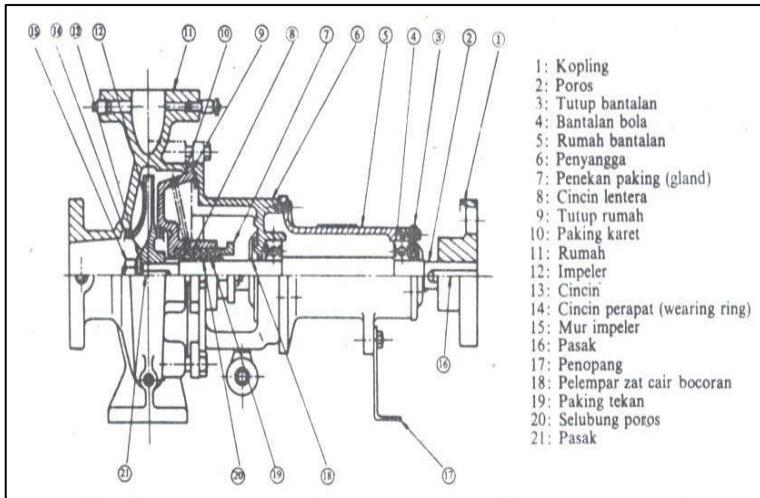
1. Pompa aliran aksial (*Axial Flow*)
2. Pompa aliran radial (*Radial Flow*)
3. Pompa aliran gabungan (*Mixed Flow*)

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
Sularso Tahara Haruo, 2006

Pada umumnya, bagian pompa sentrifugal terdiri dari :

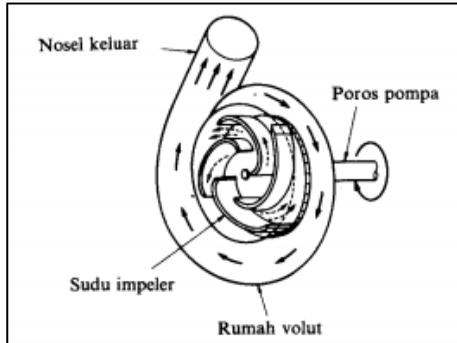
- *Impeller* : untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari 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
Sularso Tahara Haruo, 2006

2.2.2.3 Horizontal Split Casing Pump Model CSA/ CNA

Pompa ini mempunyai spesifikasi (kapasitas/ debit, total head dan daya) yang jauh lebih besar di dibandingkan dengan pompa *centrifugal end suction*. Pompa *horizontal split casing* 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 casing* 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.

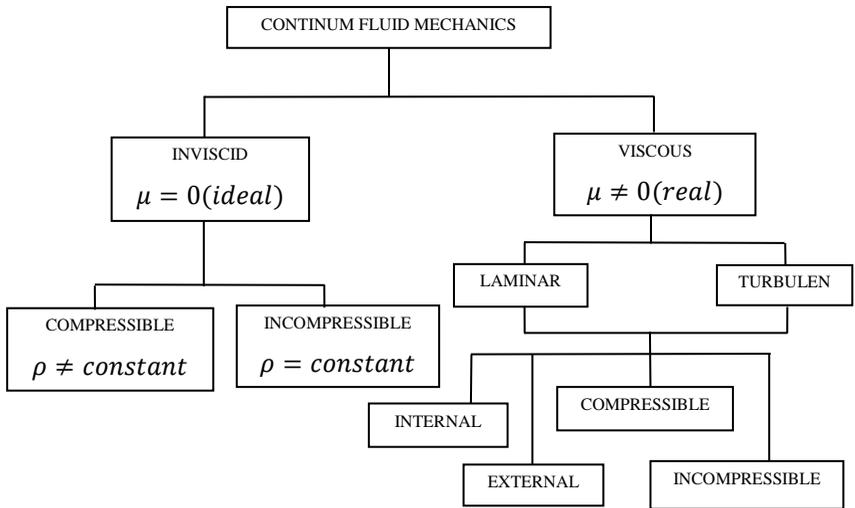
Kerugian Pompa Centrifugal adalah sebagai berikut.

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
Fox and McDonald's, 2010

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 temperaturnya.
- 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 : $Re \leq 2300$, aliran bersifat *laminar*

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

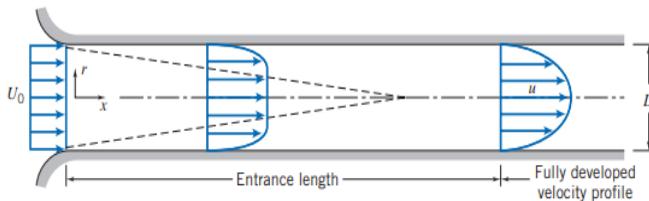
$Re \geq 4000$, aliran bersifat *turbulen*

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

2.3.3. Aliran *Internal* dan *external*

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
Fox and McDonald, 2010

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:

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

(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 :

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

Dengan asumsi :

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

Sehingga persamaan di atas menjadi :

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

Menjadi,

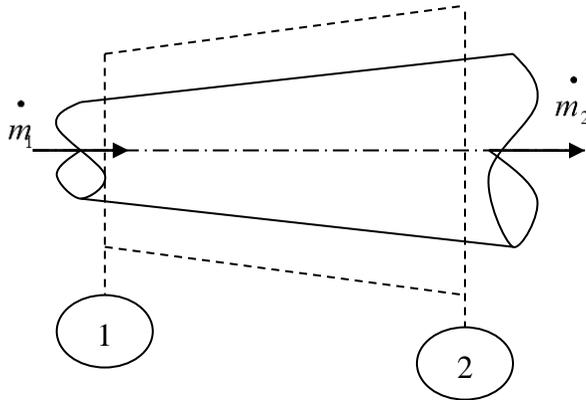
$$0 = \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

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

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

Atau

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$



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).

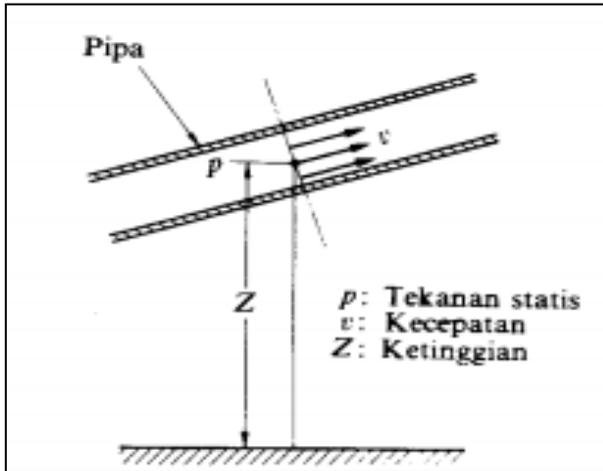
b. *Head* Kecepatan / Kinetik

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

c. *Head* Tekanan

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

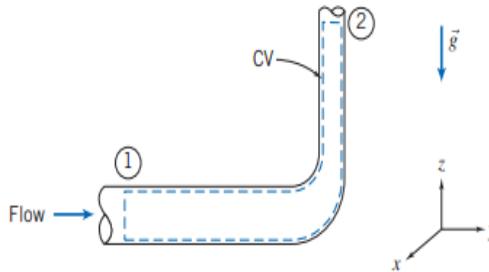
Energi mekanik total adalah energi *fluida* yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (*Z*) yang dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan. Berikut ini adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (*Head*) yang dimiliki aliran :



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 :

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

Dimana :

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

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 :

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

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,

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

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

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

Dimana :

P_1 = tekanan pada kondisi awal (*suction*)

P_2 = tekanan pada kondisi akhir (*discharge*)

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

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

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

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

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

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

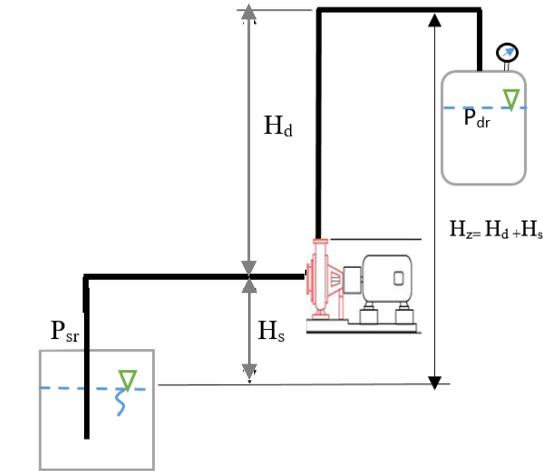
2.3.9 *Head* Efektif Instalasi Pompa

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 :

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

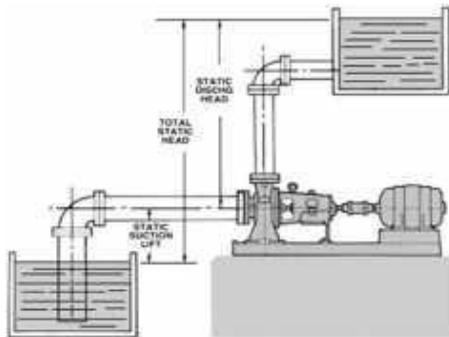
$H_d = \text{jarak / ketinggian sisi discharge (m)}$

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

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.

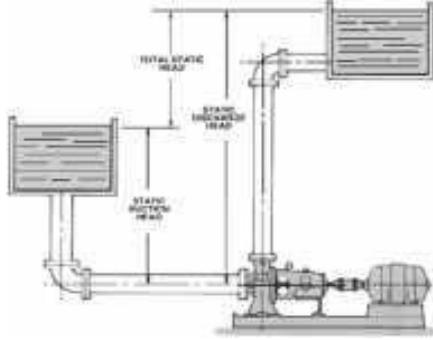


Gambar 2.12 Instalasi *Suction Lift*
Hicks, Pump Application Engineering, 1971

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*
Hicks, Pump Application Engineering, 1971

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 :

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

Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi :

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

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

untuk $3000 \leq \text{Re} \leq 100000$

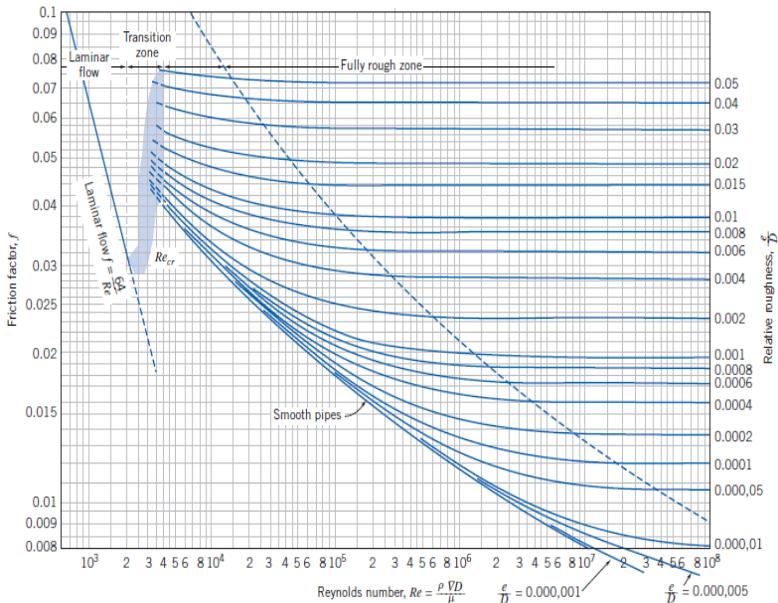
- b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

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
Fox and McDonald, 2010

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 :

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

g = gravitasi bumi (9,81 m/s²)

K = koefisien kerugian (minor losses) pipa

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

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

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*)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
SB	Standard Bend	300 mm	12"	Standard Bend	0,3900	
LB	Long Bend	300 mm	12"	Long Bend	0,2100	
PB	Pipe Bend	300 mm	12"	Pipe Bend	0,1600	
E45	Elbow 45 deg.	300 mm	12"	Elbow 45 deg.	0,2100	
RB	Return Bend	300 mm	12"	Return Bend	0,6500	
MB45	Mitre Bend 45 deg.	300 mm	12"	Mitre Bend 45 deg.	0,2000	
MB90	Mitre Bend 90 deg.	300 mm	12"	Mitre Bend 90 deg.	0,7800	
Gate	Gate Valve	300 mm	12"	Gate Valve	0,1000	
Globe	Globe Valve	300 mm	12"	Globe Valve	4,4000	
Angle	Globe Valve Angled	300 mm	12"	Globe Valve Angled	1,9500	
Plug	Plug Valve Straightway	300 mm	12"	Plug Valve Straightway	0,2300	
Bfly	Butterfly Valve	300 mm	12"	Butterfly Valve	0,3500	
BallFB	Ball Valve Full Bore	300 mm	12"	Ball Valve Full Bore	0,0400	
LiftCh	Lift Check Valve	300 mm	12"	Lift Check Valve	7,8000	
AngleCh	Lift Check Valve Angled	300 mm	12"	Lift Check Valve Angled	0,7200	
SwCh	Swing Check Valve	300 mm	12"	Swing Check Valve	1,4000	
TiltCh	Tilting Disk Check	300 mm	12"	Tilting Disk Check	1,2000	

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
 reservoir (m kolom minyak)
 $\frac{P_v}{\gamma}$ = tekanan uap cairan yang dipompa pada temperature
 pemompaan (m kolom minyak)
 h_s = *Head* hisap statis (m kolom minyak)
 $\sum H_l s$ = *Head* loss pada pipa hisap (m kolom minyak)

2.4.2 *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 :

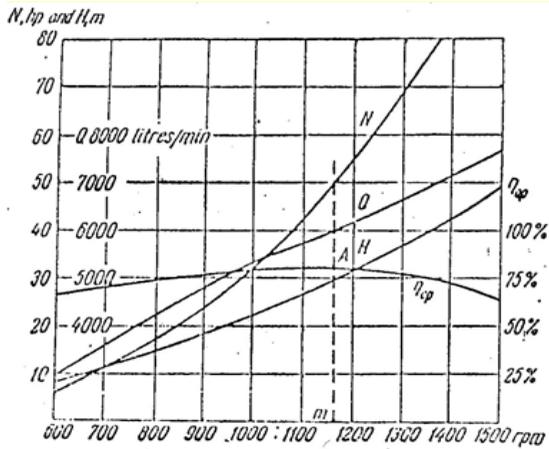
$$NPSH_A > NPSH_R$$

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 :

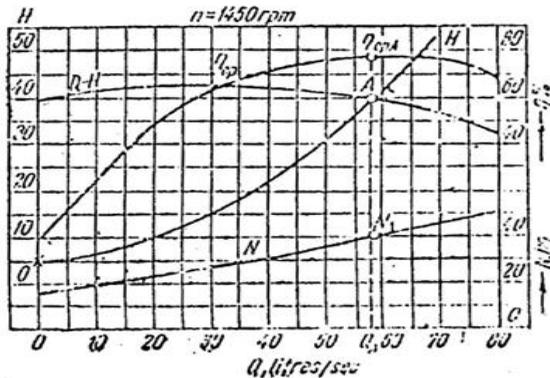


Gambar 2.15 Karakteristik Utama

Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*

2.5.2 Karakteristik Kerja

Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeler (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*.

