



**TUGAS AKHIR - TM 145502**

**PERHITUNGAN ULANG INSTALASI  
SISTEM UDARA TEKAN DI WORKSHOP D3  
TEKNIK MESIN ITS**

**HERYAZ ADI PRABOWO  
NRP. 2113 030 086**

**Dosen Pembimbing :  
Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc  
NIP. 19610714 198803 1 003**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017**



**TUGAS AKHIR - TM 145502**

**PERHITUNGAN ULANG INSTALASI  
SISTEM UDARA TEKAN DI WORKSHOP D3  
TEKNIK MESIN ITS**

**HERYAZ ADI PRABOWO  
NRP 2113 030 086**

**Dosen Pembimbing :  
Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc  
NIP. 19610714 198803 1 003**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA 3 TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017**



**FINAL PROJECT - TM 145502**

**RECALCULATING OF COMPRESSED AIR  
SYSTEM INSTALLATION IN DIPLOMA  
MECHANICAL ENGINEERING WORKSHOP**

**HERYAZ ADI PRABOWO  
NRP 2113 030 086**

**Consellor Lecture :  
Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc  
NIP. 19610714 198803 1 003**

**DIPLOMA 3 PROGRAM MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2017**

**PERHITUNGAN ULANG INSTALASI SISTEM UDARA  
TEKAN DI WORKSHOP D3 TEKNIK MESIN ITS**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
Pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi Diploma 3 Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

**Oleh :**

**Heryaz Adi Prabowo**

NRP. 2113030086

Disetujui Oleh,  
Dosen Pembimbing Tugas Akhir



**SURABAYA, JANUARI 2017**

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# PERHITUNGAN ULANG INSTALASI SISTEM UDARA BERTEKANAN DI WORKSHOP D3 TEKNIK MESIN ITS

**Nama Mahasiswa** : HERYAZ ADI PRABOWO  
**NRP** : 2113 030 086  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc.

## Abstrak

*Kompresor merupakan suatu alat yang memiliki fungsi untuk mengalirkan dan menambah energi (tekanan) pada fluida kerjanya yang dalam hal ini adalah fluida yang kompresibel. Pada instalasi sistem udara tekan yang digunakan di Workshop D3 Teknik Mesin ITS, kompresor termasuk komponen yang sangat penting. Kompresor dibutuhkan untuk mensuplai udara bertekanan ke setiap tempat yang ada pada instalasi sistem udara tekan.*

*Kebutuhan udara bertekanan di workshop D3 Teknik Mesin ITS dipenuhi oleh kompresor jenis reciprocating. Mengingat pentingnya peningkatan kualitas pada sistem udara bertekanan ini maka perlu dilakukan perhitungan ulang dan pemilihan kompresor pada instalasi sistem udara bertekanan di Workshop D3 Teknik Mesin ITS.*

*Dari hasil perhitungan didapatkan kapasitas udara yang dibutuhkan sebesar  $46,562 \text{ m}^3/\text{h}$ , laju aliran massa sebesar  $2,5 \times 10^2 \text{ kg/s}$ . Untuk pemilihan kompresor adalah jenis multistage reciprocating.*

**Kata Kunci** : Kompresor reciprocating, system udara tekan, kapasitas, daya, kerugian tekanan

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# RECALCULATING OF COMPRESSED AIR SYSTEM INSTALLATION AT D3 MECHANICAL ENGINEERING ITS

**Student Name** : HERYAZ ADI PRABOWO  
**NRP** : 2113 030 086  
**Major** : D3 Teknik Mesin FTI – ITS  
**Conselor Lecture** : Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc

## *Abstract*

*The compressor is a device that has a function to drain and add energy (pressure) on the working fluid in this case is a compressible fluid. On installation of compressed air systems used in Workshop D3 Mechanical Engineering ITS, compressor Including a very important component. Compressor needed to supply pressurized water to any place that exists on the installation of the compressed air system.*