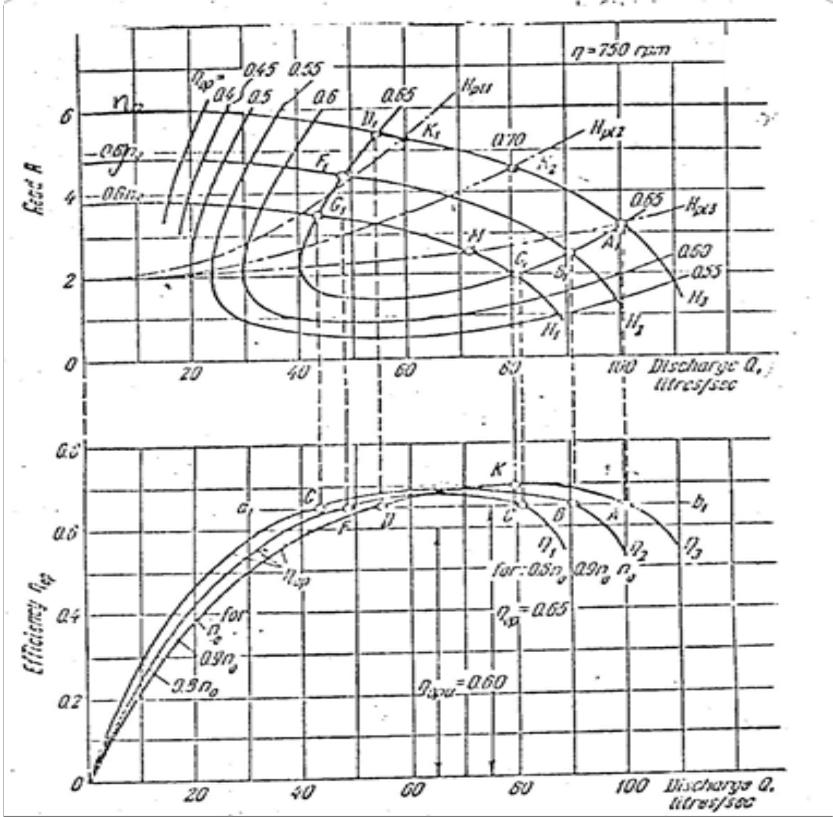


Gambar 2.16 Karakteristik Kerja

Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*

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.

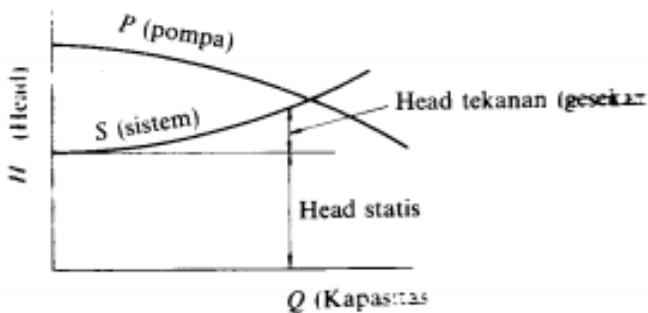


Gambar 2.17 Karakteristik Universal
Khetagurov, M. Marine Auxiliary Machinery and Systems

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 .

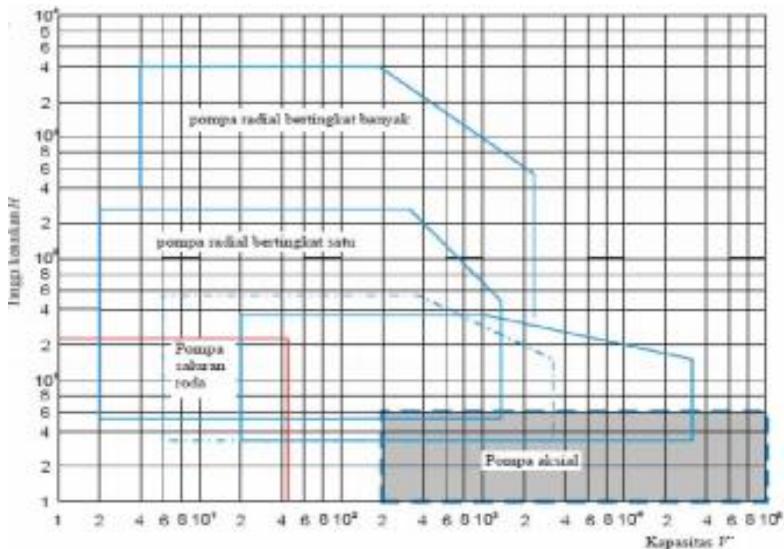


Gambar 2.18 Titik Operasi Pompa
Sularso Tahara Haruo, 2004

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
 Ir.Dakso Sriyono dan Prof.Ing. Fritz Dietzel, 1993, hal. 282

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

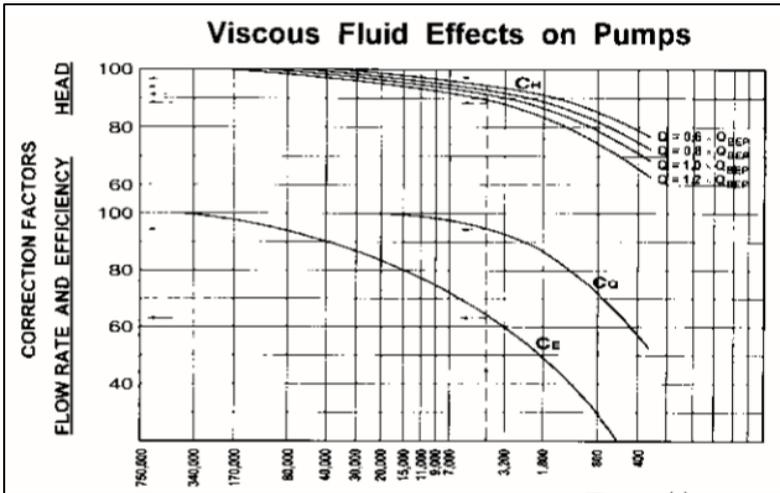
C_Q , C_H , dan C dari efisiensi pompa harus ditentukan lebih dahulu menurut gambar 2.20. Selanjutnya hubungan antara spesifikasi – spesifikasi dapat diperoleh dari persamaan berikut :

$$Q_0 = C_Q Q_w$$

$$H_0 = C_H H_w$$

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

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
Igor J. Karassik, Pump Handbook, 1960

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

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 :

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

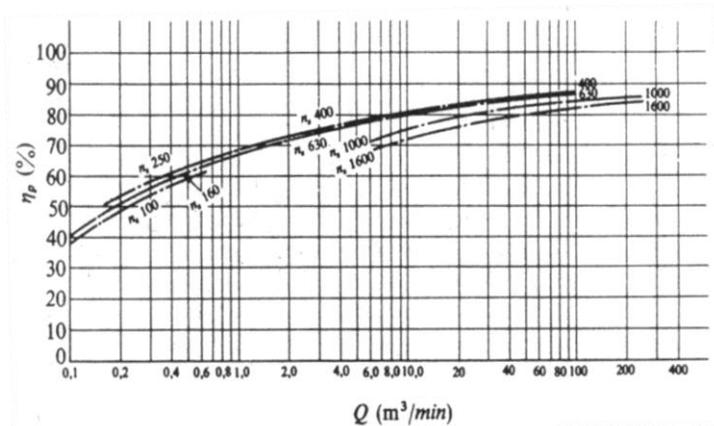
Dimana :

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
Sularso Tahara Haruo, 2006

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

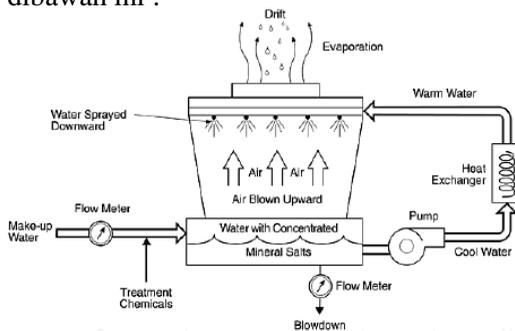
Kode dan standar merupakan suatu acuan teknis dalam perencanaan yang diterbitkan oleh suatu instansi / lembaga internasional dan digunakan secara internasional pula.

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 diuapkan ke aliran udara yang bergerak dan kemudian dibuang ke atmosfer. Proses skematik menara pendingin dapat dilihat pada gambar 2.22 dibawah ini :



Gambar 2.23 Diagram Skematik Sistem Menara Pendingin

www.bloganton.infoprinsip-kerja-cooling-tower

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*.

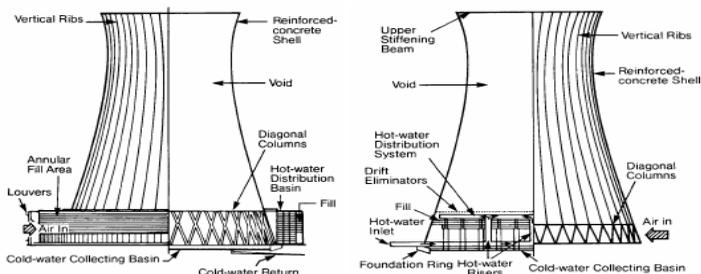
Fan aksial dan sentrifugal keduanya digunakan dalam menara. Umumnya fan dengan *propeller* digunakan pada menara *induced draft* dan baik fan *propeller* dan sentrifugal dua-duanya ditemukan dalam menara *forced draft*. Tergantung pada ukurannya, jenis fan *propeller* yang digunakan sudah dipasang tetap 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 2.23 dibawah ini :



Gambar 2.24 Menara Pendingin *Natural Draft*

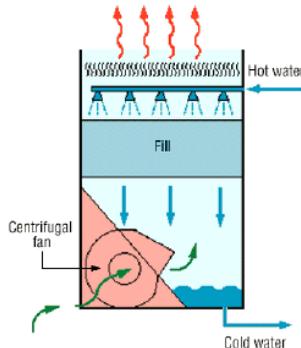
<http://mjcoolingtower.blogspot.com>

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*
www.bloganton.infoprinsip-kerja-cooling-tower

2.11 *Software Pipe Flow Expert*

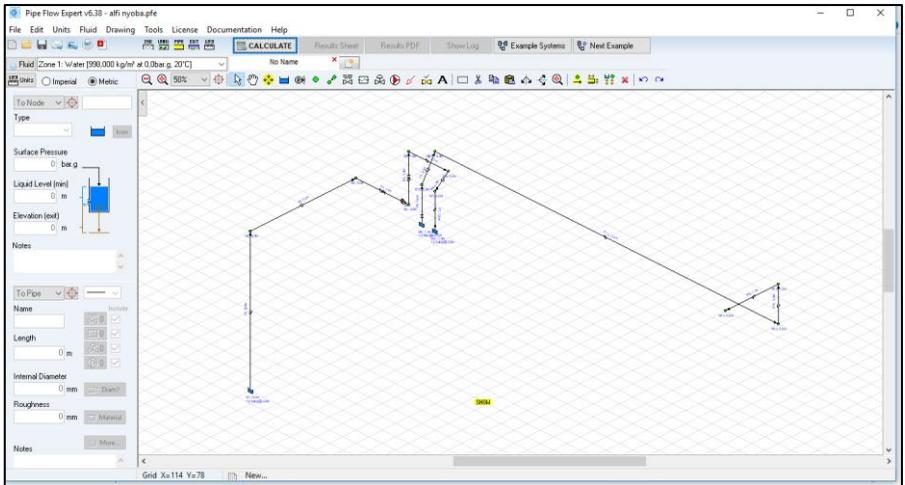
Pipe Flow Expert merupakan program perangkat lunak (*software*) yang digunakan untuk desain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. *Software* ini dapat digunakan untuk menghitung aliran *fluida* dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas *reservoir* ganda, beberapa pompa

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 2.25 menunjukkan penampang salah satu instalasi pada *software pipe flow expert*.

2.11.1 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 lapangan industri kosmetik 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 *metris* 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 2.26 Penampang Pipa Software *Pipe Flow Expert*
(Sumber: *Pipe Flow expert*)

BAB III METODOLOGI

Data tugas akhir ini di laksanakan di industri kosmetik. Untuk mendapatkan pengetahuan serta pemahaman yang lebih jelas di lapangan tentang instalasi pompa yang digunakan untuk menyalurkan fluida air (H_2O) dari reservoir menuju 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	: 400 m ³ /h
Fluida kerja`	: H_2O + larutan sabun
Temperatur kerja	: 40°C
<i>Spesific Gravity</i> (SG)	: 1,0017
<i>Density</i> (ρ)	: 992,3 kg/m ³
<i>Viscositas absolut</i> (μ)	: 8 cP

3.1.2 Data Pipa

Panjang pipa pada kondisi di lapangan:

- Panjang pipa *suction* : 11,760 m
- Panjang pipa *discharge* : 22,425 m
- Bahan pipa kondisi di lapangan : *Galvanized Iron*

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

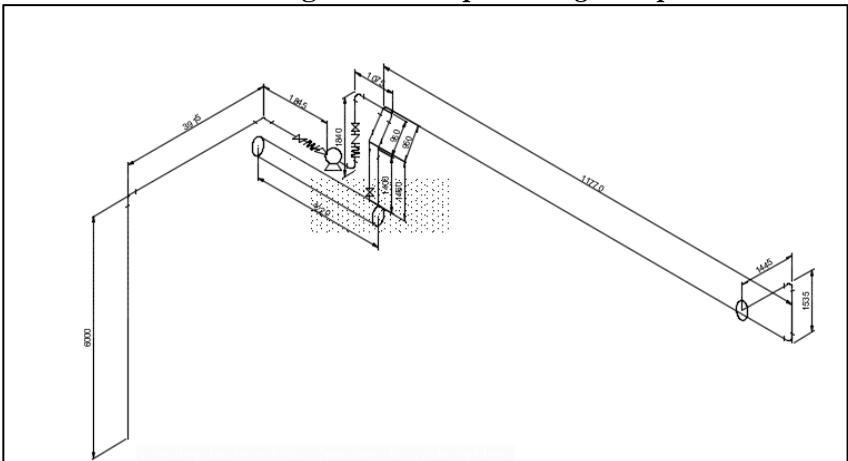
Tabel 3.1 *Fitting pada pipa suction*

Nama <i>Fitting</i>	Jumlah
<i>Elbow 90°</i>	2
<i>Gate Valve</i>	1
<i>Flexible Joint</i>	1
<i>Ecentric Reducer</i>	1
<i>Foot Valve with Strainer</i>	1

Tabel 3.2 *Fitting pada pipa discharge*

Nama <i>Fitting</i>	Jumlah
<i>Elbow 90°</i>	8
<i>Flexible Joint</i>	1
<i>Gate Valve</i>	2
<i>Defuser</i>	1
<i>Check Valve</i>	1
<i>Entrance</i>	1
<i>Exit</i>	1

3.1.3 Data Eksisting *horizontal split casing Pump*



Gambar 3.1 Skema *Horizontal Split Casing Pump*

Keterangan:

Panjang pipa <i>suction</i>	: 11,760 m
Panjang pipa <i>Discharge</i>	: 22,425 m
Tekanan outlet <i>suction reservoir</i>	: 1 atm
Tekanan Inlet <i>Discharge Reservoir</i>	: 1 atm

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

3.2 Studi Literatur

- a. Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “Perencanaan Ulang Instalasi Pompa *Horizontal Split Casing Pump* pada pabrik kosmetik.
- b. 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 perencanaan instalasi. Kegiatan diatas meliputi :

3.3.1 Studi Literatur

Dalam studi literatur ini dipelajari dari buku-buku yang menjadi referensi dalam perencanaan 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 *Horizontal Split Casing Pump* dengan fluida kerja air (H_2O) ditunjukkan pada tabel dibawah ini :

(Sumber: *System Manual Brian Silowash 2010 McGraw-Hill.*)

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 *Horizontal Split Casing*. Untuk lebih jelasnya, gambar perencanaan yang baru pada tugas akhir ini dicantumkan pada lampiran.

3.6 Perhitungan

Dalam menyelesaikan pengerjaan laporan tugas akhirini, 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 industri. Perhitungan pada tugas akhir ini dilakukan secara manual dan dengan *software Pipe Flow Expert*.

3.7 Pemilihan Pompa

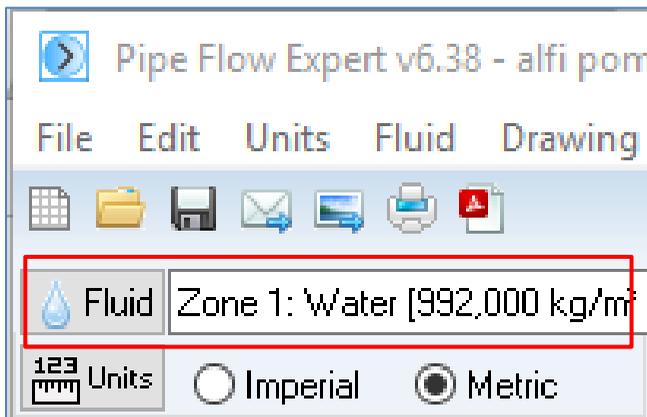
Pemilihan pompa dilakukan setelah mendapatkan hasil perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V), *head* efektif instalasi (H_{eff}), daya pompa dan efisiensi (η).

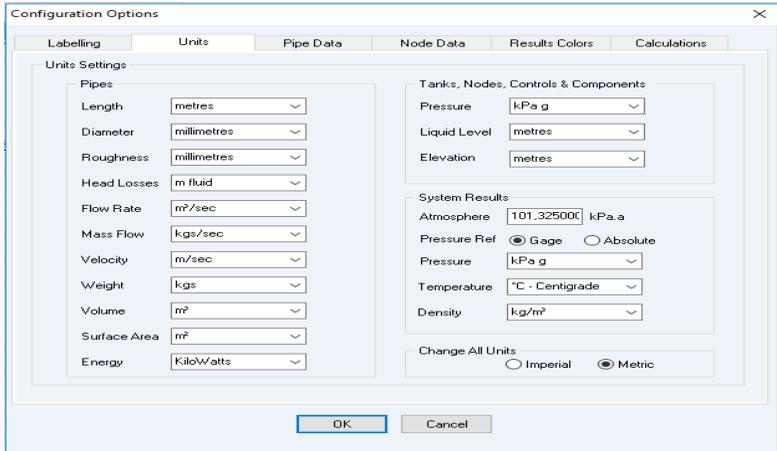
3.8 Kesimpulan

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*.

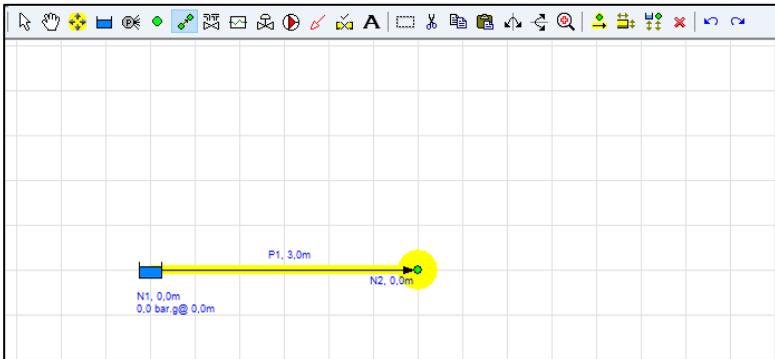
- a) Langkah- langkah memilih unit satuan





Gambar 3.2 Memilih Satuan

b) Menggambar instalasi



Gambar 3.3 menggambar Instalasi Pipa

c) Pemilihan diameter NPS

Pipe: 1

Name: P1

Length: 6,000 m

Internal Diameter: 302,971 mm

Roughness: 0,150000 mm

Material: Steel (ANSI) Galvanised Sch. 40

Pipe diameter data (Pipe Id: 1)

Pipe data: P1

Material	Schedule / Class	Internal Roughness (mm)
Steel (ANSI) Galvanised	Sch. 40	0,1500

Nominal Size	Internal Diam. mm	Wall Thick. mm	Outside Diam. mm	Weight kgs/m	Internal Vol m ³ / 100 m	Surface Area m ² / 100 m
300 mm	302,971	10,439	323,850	80,690	7,2093	101,7405

Save Pipe

Cancel

Transfer Selected Size: Steel (ANSI) Galvanised Sch. 40, IR = 0,1500 mm

Nominal Size	Internal Diam. mm	Wall Thick. mm	Outside Diam. mm	Weight kgs/m	Internal Vol m ³ / 100 m	Surface Area m ² / 100 m
80 mm	77,673	5,613	88,900	11,530	0,4738	27,3288
90 mm	89,865	5,867	101,600	13,853	0,6343	31,9186
100 mm	102,006	6,147	114,300	16,395	0,8172	35,9084
125 mm	127,940	6,680	141,300	22,178	1,2856	44,3908
150 mm	153,797	7,239	168,275	28,750	1,8577	52,8652
200 mm	202,463	8,306	219,075	43,173	3,2195	68,8244
250 mm	254,254	9,398	273,050	61,107	5,0772	85,7812
300 mm	302,971	10,439	323,850	80,690	7,2093	101,7405
360 mm	333,096	11,252	355,600	95,556	8,7142	111,7150
400 mm	380,746	12,827	406,400	124,501	11,3857	127,6743
450 mm	428,396	14,402	457,200	157,271	14,4139	143,6336
500 mm	477,571	15,215	508,000	184,903	17,9129	159,5929
600 mm	574,396	17,602	609,600	256,988	25,9127	191,5115
800 mm	777,596	17,602	812,800	345,197	47,4895	255,3487
850 mm	828,396	17,602	863,600	367,249	53,8971	271,3079
900 mm	876,046	19,177	914,400	423,387	60,2759	287,2672

Metric Imperial

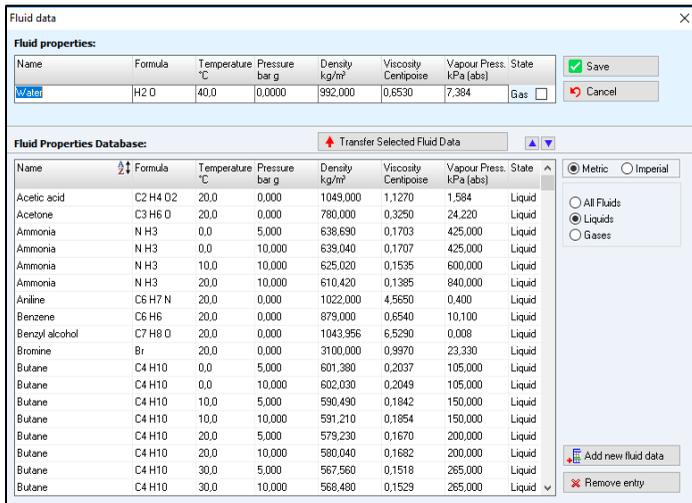
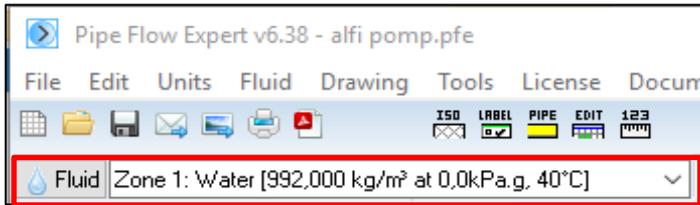
Change Material

Add New Size

Remove Entry

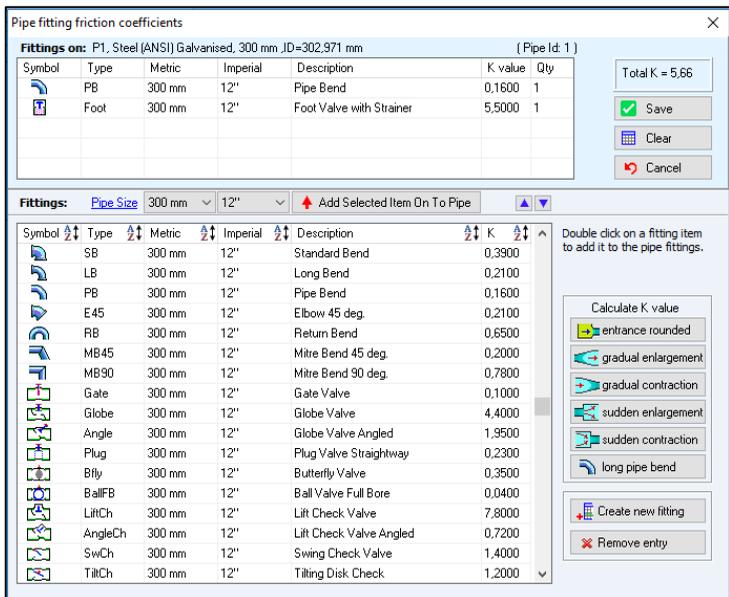
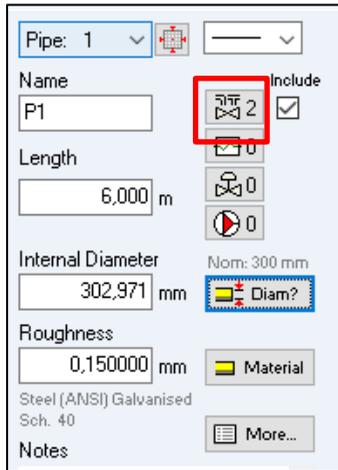
Gambar 3.4 Memilih Diameter NPS

d) Pemilihan fluida kerja dan temperatur kerja pada perintah fluid



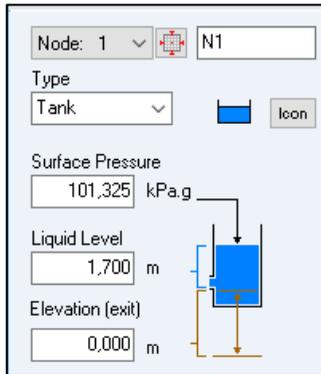
Gambar 3.5 Memilih Fluida dan Temperatur