*Requirement of compressed air at D3 Mechanical Engineering ITS workshop served by reciprocating compressors. Given the importance of improving the quality of the compressed air system, it is necessary to do the recalculation and selection of compressors in the installation of compressed air systems in D3 Mechanical Engineering ITS Workshop.*

*From the result of calculation, the capacity of compressor air generated by 46,562 m<sup>3</sup>/h, mass flow rate is 2,5x10<sup>-2</sup> kg/s. For selecting the type of compressor is multistage reciprocating compressor.*

**Keywords** : *Reciprocating Compressor , Compressed-Air System, Capacity, Power, Pressure Drop*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat, hidayah, dan petunjuk-Nya, sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dalam proses penyelesaian tugas akhir ini antara lain:

1. Orang tua penulis, Ibu Siti Fatimah, Bapak Djoko Sugandu, keluarga penulis yang selalu berdoa, dan memberikan dukungan moral dan materi serta nasehat agar selalu bersemangat dan pantang menyerah. Terimakasih atas motivasi dan kasih sayang yang selalu diberikan demi kesuksesan penulis.
2. Bapak Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan ilmu – ilmu yang bermanfaat, saran, serta membimbing penulis. Terimakasih atas waktu dan kesabarannya dalam membimbing penulis dalam penyelesaian tugas akhir.
3. Bapak, Drs. Heru Mirmanto M.T selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin.
4. Bapak Ir. Suhariyanto, M.Sc. selaku dosen wali.
5. Bapak Ir. Denny M.E. Soedjono, M.T. selaku koordinator tugas akhir program studi D3 Teknik Mesin.
6. Sahabat saya, Agung Ramadhan, Maonika Silviani Prasetyo, dan Aprilina Deluk yang sudah membantu dalam mengerjakan tugas akhir ini.
7. Teman – teman D3 Teknik Mesin angkatan 2013, yang telah menemani selama 3 dan 3,5 tahun terimakasih atas semuanya.
8. Seluruh Civitas Akademik D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
9. Serta seluruh pihak yang belum disebutkan di atas dimana telah memberikan do'a bantuan dan dukungan bagi penulis hingga tugas akhir ini selesai tepat waktu dengan baik.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi perkembangan pengetahuan.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>v</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>ix</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xv</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	1
1.3. Batasan Masalah .....	2
1.4. Tujuan Penulisan anfaat .....	2
1.5. Manfaat Penulisan .....	3
1.6. Sistematika Penulisan .....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSATAKA .....</b>	<b>5</b>
2.1. Sistem Udara Bertekanan .....	5
2.2. Komponen Sistem Udara Bertekanan .....	6
2.3. Kompresor .....	11
2.4. Pipa ( <i>Pipe</i> ) .....	34
2.5. Hukum Kontinuitas.....	37
2.6. Head Fluida.....	39
2.7. Perhitungan Kerugian Tekanan .....	40
<b>BAB III METODOLOGI .....</b>	<b>45</b>
3.1. Metode Penyusunan Tugas Akhir .....	45
3.2. Data – Data Hasil Survey .....	45
3.3. Urutan Pengerjaan .....	47
<b>BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>51</b>
4.1. Perhitungan Kapasitas Udara yang Dibutuhkan .	51
4.2. Perhitungan Laju Aliran Massa Pada Pipa.....	52
4.3. Perhitungan <i>Pressure Drop</i> .....	52
4.4. Perhitungan Tekanan Minimal Receiver Tank .....	61

4.5. Perhitungan Daya Motor Penggerak .....	61
4.6. Pemilihan Kompresor .....	61
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>63</b>
5.1. Kesimpulan .....	63
5.2. Saran .....	63
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>65</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>67</b>