e) Penambahan fitting



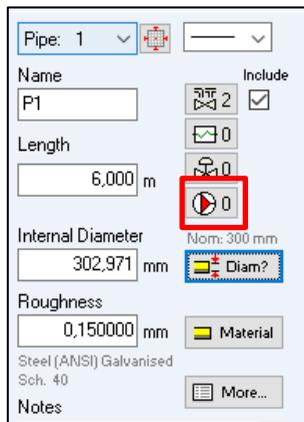
Gambar 3.6 Memilih Fitting

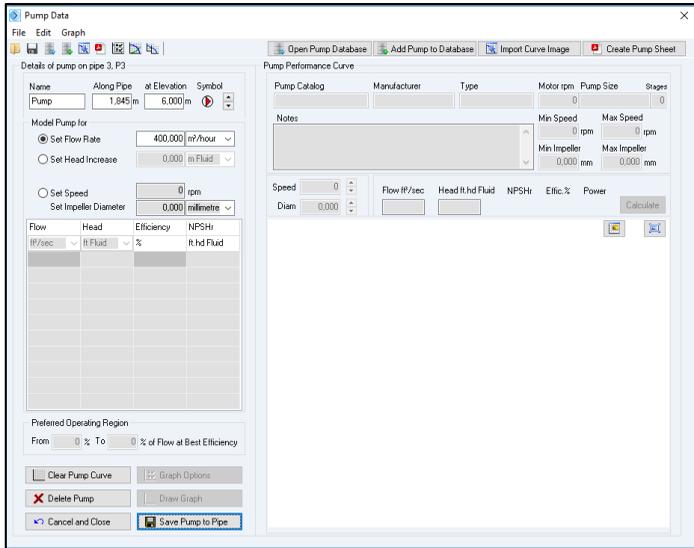
f) Pengaturan kondisi batas reservoir



Gambar 3.7 Mengubah Kondisi Batas Reservoir

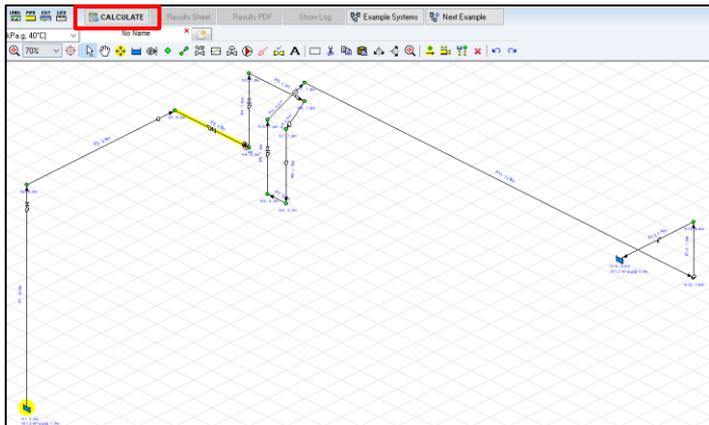
g) Penambahan pompa





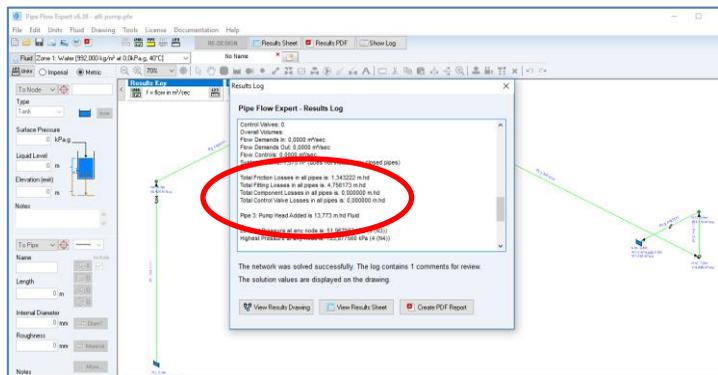
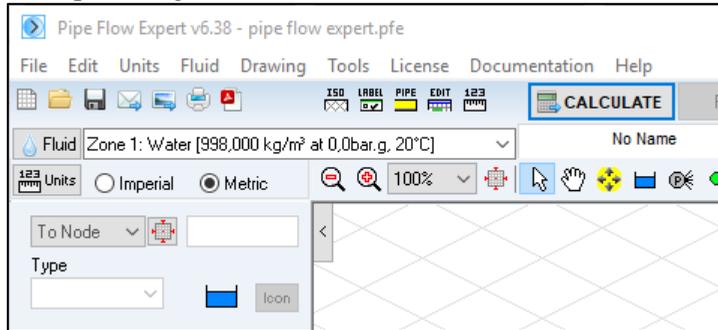
Gambar 3.8 Menambahkan pompa

h) Perhitungan pipe flow



Gambar 3.9 Perhitungan

i) Hasil perhitungan

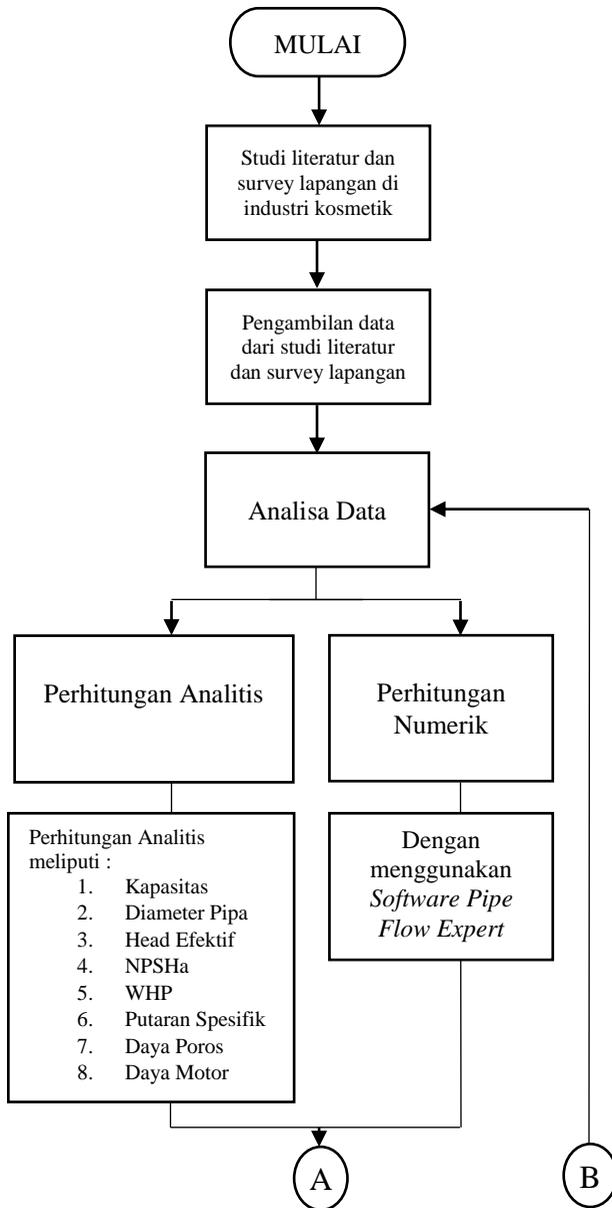


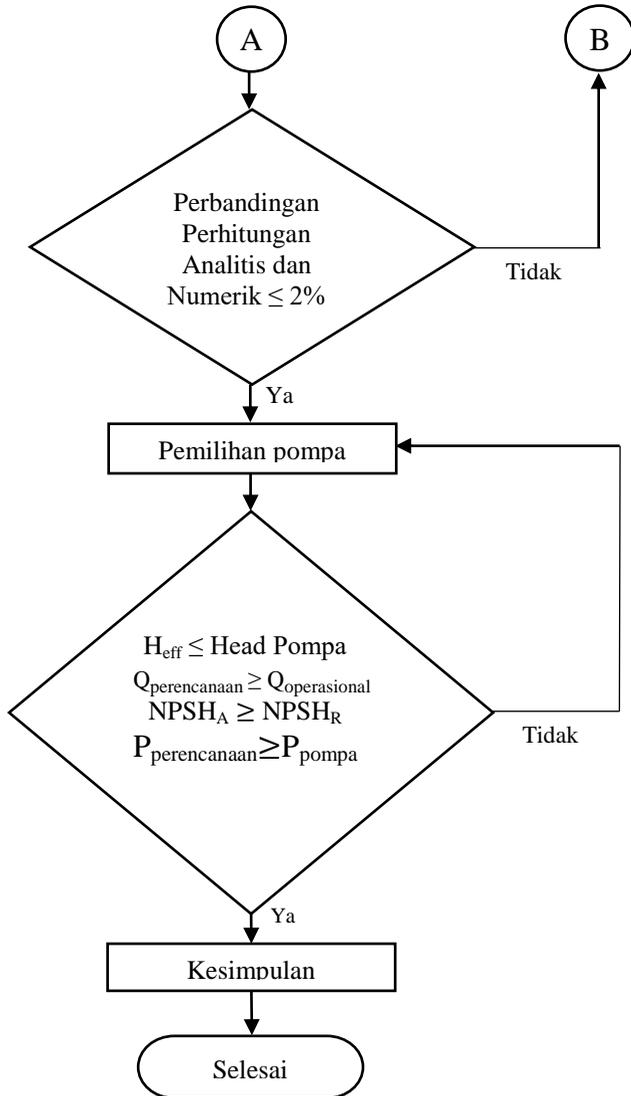
Gambar 3.10 Hasil Perhitungan

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

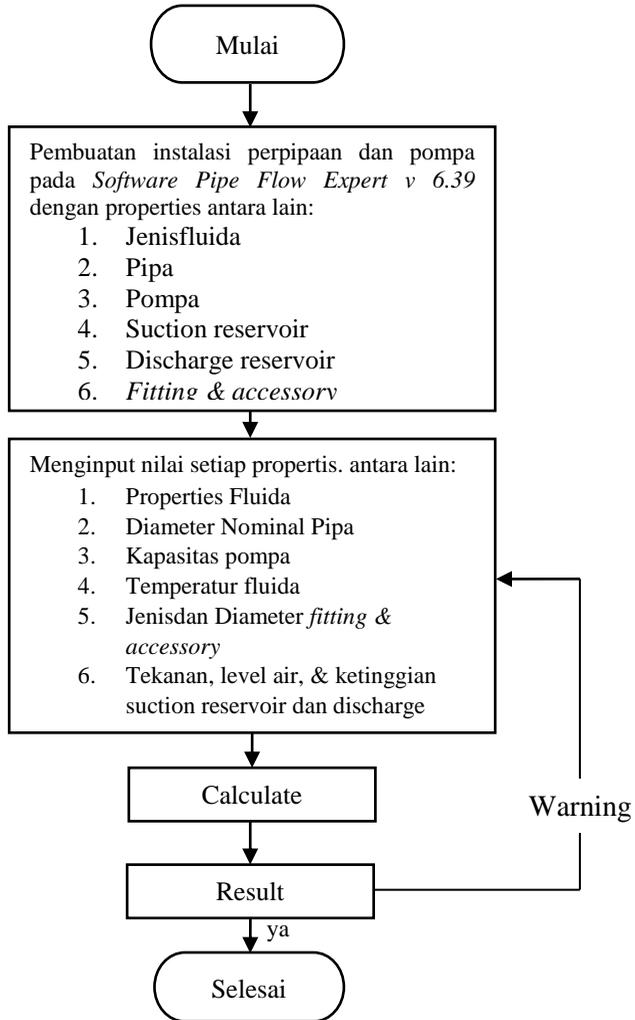




Gambar 3.11 Diagram Alir Perhitungan Manual

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*

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV PERHITUNGAN

Berikut ini akan dijelaskan tentang perhitungan dan perencanaan ulang mengenai sistem perpipaan instalasi pompa sentrifugal model CSA/ CNA di salah satu industri kosmetik.

4.1 Pengertian Umum

Sistem perpipaan pada instalasi ini berfungsi untuk memompakan fluida yang memiliki temperature 40° dengan kapasitas (Q) $400 \text{ m}^3/\text{hr}$ dari reservoir ke cooling tower.

4.2 Kebutuhan Fluida

Dalam memperkirakan besarnya kebutuhan fluida di pabrik kosmetik, diperlukan perhitungan kapasitas pompa yang didasarkan pada kapasitas pengoperasian satu pompa horizontal split casing dan satu pompa lain (stand by).

4.3 Perencanaan Sistem Distribusi Fluida

4.3.1 Perhitungan Sistem Distribusi Fluida Sesuai Kondisi di Lapangan

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

4.3.2 Perhitungan Diameter Instalasi Perpipaan

Dalam pengecekan diameter pipa, hal penting yang harus diperhatikan adalah kecepatan aliran di dalam pipa. Pengecekan meliputi diameter pipa suction dan diameter pipa discharge. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan (*recommended velocities*) pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja ditunjukkan pada tabel dibawah ini berdasarkan referensi dari buku *Piping System Manual, Brian Silowash 2010 McGraw-Hill*.

(Sumber: *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)
Centrifugal Pump	Suction Lines	0,6	1,5
	Discharge Lines	1,5	3,7

Untuk jenis fluida air (H_2O) dan larutan sabun dengan SG sebesar 1,0017

4.3.3 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran pada Pipa Suction

Diketahui :

Bahan : *Galvanized Iron*

$$Q = 400 \frac{m^3}{jam} \times \frac{1 jam}{3600 s} = 0,1111 \frac{m^3}{s}$$

$$D_{inside} = 0,302971 m$$

Sehingga untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan rumus :

$$\begin{aligned} V &= \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2} \\ &= \frac{4 \times 0,1111 \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,302971 m)^2} \\ &= 1,54 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Kecepatan yang diijinkan untuk pipa *suction* yaitu minimal 0,6 m/s dan maksimumnya 1,5 m/s (*recomemended velocity: suction lines*). Berdasarkan tinjauan kecepatan aliran diatas yaitu 1,54 m/s kurang sesuai. Agar sesuai dengan kecepatan yang diijinkan, maka dilakukan pemilihan diameter yang sesuai dengan

memperhatikan kecepatan yang diijinkan yaitu 1,5 m/s. Perhitungan dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

Dimana : $Q = 0,1111 \frac{m^3}{s}$ dan $V = 1,5 \frac{m}{s}$

$$\begin{aligned}
 D &= \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \times 0,1111 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 1,5 \frac{m}{s}}} \\
 &= \frac{0,3070 \text{ m}}{0,0254} \\
 &= 12,08 \text{ inch} \\
 &\cong 12 \text{ inch}
 \end{aligned}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan diameter nominal (NPS) = 300 mm atau 12 inch jenis *Galvanizes Iron* dan $D_{\text{inside}} = 0,302971 \text{ m}$.

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

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{4 Q}{\pi D^2} \\
 &= \frac{4 \times 0,1111 \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,3 \text{ m})^2} = 1,5 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

Jadi, diperoleh diameter NPS baru yaitu 300 mm atau 12 inch.

4.3.4 Headloss Mayor pada Pipa Suction

Besarnya *major losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

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

Dimana

f = koefisien gesek

L = panjang pipa lurus (m)

D = diameter pipa (m)

\bar{V}_s = kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

diketahui data sebagai berikut :

$L_{\text{Suction}} = 11,76 \text{ m}$

$D_{\text{inside}} = 12 \text{ inch} = 0,302971 \text{ m}$

$\bar{V}_s = 1,5 \text{ m/s}$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari *Reynold Number* (RE)

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

Dengan :

$Re < 2300$, aliran bersifat laminar

$Re > 4000$, aliran bersifat turbulen

$4000 > Re > 2300$ terdapat daerah transisi, dimana aliran dapat bersifat laminar atau turbulen tergantung pada kondisi pipa dan aliran.

Berdasarkan data yang didapat dari data sheet pompa harga viscositas absolute pada suhu 40°C adalah

$$\begin{aligned} \mu &= 8 \text{ cps} \rightarrow 1 \text{ poise} = \frac{gr}{cm \cdot sec} \\ &= 8 \text{ cps} \times \frac{10^{-2} \text{ poise}}{1 \text{ cps}} \times \frac{gr}{cm \cdot s \text{ poise}} \times \frac{10^{-3} \text{ kg}}{gr} \times \frac{1 \text{ cm}}{10^{-2} \text{ m}} \\ &= 0,008 \frac{kg}{m \cdot sec} \end{aligned}$$

Sehingga dapat diperoleh nilai Re nya adalah,

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{\rho \times V \times D}{\mu} \\
 &= \frac{993,986 \frac{kg}{m^3} \times 1,5 \frac{m}{s} \times 0,302971 m}{0,008 \frac{kg}{m \cdot sec}} \\
 &= 56465,42483
 \end{aligned}$$

Karena Re laminar ($Re > 2300$), maka turbulen

Bahan pipa yang digunakan adalah Galvanized iron, referensi buku *Fox and Mc Donald's Introduction to Fluid Mechanics 8th editon*. Roughness (e) yang digunakan adalah 0,152 mm, maka *relative roughness*,

$$\begin{aligned}
 \frac{e}{D_{inside}} &= \frac{0,152 mm}{302,971 mm} \\
 \frac{e}{D_{inside}} &= 5,0169 \times 10^{-4}
 \end{aligned}$$

Dengan mengetahui harga Re dan $\frac{\epsilon}{D}$ dari *Colebrook equation* maka unuk mendapat harga f menggunakan Persamaan *Colebrook* sebgai berikut:

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

Untuk menyelesaikan persamaan ini dan mengetahui harga f , makan dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan Microsoft Excel seperti berikut :

e/D	Re	asumsi f		1/akar f	selisih
0,00050169	56465,42483	0,0218		6,71971577	0,053138845
0,00050169	56465,42483	0,0219		6,721085705	0,036288079
0,00050169	56465,42483	0,022		6,722448431	0,019550194
0,00050169	56465,42483	0,0221		6,723804017	0,002923923
0,00050169	56465,42483	0,0222		6,72515253	-0,013591978
0,00050169	56465,42483	0,0223		6,726494039	-0,029998737
0,00050169	56465,42483	0,0224		6,727828608	-0,04629756

Gambar 4.1 Iterasi Colebrook pada Ms. Exel Pipa Suction

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Exel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar $f = 0,0221$. Sehingga, untuk menghitung *head loss mayor* adalah :

$$\begin{aligned}
 H_l &= f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \\
 &= 0,0221 \times \frac{11,760 \text{ m}}{0,302971 \text{ m}} \times \frac{\left(1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \\
 &= 0,0983 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.5 HeadLoss Minor pada Pipa Suction

HeadLoss Minor adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris (entrance, sambungan, elbow, katup dan asesoris perpipaan lainnya) disepanjang pipa instalasi. Untuk harga K dengan diameter 12 inch, pada masing-masing aksesoris diperoleh dari tabel *minor losses coefficient pipe flow experts* pada gambar 4.2 dibawah ini:

Fittings: Pipe Size 100 mm 4" Add Selected Item On To Pipe					
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	300 mm	12"	Standard Bend	0,3900
	LB	300 mm	12"	Long Bend	0,2100
	PB	300 mm	12"	Pipe Bend	0,1600
	E45	300 mm	12"	Elbow 45 deg.	0,2100
	RB	300 mm	12"	Return Bend	0,6500
	MB45	300 mm	12"	Mitre Bend 45 deg.	0,2000
	MB90	300 mm	12"	Mitre Bend 90 deg.	0,7800
	Gate	300 mm	12"	Gate Valve	0,1000
	Globe	300 mm	12"	Globe Valve	4,4000
	Angle	300 mm	12"	Globe Valve Angled	1,9500
	Plug	300 mm	12"	Plug Valve Straightway	0,2300
	Bfly	300 mm	12"	Butterfly Valve	0,3500
	BallFB	300 mm	12"	Ball Valve Full Bore	0,0400
	LiftCh	300 mm	12"	Lift Check Valve	7,8000
	AngleCh	300 mm	12"	Lift Check Valve Angled	0,7200
	SwCh	300 mm	12"	Swing Check Valve	1,4000
	TiltCh	300 mm	12"	Tilting Disk Check	1,2000
	ChWaf	300 mm	12"	Wafer Check Valve	1,2500
	Foot	300 mm	12"	Foot Valve with Strainer	5,5000
	Hinged	300 mm	12"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,0000
	St	300 mm	12"	Strainer	1,0000
	TT	300 mm	12"	Through Tee	0,2800
	BT	300 mm	12"	Branch Tee	0,7800
	ExitCon	300 mm	12"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	300 mm	12"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	300 mm	12"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	300 mm	12"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	Gate	300 mm	12"	flexible joint	1,5000

Gambar 4.2 Harga *Fitting* untuk Diameter Nominal Pipa = 12”
(Sumber: *Pipe Flow expert*)

Besarnya *minor losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

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

Dimana :

K = resistance coefficient

\bar{V}_s = kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s²)

Dari hasil perhitungan *head loss minor* pada pipa suction, maka dapat ditabelkan sebagai berikut :

Table 4.2 Tabel *Head Loss Minor Pipa Suction*

No	Fitting	Jumlah	K	H _{lm} (m)
1	<i>Elbow 90</i>	2	0,16	0,0366
2	<i>Gate Valve</i>	1	0,1	0,0114
3	<i>Flexible Joint</i>	1	1,5	0,1722
4	<i>Eccentric Reducer</i>	1	0,06	0,0068
5	<i>Foot Valve with Strainer</i>	1	5,5	0,6307
TOTAL				0,8577

4.3.6 Perhitungan Diameter dan Kecepatan Aliran pada Pipa Discharge

Diketahui :

Bahan : *Galvanized Iron*

$$Q = 400 \frac{m^3}{jam} \times \frac{1 jam}{3600 s} = 0,1111 \frac{m^3}{s}$$

$$D_{inside} = 0,202463 m$$

Sehingga untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan rumus:

$$\begin{aligned} V &= \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2} \\ &= \frac{4 \times 0,1111 \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,202463 m)^2} \\ &= 3,45 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Berdasarkan tinjauan kecepatan aliran diatas yaitu 3,45 m/s sesuai dengan kecepatan yang diijinkan. Kecepatan yang diijinkan untuk pipa *discharge* yaitu minimal 1,5 m/s dan maksimumnya 3,7 m/s (*recomemended velocity: discahrge lines*). Agar sesuai dengan keceatan maksimal yang diijinkan, maka perhitungan dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 D &= \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \times 0,1111 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 3,7 \frac{m}{s}}} \\
 &= \frac{0,1955 m}{0,0254} = 7,69'' \cong 8''
 \end{aligned}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan jenis *Galvanized Iron* diameter nominal (NPS) = 200 mm atau 8 inch dan *inside* diameter = 0,202463 m.

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

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{4 Q}{\pi D^2} \\
 &= \frac{4 \times 0,1111 \frac{m^3}{s}}{\pi \times (0,2 m)^2} \\
 &= 3,5 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

Jadi, diperoleh diameter NPS baru yaitu 200 mm atau 8 inch.

4.3.7 Headloss Mayor pada Pipa Discharge

Besarnya *major losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

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

Dimana

f = koefisien gesek

L = panjang pipa lurus (m)

D = diameter pipa (m)

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

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

diketahui data sebagai berikut :

$$L_{\text{Discharge}} = 22,425 \text{ m}$$

$$D_{\text{inside}} = 8 \text{ inch} = 0,202463 \text{ m}$$

$$V_d = 3,5 \text{ m/s}$$

Harga Koefisien gesek ditentukan dari *Reynold Number* (RE)

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

Dengan :

$Re < 2300$, aliran bersifat laminar

$Re > 4000$, aliran bersifat turbulen

$4000 > Re > 2300$ terdapat daerah transisi, dimana aliran dapat bersifat laminar atau turbulen tergantung pada kondisi pipa dan aliran.

Berdasarkan data yang didapat dari data sheet pompa harga viscositas absolute pada suhu 40°C adalah

$$\begin{aligned} \mu &= 8 \text{ cps} \rightarrow 1 \text{ poise} = \frac{gr}{cm.sec} \\ &= 8 \text{ cps} \times \frac{10^{-2} poise}{1 \text{ cps}} \times \frac{gr}{cm.s poise} \times \frac{10^{-3} kg}{gr} \times \frac{1 cm}{10^{-2} m} \\ &= 0,008 \frac{kg}{m.sec} \end{aligned}$$

Sehingga dapat diperoleh nilai Re nya adalah,

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{\rho \times V \times D}{\mu} \\
 &= \frac{993,986 \frac{kg}{m^3} \times 3,5 \frac{m}{s} \times 0,202463 m}{0,008 \frac{kg}{m.sec}} \\
 &= 88044,85704
 \end{aligned}$$

Karena Re laminar ($Re > 2300$), maka turbulen

Bahan pipa yang digunakan adalah *Galvanized iron*, refrensi buku *Fox and Mc Donald's Introduction to Fluid Mechanics 8th editon*. Roughness (e) yang digunakan adalah 0,152 mm., maka *relative roughness*,

$$\begin{aligned}
 \frac{e}{D_{inside}} &= \frac{0,152 mm}{202,463 mm} \\
 \frac{e}{D_{inside}} &= 7,5 \times 10^{-4}
 \end{aligned}$$

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 , makan dilakukan perhitungan dan iterasi menggunakan *Microsoft Excel* seperti berikut :

e/D	Re	asumsi f		1/ akar f	selisih
0,00075	88044,85704	0,0213	6,800152	6,851887098	0,051735383
0,00075	88044,85704	0,0214	6,801149	6,83585927	0,034709892
0,00075	88044,85704	0,0215	6,802141	6,819943395	0,017802186
0,00075	88044,85704	0,0216	6,803127	6,804138174	0,00101091
0,00075	88044,85704	0,0217	6,804108	6,788442333	-0,015665273
0,00075	88044,85704	0,0218	6,805082	6,772854615	-0,032227675
0,00075	88044,85704	0,0219	6,806051	6,757373784	-0,048677591

Gambar 4.3 Iterasi Clebrook pada Ms. Exel Pipa Discharge

Dengan melakukan iterasi pada program Ms. Exel, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar $f = 0,0217$.

Sehingga, untuk menghitung *head loss mayor* adalah :

$$\begin{aligned}
 H_l &= f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \\
 &= 0,0216 \times \frac{22,425 \text{ m}}{0,202463 \text{ m}} \times \frac{\left(3,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \\
 &= 1,4937 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.8 HeadLoss Minor pada Pipa Disharge

HeadLoss Minor adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris (entrance, sambungan, elbow, katup dan asesoris perpipaan lainnya) disepanjang pipa instalasi. Untuk harga K dengan diameter 8 inch, pada masing-masing aksesoris diperoleh dari tabel *minor losses coefficient pipe flow experts* pada gambar 4.2 dibawah ini:

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	200 mm	8"	Standard Bend	0,4200
	LB	200 mm	8"	Long Bend	0,2200
	PB	200 mm	8"	Pipe Bend	0,1700
	E45	200 mm	8"	Elbow 45 deg.	0,2200
	RB	200 mm	8"	Return Bend	0,7000
	MB45	200 mm	8"	Mitre Bend 45 deg.	0,2100
	MB90	200 mm	8"	Mitre Bend 90 deg.	0,8400
	Gate	200 mm	8"	Gate Valve	0,1100
	Globe	200 mm	8"	Globe Valve	4,8000
	Angle	200 mm	8"	Angle Valve Angled	2,1000
	Plug	200 mm	8"	Plug Valve Straightway	0,2500
	Bfly	200 mm	8"	Butterfly Valve	0,6300
	BallFB	200 mm	8"	Ball Valve Full Bore	0,0400
	BallRB	200 mm	8"	Ball Valve Reduced Bore	0,7000
	LiftCh	200 mm	8"	Lift Check Valve	8,4000
	AngleCh	200 mm	8"	Lift Check Valve Angled	0,7700
	SwCh	200 mm	8"	Swing Check Valve	1,6500
	TiltCh	200 mm	8"	Tilting Disk Check	1,7000
	ChWaf	200 mm	8"	Wafer Check Valve	1,7000
	Foot	200 mm	8"	Foot Valve with Strainer	5,9000
	Hinged	200 mm	8"	Hinged Foot Valve with Strainer	1,1000
	St	200 mm	8"	Strainer	1,0000
	TT	200 mm	8"	Through Tee	0,2800
	BT	200 mm	8"	Branch Tee	0,8400
	ExitCon	200 mm	8"	Pipe Exit to Container	1,0000
	Open	200 mm	8"	Open Pipe Exit	1,0000
	EntProj	200 mm	8"	Pipe Entry Projecting	0,7800
	EntSharp	200 mm	8"	Pipe Entry Sharp	0,5000
	USER flexible joint	200 mm	8"	flexible joint	1,5000

Gambar 4.4 Harga *Fitting* untuk Diameter Nominal Pipa 8”
(Sumber: *Pipe Flow expert*)

Besarnya *minor losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

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

Dimana :

K = resistance coefficient

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

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

Dari hasil perhitungan *head loss minor* pada pipa suction, maka dapat ditabelkan sebagai berikut :