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b>	Sistem Udara Bertekanan .....	5
<b>Gambar 2.2</b>	Kompresor .....	7
<b>Gambar 2.3</b>	Pipa Galvanized .....	8
<b>Gambar 2.4</b>	Pressure Gage .....	8
<b>Gambar 2.5</b>	<i>Air Receiver</i> .....	9
<b>Gambar 2.6</b>	<i>Air Dryer</i> .....	10
<b>Gambar 2.7</b>	Klasifikasi Kompresor menurut buku Sularso	12
<b>Gambar 2.8</b>	Klasifikasi Kompresor menurut Royce N. Brown .....	13
<b>Gambar 2.9</b>	Kompresor Reciprocating .....	13
<b>Gambar 2.10</b>	Kompresor Straight Lobe .....	14
<b>Gambar 2.11</b>	Kompresor Sliding Vane .....	14
<b>Gambar 2.12</b>	Kompresor Liquid Piston .....	14
<b>Gambar 2.13</b>	Ejector .....	15
<b>Gambar 2.14</b>	Kompresor Sentrifugal .....	15
<b>Gambar 2.15</b>	Kompresor Aksial .....	15
<b>Gambar 2.16</b>	Silinder dan Kepala Silinder .....	16
<b>Gambar 2.17</b>	Torak dari Kompresor Bebas Minyak .....	17
<b>Gambar 2.18</b>	Pelumasan Percik .....	19
<b>Gambar 2.19</b>	Saringan Udara .....	20
<b>Gambar 2.20</b>	<i>Receiver Dryer</i> .....	21
<b>Gambar 2.21</b>	Tanki Kompresor .....	21
<b>Gambar 2.22</b>	Grafik Proses Kompresi Isothermal .....	24
<b>Gambar 2.23</b>	Grafik Proses Kompresi Adiabatik .....	25
<b>Gambar 2.24</b>	Perbandingan tekanan dan temperatur dalam kompresi adiabatik (untuk $m = 1$ dalam kompresi satu tingkat) .....	28
<b>Gambar 2.25</b>	Langkah Torak Kerja Tunggal .....	29
<b>Gambar 2.26</b>	Diagram P-V Dari Kompresor .....	30
<b>Gambar 2.27</b>	Grafik Efisiensi Volumetris dan Perbandingan Tekanan .....	32
<b>Gambar 2.28</b>	Persamaan Kontinuitas dengan Volume Atur .	38
<b>Gambar 3.1</b>	Diagram Alir Secara Umum .....	47
<b>Gambar 3.2</b>	Diagram Alir Perhitungan Instalasi Sistem Udara Tekan .....	48

<b>Gambar 3.3</b>	Diagram Alir Perhitungan Instalasi Sistem Udara Tekan ( <i>Lanjutan</i> ) .....	49
-------------------	---	----

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b>	Hubungan antara volume dan tekanan pada berbagai proses kompresi .....	26
<b>Tabel 2.2</b>	Panas jenis beberapa gas .....	26
<b>Tabel 2.3</b>	Koefisien kerugian pada aliran untuk komponen pipa .....	43

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# **BAB I**

## **PEDAHULUAN**

### **1.1. Latar Belakang**

Di dalam sebuah industri pastilah mengenal yang namanya *compressed air system* atau sistem udara bertekanan. Sistem ini memiliki banyak manfaat dan maka dari itu banyak industri memakai sistem ini untuk memenuhi kebutuhan akan udara bertekanan. Tidak hanya dipakai oleh industri, sistem ini juga diadaptasi untuk membantu dalam sistem refrigerasi. Biasanya tempat – tempat perbelanjaan yang memiliki sistem ini. Tak hanya itu, sekarang sistem ini juga dipakai untuk sarana pada wilayah pendidikan. Salah satunya terdapat di *workshop* milik D3 Teknik Mesin ITS. Disana sistem ini digunakan untuk memenuhi kebutuhan udara bertekanan di setiap laboratorium. Tak hanya itu, sistem udara bertekanan ini juga dimanfaatkan untuk membersihkan alat – alat yang ada di laboratorium. Kebanyakan alat - alat di laboratorium tidak bisa dibersihkan oleh pembersih dengan media air. Sehingga media udara bertekananlah yang dibutuhkan karena bersifat kering.