Table 4.3 Tabel *Head Loss Minor Pipa Discharge*

No	Fitting	Jumlah	K	H_{lm} (m)
1	<i>Elbow 90</i>	8	0,17	0,8491
2	<i>Flexible Joint</i>	1	1,5	0,9365
3	<i>Gate Valve</i>	2	0,11	0,1373
4	<i>Diffuser</i>	1	0,56	0,3496
5	<i>Check Valve</i>	1	1,65	1,0305
6	<i>Entrance</i>	1	0,04	0,0249
7	<i>Exit</i>	1	1	0,6243
TOTAL				3,9522

4.3.9 Perhitungan Headloss Total

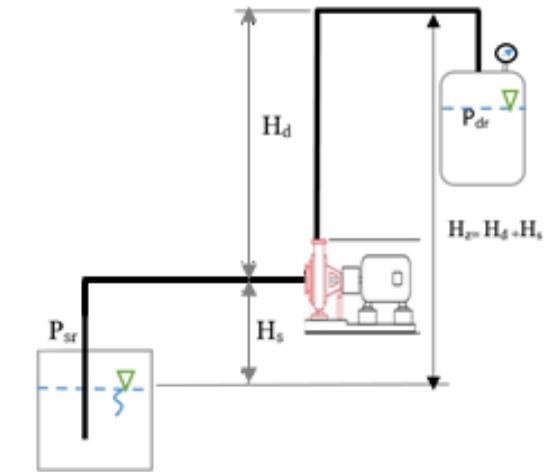
Setelah melakukan langkah perhitungan *Head Dynamis* dengan menghitung *Head loss mayor* dan *head loss minor* seperti perhitungan diatas, maka hasil perhitungan *Head loss* setiap *suction* akan ditabelkan sebagai berikut :

Table 4.4 *Perhitungan Head Loss*

<i>Section</i>	H_L (m)	H_{Lm} (m)	H_{LT} (m)
<i>Suction</i>	0,0983	0,8577	0,956
<i>Discharge</i>	1,4937	3,9522	5,4459
Jumlah	1,592	4,8099	6,4019
$\sum H_{LT}$			

4.3.10 Perhitungan Head Efektif 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. Total *head* pompa dapat dilihat pada gambar 4.5 dibawah ini :



Gambar 4.5 Skema *Suction Head* Pompa

4.3.10.1 Perhitungan Head Statis

Untuk menghitung head statis menggunakan persamaan :

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z$$

Dimana :

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

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

H_s =Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction* (m)

H_d =Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge* (m)

diketahui data –data sebagai berikut :

- $H_z = H_d + H_s$
 $= 3,374 \text{ m} + 4 \text{ m}$
 $= 7,374 \text{ m}$
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
- $SG = 1,0017$ (*Data Sheet*)
- $\rho_{fluida} = 993,986 \text{ kg/m}^3$

Pada $T = 40^\circ$, maka $\rho_{H_2O} = 992,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, referensi buku *Sularso, HT Pompa dan Kompresor*.

$$\begin{aligned}\rho_{fluida} &= SG \times \rho_{H_2O} \\ &= 1,0017 \times 992,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 993,986 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Sehingga,
Head statis

$$\begin{aligned}\gamma &= \rho_{fluida} \times g \\ &= 993,986 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\ &= 9751,0026 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2} \\ &= 9751,0026 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}H_{st} &= \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + (H_s + H_d) \\ &= \frac{10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} - 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{9751,0026 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} + (4 \text{ m} + 3,374 \text{ m}) \\ &= 0 + 7,374 \text{ m} \\ &= 7,374 \text{ m}\end{aligned}$$

4.3.10.2 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_s = Kecepatan pada permukaan suction reservoir (m/s)

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

Perhitungan Head Loss Total Instalasi

Head loss instalasi terdiri dari *Headloss Mayor* dan *Headloss Minor*.

$$\begin{aligned}\sum H_{lt} &= H_l + H_{lm} \\ &= 1,592 \text{ m} + 4,8099 \text{ m} \\ &= 6,4019 \text{ m}\end{aligned}$$

sehingga,

Head Dinamis

$$\begin{aligned}H_{dyn} &= \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{lt} \\ &= 0 + 6,4019 \text{ m} \\ &= 6,4019 \text{ m}\end{aligned}$$

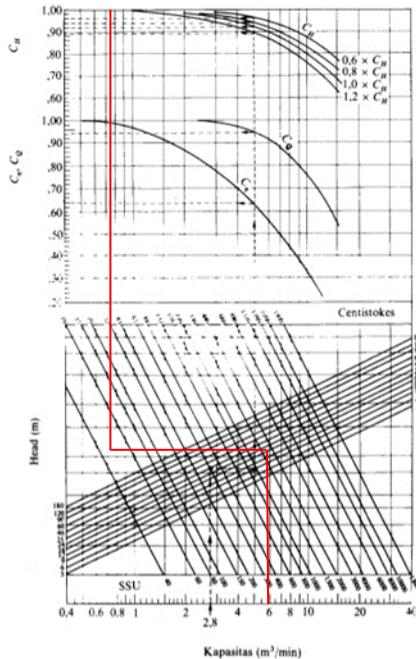
Head Effektif Instalasi Pompa

Maka *head efektif* instalasi adalah :

$$\begin{aligned}H_{eff} &= H_{statis} + H_{dinamis} \\ &= 7,374 \text{ m} + 6,4019 \text{ m} = 13,7759 \text{ m}\end{aligned}$$

4.4 Faktor Koreksi untuk Zat Cair Kental

Jika pompa dipakai untuk memompa zat cair yang mempunyai viskositas lebih tinggi dari pada air, maka performansi pompa akan menurun. Jadi, 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. Kapasitas, head total pompa, dan pembanding reduksi C_Q , C_H , dan C_η dari efisiensi pompa ditentukan melalui grafik dibawah ini:



Gambar 4.6 Diagram Koreksi untuk Pompa Minyak Berkapasitas Besar
Igor J. Karassik, Pump Handbook, 1960

Diketahui :

$$H_{fluida} = 13,7759 \text{ m}$$

$$Q_{fluida} = 0,1111 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Dari Gambar 4.6, maka didapat :

$$C_Q = 100\%$$

$$C_H = 100\%$$

$$\begin{aligned} Q_{H_2O} &= \frac{Q_{fluida}}{C_Q} \\ &= \frac{0,1111 \frac{m^3}{s}}{1} \\ &= 0,1111 \frac{m^3}{s} \times \frac{60 s}{min} \\ &= 6,6666 \frac{m^3}{min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{H_2O} &= \frac{H_{fluida}}{C_H} \\ &= \frac{13,7759 m}{1} \\ &= 13,7759 m \end{aligned}$$

4.5 DayaFluida / 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/m³)

Q : Kapasitas yang direncanakan (m³/s)

H : Head efektif instalasi (m)

Dari data yang diperoleh sebagai berikut:

$$Q = 400 \frac{m^3}{hr} \times \frac{hr}{3600 s} = 0,1111 \frac{m^3}{s}$$

$$\begin{aligned}
 \gamma &= \rho_{H_2O} \times g \\
 &= 992,3 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \\
 &= 9734,463 \frac{kg}{m^2 s^2} \\
 &= 9734,463 \frac{N}{m^3}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 H_{eff} &= H_{statis} + H_{dinamis} \\
 &= 7,374 m + 6,4019 m \\
 &= 13,7759 m
 \end{aligned}$$

sehingga

$$\begin{aligned}
 WHP &= \gamma \times Q_{H_2O} \times H_{H_2O} \\
 &= 9734,463 \frac{N}{m^3} \times 0,1111 \frac{m^3}{s} \times 13,7759 m \\
 &= 14899 W \\
 &= 14,899 kW
 \end{aligned}$$

4.6 Perhitungan Daya Poros (P_{shaft})

Besarnya nilai efisiensi pompa didapat dengan melakukan *plotting* nilai putaran spesifik (n_s) dengan nilai kapasitas (Q) pada gambar 4.5. Untuk mendapatkan nilai n_s , dapat digunakan persamaan dibawah ini.

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

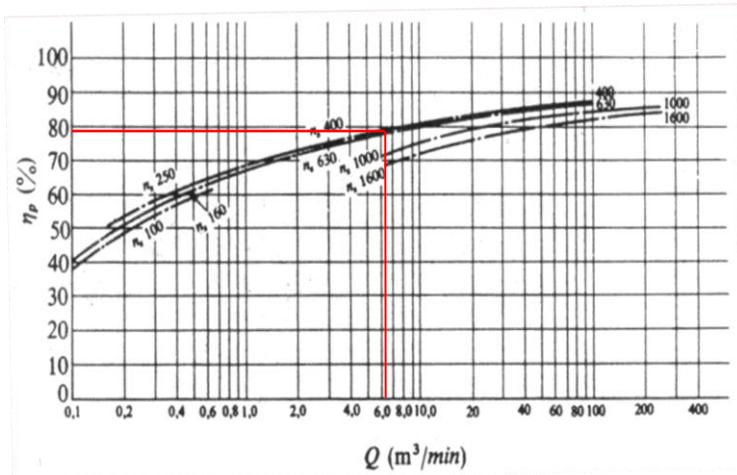
Diketahui :

- n = 1450 rpm
- (Q) = 6,6666 m³/min
- Head Efektif (H_{eff}) = 13,7759 m

$$\begin{aligned}
 n_s &= n \times \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \\
 &= 1450 \text{ rpm} \times \frac{\left(6,6666 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right)^{1/2}}{\left(13,7759 \text{ m}\right)^{3/4}} \\
 &= 523,5765 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Efisiensi standar pompa untuk kondisi $n_s = 523,5765 \text{ rpm}$ dan $Q = 6,6666 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$, maka efisiensi standar pompa (η_p) diperoleh 79%

Setelah n_s dihitung. Selanjutnya nilai n_s diplot bersama nilai kapasitas pada grafik efisiensi standart pompa menurut putaran spesifik (gambar 4.7).



Gambar 4.7 Grafik Hubungan antara Kapasitas dan Efisiensi

Dari gambar 4.7, (Ref. Sularso, HT. Pompa dan Kompresor) efisiensi standar pompa untuk kondisi $n_s = 523,5765 \text{ rpm}$ dan

$Q = 6,6666 \text{ m}^3/\text{min}$, maka efisiensi standar pompa (η_p) diambil 79%. Sehingga perhitungan P_{shaft}

$$\begin{aligned}
 P_{\text{shaft}} &= \frac{WHP}{\eta_p} \\
 &= \frac{14,899 \text{ kW}}{0,79} \\
 &= 18,8594 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.7 Daya Nominal Penggerak

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

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

- Dari data yang diketahui :

$$P = 18,8594 \text{ kW}$$

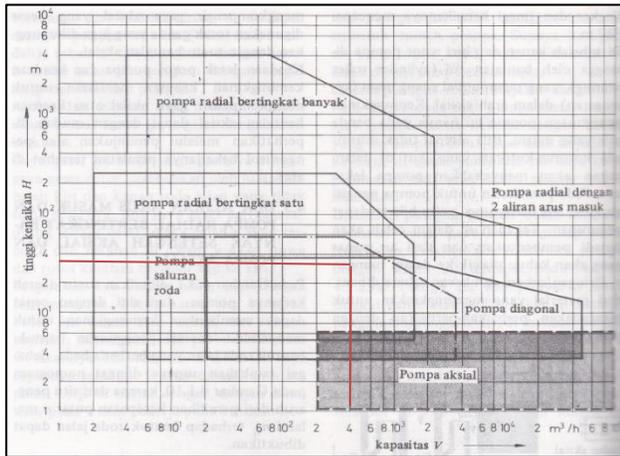
$$\alpha = 0,1 \quad (\text{motor listrik})$$

$$\eta_t = 0,96 \quad (\text{roda gigi miring satu tingkat})$$

sehingga :

$$\begin{aligned} P_m &= \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} \\ &= 18,8594 \text{ kW} \left(\frac{1 + 0,1}{0,96} \right) \\ &= 22 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.8 Penentuan Jenis 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) = 400 m³/h dan $Head$ Efektif (H_{eff}) = 13,7759 m. Maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu.

4.9 Pemilihan Pompa

4.10.1 Putaran Spesifik Pompa (n_s) dalam Penentuan untuk Memilih Pompa

Dimana

$$\begin{aligned} n &= 1450 \text{ rpm (Data Sheet)} \\ Q &= 0,1111 \text{ m}^3/\text{s} \\ H &= 13,7759 \text{ m} \\ \rho_{H_2O} &= 992,3 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

- a. Putaran spesifikasi (n_s) dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 n_s &= n \times \sqrt{\frac{\rho_{H_2O}}{75}} \times \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{Ref. Khetagurof}) \\
 &= 1450 \times \sqrt{\frac{992,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{75}} \times \frac{\left(0,1111 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{1/2}}{(13,7759 \text{ m})^{3/4}} \\
 &= 246 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

- b. Jika kapasitas yang diperlukan tidak bisa dipenuhi satu impeler, maka beberapa impeler diatur untuk beroperasi secara parallel (pompa *multi impeler*). Diasumsikan type high speed impeller dengan $n_{s1} = 175$

$$\begin{aligned}
 k_k &= \left(\frac{n_s}{n_{s1}}\right)^2 \\
 &= \left(\frac{246}{175}\right)^2 \\
 &= 1,97 \\
 &\cong 2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 n_s &= n \times \sqrt{\frac{\rho_{H_2O}}{75}} \times \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \\
 &= 1450 \times \sqrt{\frac{992,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{75}} \times \frac{\left(0,1111 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} / 2\right)^{\frac{1}{2}}}{(13,7759 \text{ m})^{\frac{3}{4}}} \\
 &= 174 \text{ rpm} \\
 &\text{(150 < } n_s < 300)
 \end{aligned}$$

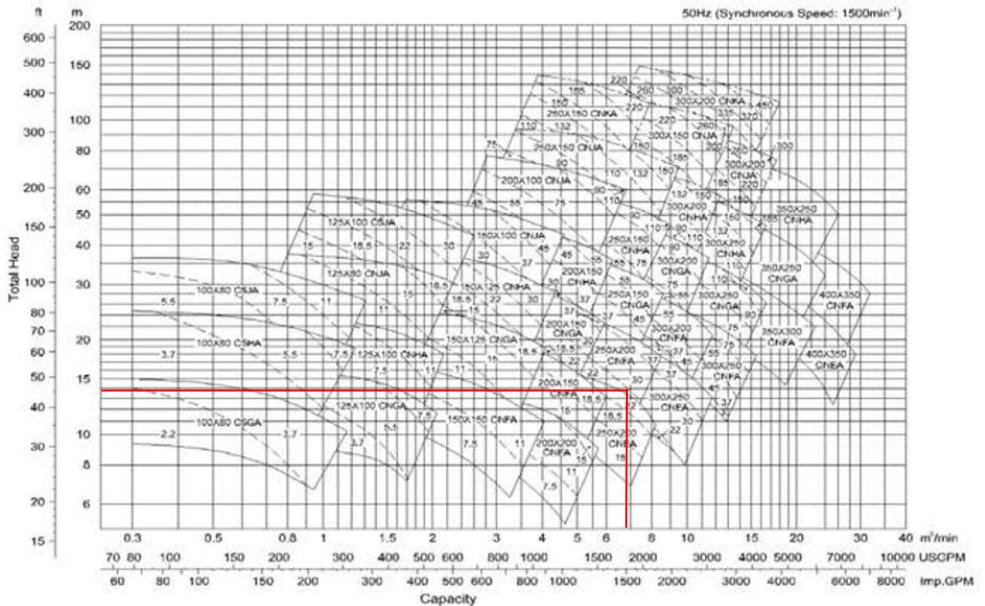
Dari perhitungan diatas didapat kecepatan spesifik (n_s) tergolong dalam *high speed impeller*. Berdasarkan gambar 4.9 (sumber: *Khetagurov Marine Auxiliary Machinery and System*)

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

Gambar 4.9 Putaran Spesifik *Impeller*
Sularso Tahara Haruo, Pompa dan Kompresor Pemilihan
Pemakaian dan Pemeliharaan, 2006

4.9.2 Pemilihan Pompa pada Brosur, Berdasarkan Kapasitas (m^3/min) dan Head (m)

Dalam menentukan pompa, kita berpacu pada brosur pompa. Gambar 4.10 merupakan brosur pompa CSA/ CNA dan selanjutnya untuk menentukan model pompa, berdasarkan head (m) dan kapasitas (m^3/min).

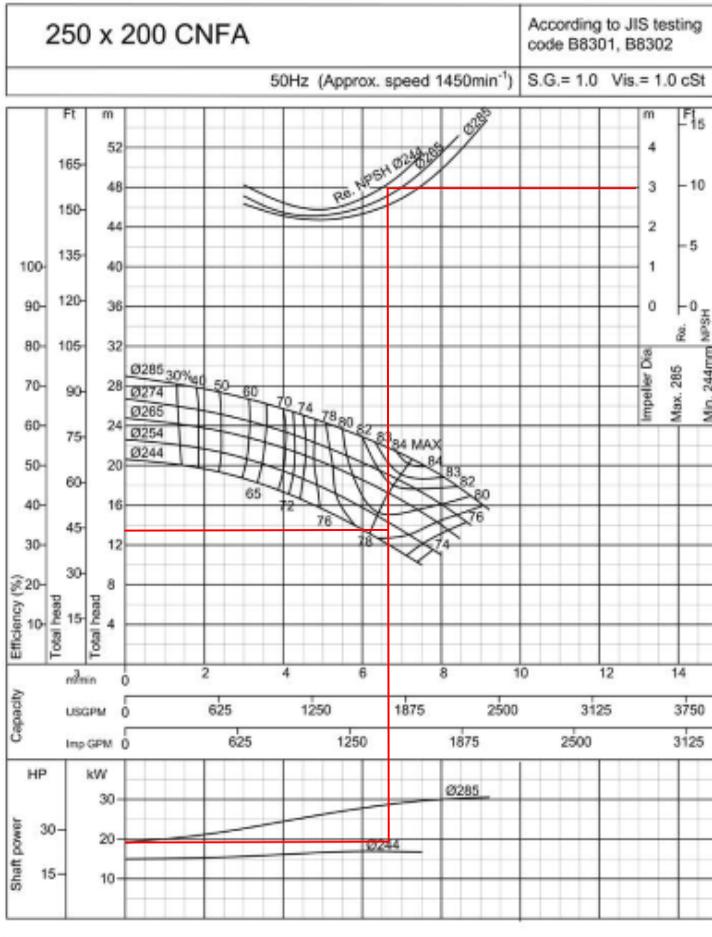


Gambar 4.10 Performance Chart 4-Pole Ebara Horizontal Split Casing Pump

Technical data book horizontal split casing pump merk Ebara model CSA/ CNA

Dengan $Q_{H_2O} = 6,6666 \frac{m^3}{min}$ dan $H_{H_2O} = 13,7759 m$, maka dalam brosur diperoleh pompa model 250 x 200 CNFA.

4.9.3 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)



Gambar 4.11 Performance Curve Ebara Horizontal Split Casing Pump

Technical data book horizontal split casing pump merk Ebara model CSA/ CNA

$NPSH_A$ merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat di tulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - Z_s - \sum H_{lS}$$

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

- $P_a = 1 \text{ atm } (101,325 \text{ Kpa})$ karena *cooling tank* dalam kondisi terbuka
- $P_v = 7,37712 \text{ kPa}$

h_s adalah negative karena permukaan zat cair di dalam tangki lebih tinggi dari pada sisi hisap pompa. P_v didapat berdasarkan temperature 40^0 c . $P_v = 0,07520 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$, dimana $1 \text{ Kgf} = 98,1 \text{ Kpa}$. Jadi $P_v = 7,37712 \text{ Kpa}$

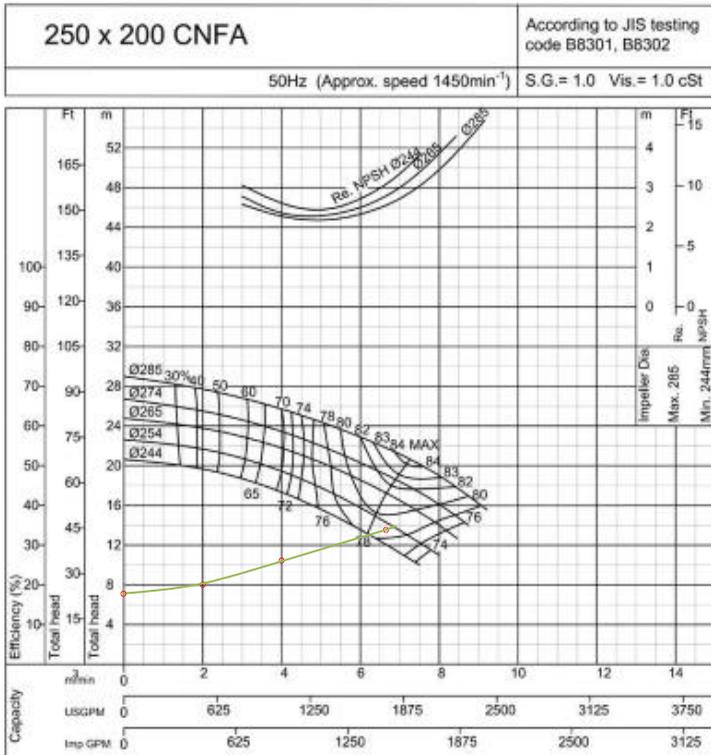
$$\begin{aligned} NPSH_A &= \frac{P_a - P_v}{\gamma} - Z_s - h_{lS} \\ &= \frac{101,325 \text{ Kpa} - 7,37712 \text{ Kpa}}{9751,0026 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} - 4 \text{ m} - 0,956 \text{ m} \\ &= \frac{93947,88 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{9751,0026 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} - 4 \text{ m} - 0,956 \text{ m} \\ &= 9,6346 \text{ m} - 4 \text{ m} - 0,956 \text{ m} \\ &= 4,6786 \text{ m} \end{aligned}$$

$$NPSH_R = 3 \text{ m (data Sheet)}$$

$$\begin{aligned} \frac{NPSH_A}{NPSH_R} &= \frac{4,6786 \text{ m}}{3 \text{ m}} \\ &= 1,6 \end{aligned}$$

Karena $\frac{NPSH_A}{NPSH_R} > 1,3$ maka dapat dikatan **AMAN**

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



Gambar 4.12 *Throttling Curve Ebara Horizontal Split Casing Pump*

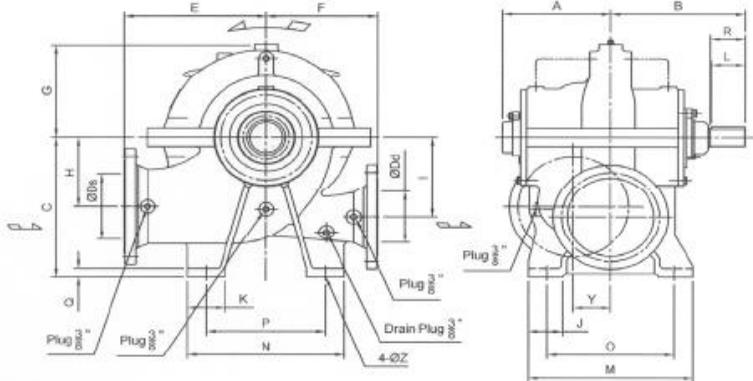
Pada gambar 4.12 (*Sumber :brosur pompa ebara*) maka dalam pengoperasian pompa dilakukan dengan throttling.Pada $H_{pl_throttling}$ di dapatkan data berikut :

- Head = 13,7759 m
- Efisiensi = 80 %

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

- Jenis pompa : *Centrifugal Pump*
- Merk : *Horizontal split casing Pump*
- Putaran : 1450 rpm
- Model : 250 x 200 CNFA
- Driver : Electric Motor
- Kapasitas : 400 m³/jam
- Total Head : 13,7759 m (*Clean Water*)
- Daya Poros : 18,8594 kW
- Daya Motor : 22 kW
- NPSH_R : 3 m (*Data Sheet*)

Model pompa diatas, dapat dilihat pada gambar 4.10 yang ada di bawah ini :



Gambar 4.13 Model Pompa CSA/ CNA *Horizontal Split Casing*

Technical data book horizontal split casing pump merk Ebara model CSA/ CNA

4.10 Checking Kondisi Perhitungan Menggunakan Software *Pipe Flow Expert*

Checking ini dilakukan dengan menggunakan *software pipe flow expert*, dengan cara memasukkan inputan data *properties* instalasi pompa *horizontal split casing*, kemudian program dijalankan (*run*).

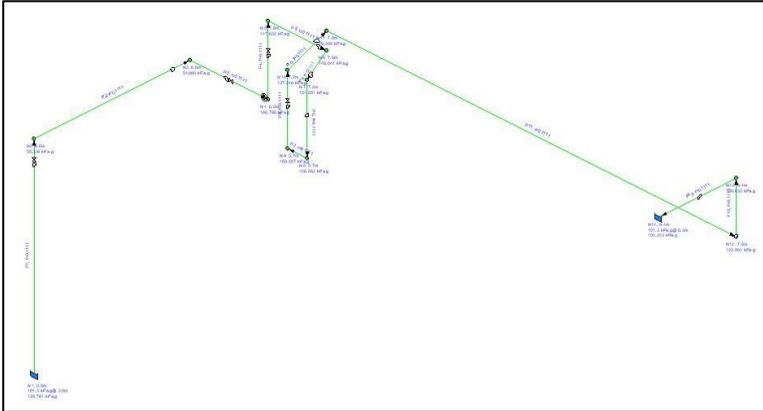
4.10.1 Langkah-langkah Permodelan dan Simulasi dengan *Software Pipe Flow Expert*

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

- a. Pembuatan model instalasi perpipaan sesuai dengan kondisi di lapangan industri kosmetik 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 *metris* 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

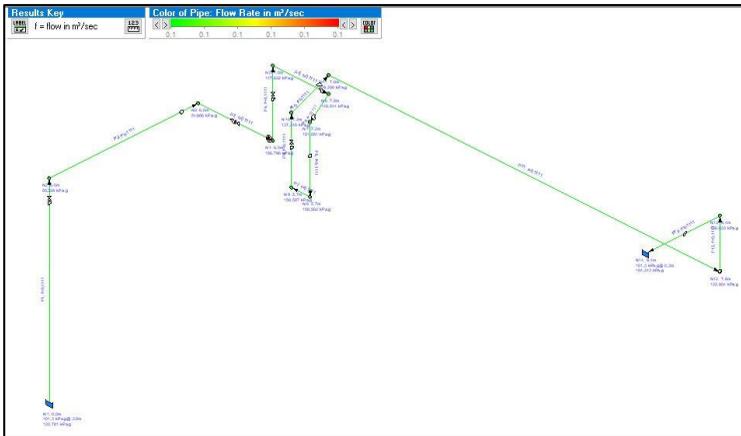
4.10.2 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik

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

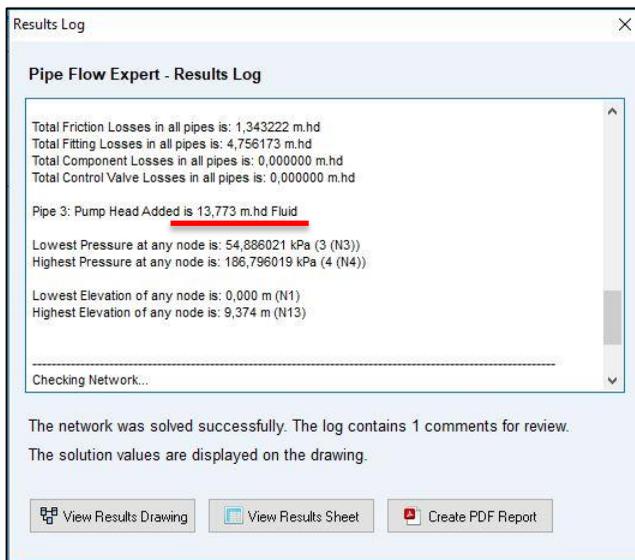


Gambar 4.14 Instalasi Pompa *Horizontal Split Casing Model CNA/ CSA* dengan Menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, khususnya head efektif instalasi pompa, maka dengan meng-klik *calculate*, akan muncul tampilan seperti pada gambar 4.15 dan 4.16



Gambar 4.15 Instalasi Pompa *Horizontal Split Casing* Setelah di *Calculate* (Sumber: *Pipe Flow expert*)



Gambar 4.16 Hasil setelah di-*calculate* (Sumber: *Pipe Flow expert*)

Dengan melihat gambar 4.16, didapatkan harga *Head* Efektif pompa = 13,773 *m hd Fluid*.

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

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

$$\begin{aligned} \text{Tingkat kesalahan} &= \frac{H_{\text{eff}} - H_{\text{eff PFE}}}{H_{\text{eff}}} \times 100\% \\ &= \frac{13,7759 - 13,773}{13,7759} \times 100\% = 0,02\% \end{aligned}$$

(halaman sengaja dikosongkan)

BAB V

PENUTUP

Bab ini memaparkan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan perencanaan ulang instalasi pompa *cooling tower* pada industri kosmetik untuk sirkulasi dan proses pendinginan.

5.1 Kesimpulan

1. Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan ulang dapat disimpulkan sebagai berikut :
 - a. Kapasitas fluida yang dipompakan oleh pompa *Horizontal Split Casing Pump* yaitu $400 \text{ m}^3/\text{jam}$ untuk memenuhi proses di *Cooling Tower*..
 - b. Kecepatan yang diijinkan, diameter yang sesuai untuk pipa *suction* 12 inch dan pipa *discharge* sebesar 8 inch dengan jenis pipa *Galvanized Iron*.
 - c. *Head* efektif pompa (H_{eff}) dari perhitungan *manual* didapat 13,8637 m dan dari perhitungan menggunakan *pipe flow expert* didapat 13,773 m dengan selisih tingkat kesalahannya 0,65%.
 - d. Hasil Perhitungan $NPSH_A$ sebesar = 4,6772 m.
 - e. Hasil perhitungan daya penggerak pompa, didapatkan daya sebesar = 22 KW.
 - f. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal *radial bertingkat satu*, merk *Ebara* dengan *type Horizontal Split Casing Pump* model *CSA/CNA*

2. Industri Kosmetik 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 Split Casing Pump*, yakni :

- a. Sistem pengoperasian di industri kosmetik 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 sebaiknya tersedia cukup baik.
- 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>

LAMPIRAN 1 : Nilai Fitting dari *pipe flow expert*

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P3, Steel (ANSI) Galvarised, 300 mm ,ID=302,971 mm (Pipe Id: 3)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	Gate	300 mm	12"	Gate Valve	0,1000	1
	flexible	300 mm	12"	flexible joint	1,5000	1
	GrCon	N/A	N/A	Gradual contraction	0,0600	1

Total K = 1,66

Save

Clear

Cancel

Fittings: Pipe Size 300 mm 12" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	300 mm	12"	Standard Bend	0,3900
	LB	300 mm	12"	Long Bend	0,2100
	PB	300 mm	12"	Pipe Bend	0,1600
	E45	300 mm	12"	Elbow 45 deg.	0,2100
	RB	300 mm	12"	Return Bend	0,6500
	MB45	300 mm	12"	Mitre Bend 45 deg.	0,2000
	MB90	300 mm	12"	Mitre Bend 90 deg.	0,7800
	Gate	300 mm	12"	Gate Valve	0,1000
	Globe	300 mm	12"	Globe Valve	4,4000
	Angle	300 mm	12"	Globe Valve Angled	1,9500
	Plug	300 mm	12"	Plug Valve Straightway	0,2300
	Bfly	300 mm	12"	Butterfly Valve	0,3500
	BallFB	300 mm	12"	Ball Valve Full Bore	0,0400
	LiftCh	300 mm	12"	Lift Check Valve	7,8000
	AngleCh	300 mm	12"	Lift Check Valve Angled	0,7200
	SwCh	300 mm	12"	Swing Check Valve	1,4000
	TiltCh	300 mm	12"	Tilting Disk Check	1,2000

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: P4, Steel (ANSI) Galvanised, 200 mm ID=202,463 mm (Pipe Id: 4)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	flexible	200 mm	8"	flexible joint	1,5000	1
	SwCh	200 mm	8"	Swing Check Valve	1,6500	1
	Gate	200 mm	8"	Gate Valve	0,1100	1
	PB	200 mm	8"	Pipe Bend	0,1700	1

Total K = 3,43

Save

Clear

Cancel

Fittings: Pipe Size 200 mm 8" Add Selected Item On To Pipe

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	200 mm	8"	Standard Bend	0,4200
	LB	200 mm	8"	Long Bend	0,2200
	PB	200 mm	8"	Pipe Bend	0,1700
	E45	200 mm	8"	Elbow 45 deg.	0,2200
	RB	200 mm	8"	Return Bend	0,7000
	MB45	200 mm	8"	Mitre Bend 45 deg.	0,2100
	MB90	200 mm	8"	Mitre Bend 90 deg.	0,8400
	Gate	200 mm	8"	Gate Valve	0,1100
	Globe	200 mm	8"	Globe Valve	4,8000
	Angle	200 mm	8"	Globe Valve Angled	2,1000
	Plug	200 mm	8"	Plug Valve Straightway	0,2500
	Bfly	200 mm	8"	Butterfly Valve	0,6300
	BallFB	200 mm	8"	Ball Valve Full Bore	0,0400
	BallRB	200 mm	8"	Ball Valve Reduced Bore	0,7000
	LiftCh	200 mm	8"	Lift Check Valve	8,4000
	AngleCh	200 mm	8"	Lift Check Valve Angled	0,7700
	SwCh	200 mm	8"	Swing Check Valve	1,6500

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 3 : *Recommended Velocities in Pipeline*

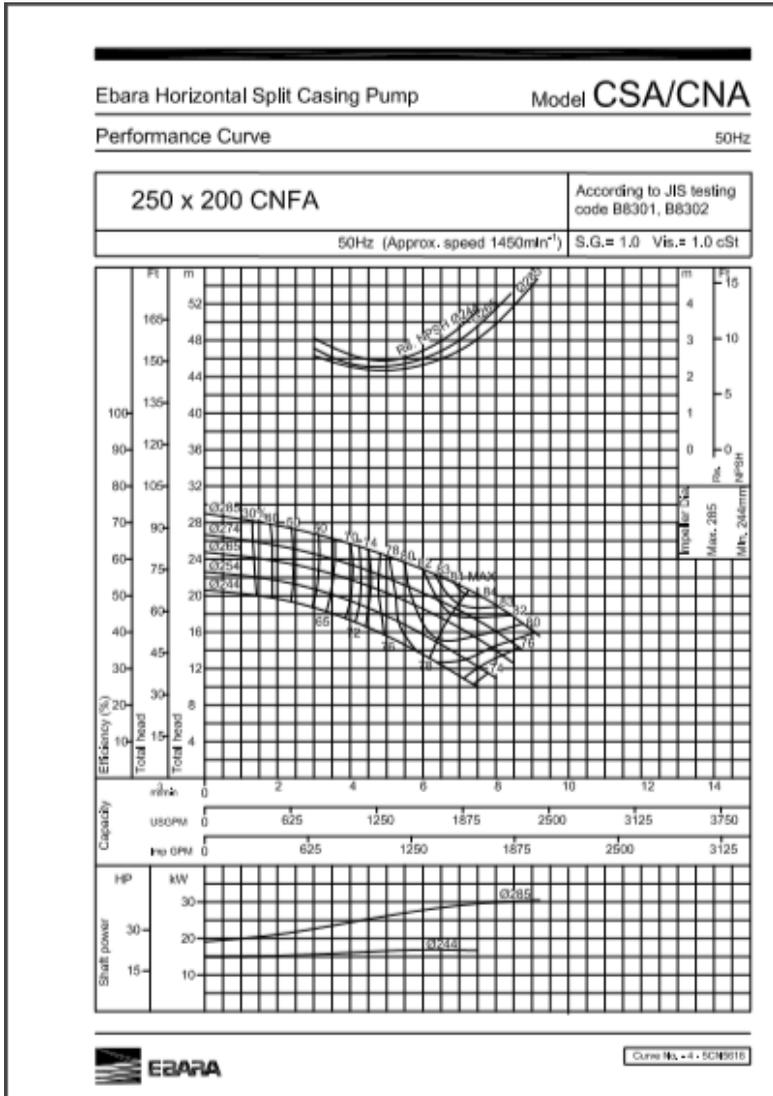
Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Acetylene		67		20.4	
Air	Air or Flue Gas Ducting	10	35	3.0	10.7
Air	Centrifugal Compressor - All Piping	50	100	15.2	30.5
Air	Piston Compressor Discharge	70	100	21.3	30.5
Air	Piston Compressor Suction	50	70	15.2	21.3
Ammonia	Gaseous	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 4 : 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 5 : Kurva Performansi Pompa



LAMPIRAN 6 : Data Sheet Pompa

Ebara Horizontal Split Casing Pump

Model **CSA/CNA**

Technical Data - Coupling (2/4)

50 Hz

4-Poles (1500 rpm)

Model	MOTOR		SHAFT DIAMETER		COUPLING CLA
	POWER kW	FRAME No.	MOTOR dM (mm)	PUMP dP (mm)	
250 x 200 CNEA	15	160L	42	38	160
	18.5	180MC	48		180
	22	180LC			180
250 x 200 CNFA	22	180LC	48	48	180
	30	200LC	55		200
	37	225SC	60		224
250 x 150 CNGA	37	225SC	60	48	224
	45	225MC			250
	55	250SC			250
250 x 150 CNHA	55	250SC	70	55	250
	75	250MC			280
	90	280SC			280
250 x 150 CNJA	75	250MC	70	65	250
	90	280SC			280
	110	280MC	80		315
	132	315SC			315
	150	315MC			315
250 x 150 CNKA	132	315SC	85	75	315
	150	315MC			355
	185	315MB			355
	220	315AB			355
300 x 250 CNEA	22	180LC	48	48	180
	30	200LC	55		200
	37	225SC	60		224
300 x 200 CNFA	37	225SC	60	55	224
	45	225MC			250
	55	250SC			250
300 x 200 CNGA	55	250SC	70	55	250
	75	250MC			250

LAMPIRAN 7 : Lanjutan

Ebara Horizontal Split Casing Pump

Model **CSA/CNA**

Technical Data - Impeller

50 Hz

Model	Impeller Data						No. of Vanes	Weight Approx (kg)	
	Impeller Dia.		Casing Ring		Total Eye Area (cm ²)	ϕ (kg m ²)			
	Max (mm)	Min (mm)	Dia. (mm)	Clearance (mm)					
100 x 80 CSGA	218	175	124	0.240 – 0.344	73.7	0.4	5	4.2	
100 x 80 CSHA	266	214	132	0.260 – 0.383	79.7	0.7		6.3	
100 x 80 CSJA	326	266	136		82.7	1.3		13	
125 x 100 CSJA	410	335	165	0.310 – 0.433	147.5	2.5	5	21	
125 x 80 CNJA	327	264	144 / 140	0.280 – 0.403	179.3	1.3		14	
125 x 100 CNGA	218	178	136 / 132		0.260 – 0.383	154		0.4	10
125 x 100 CNHA	265	210		166.8		0.7	12		
150 x 150 CNFA	227	194	152 / 148	0.280 – 0.403	226.9	0.5	5	14	
150 x 125 CNGA	274	227	162 / 158	0.310 – 0.433	244.4	0.8		16.5	
150 x 125 CNHA	333	274	172 / 168		283.4	1.4		20	
150 x 100 CNJA	397	327			284.4	2.3		24	
200 x 200 CNEA	218	183	168		0.310 – 0.437	283.4	0.6	5	9.7
200 x 150 CNFA	254	218	188	0.340 – 0.482	284.2	0.8	13.3		
200 x 150 CNGA	307	254			306.8	1	15.4		
200 x 150 CNHA	373	307			331.4	2.9	20.2		
200 x 100 GNJA	461	373			200	356.6	3.6	32	
250 x 200 CNEA	244	205	188	0.340 – 0.482	349.4	0.7	5	12.2	
250 x 200 CNFA	285	244	200		357.6	1.3		16.8	
250 x 150 CNGA	344	285	212		0.380 – 0.522	398		1.9	21.1
250 x 150 CNHA	418	344				417.2		3.3	24.4
250 x 150 CNJA	517	418	224	0.570 – 0.872	448.8	6.2	5	40	
250 x 150 CNKA	638	517	236		479.6	10.3		76	
300 x 250 CNEA	274	230	200		417.6	1.3		17.2	
300 x 200 CNFA	320	274	212	0.380 – 0.522	449.8	2.4	5	23.3	
300 x 200 CNGA	388	320	224		485.6	4.2		29	

[Sumber: Technical Data Book Horizontal Split Casing Pump]

LAMPIRAN 8 : Dokumentasi



BIODATA PENULIS



Penulis dengan nama lengkap **Alfi Rahmawati** lahir di Kota Tuban pada tanggal 06 Mei 1996. Merupakan anak tunggal dari pasangan suami istri alm. Ach Achsin dan almh. Kastini. Pendidikan formal yang ditempuh penulis yaitu TK Mentoro II Tuban, SDN Sokosari 1, SMP Negeri 1 Soko, dan SMA Negeri 1 Bojonegoro. Pada tahun 2015 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin FV-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 1021150000035. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Menjadi Staff HUBLU (Hubungan Luar) KARATE-DO ITS Periode 2016-2017, staff EKSTERNAL KARATE- DO ITS Periode 2017-2018, staff Akesma HMDM 2016-2017. JOB PPEJ PETCHINA Tuban, Jawa Timur merupakan tempat kerja praktek penulis selama satu bulan pada tanggal 1 Juli s/d 31 Juli 2017 di bidang perawatan mesin *Shipping Pump*.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan Karya Tulis Ilmiah ITS (2015), Pelatihan LKMM Pra-Tingkat Dasar (Pra-TD) FTI-ITS (2015).

Email: alfirahmawati151@gmail.com