Kebutuhan udara bertekanan di *workshop* D3 Teknik Mesin ITS dipenuhi oleh kompresor jenis reciprocating. Mengingat pentingnya peningkatan kualitas pada sistem udara bertekanan ini maka penulis bermaksud untuk melakukan pemilihan kompresor pada instalasi sistem udara bertekanan di Workshop D3 Teknik Mesin ITS.

### **1.2. Rumusan Masalah**

Dengan mengetahui hasil pengamatan yang ada maka didapat beberapa rumusan masalah sebagai berikut:

- a. Bagaimana cara untuk memahami karakteristik kompresor reciprocating ?
- b. Bagaimana cara menganalisa laju aliran massa pada setiap laboratorium yang ada di workshop ?
- c. Bagaimana cara melakukan perhitungan kecepatan aliran fluida pada pipa instalasi ?
- d. Bagaimana cara melakukan perhitungan kerugian tekanan yang terjadi pada instalasi pipa ?
- e. Bagaimana cara melakukan pemilihan kompresor yang sesuai dengan kebutuhan *workshop* ?

### 1.3. Batasan Masalah

Permasalahan ini dibatasi pada perhitungan unjuk kerja kompresor reciprocating dan perhitungan pengoptimasian instalasi sistem udara bertekanan pada *Workshop* D3 Teknik Mesin ITS yang digunakan untuk alat penunjang pembelajaran dan juga dibatasi dalam beberapa hal seperti :

- a. Tidak memperhitungkan perpindahan panas pada kompresor dan instalasi sistem perpipaan.
- b. Pada instalasi, aliran fluida dianggap *uniform, steady state*, dan *steady flow*.
- c. Properties fluida udara yang masuk kompresor diasumsikan memenuhi persamaan gas ideal.
- d. Temperatur udara sekitar yang masuk kompresor disesuaikan dengan suhu cuaca yang terdapat pada BMKG kota Surabaya dengan range waktu satu bulan (Bulan November), dan tekanan sebelum masuk kompresor adalah tekanan atmosfer.
- e. Kapasitas udara yang masuk ke dalam pipa disesuaikan dengan volume perpindahan torak pada kompresor.

#### **1.4. Tujuan Penulisan**

Dengan mengacu latar belakang serta rumusan masalah yang ada maka tujuan penulisan Tugas Akhir ini adalah:

- a. Memahami karakteristik dari kompresor reciprocating.
- b. Menganalisa laju aliran massa pada pada setiap laboratorium di *workshop*.
- c. Melakukan perhitungan kecepatan aliran fluida pada pipa instalasi.
- d. Melakukan perhitungan kerugian tekanan yang terjadi pada instalasi pipa.
- e. Melakukan pemilihan kompresor yang sesuai dengan kebutuhan.

#### **1.5. Manfaat Penulisan**

Manfaat penulisan laporan tugas akhir ini adalah :

1. Mahasiswa mampu memberikan pengetahuan tentang karakteristik kompresor reciprocating.
2. Mahasiswa mampu memberikan pengetahuan tentang perhitungan laju aliran massa pada setiap laboratorium.
3. Mahasiswa mampu menghitung kecepatan aliran fluida pada pipa instalasi sistem udara tekan.
4. Mahasiswa mampu menghitung kerugian tekanan yang terjadi pada instalasi perpipaan.
5. Mahasiswa mampu memilih kompresor yang sesuai dengan yang dibutuhkan oleh *workshop*.

#### **1.6. Sistematika Penulisan**

Laporan Tugas Akhir ini terdiri atas 5 bab, berdasarkan penulisan – penulisan tertentu, yang nantinya diharapkan agar pembaca lebih mudah dalam memahaminya. Sistematika penulisannya sebagai berikut:

## BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini berisikan tentang Latar Belakang, Perumusan Masalah, Batasan Masalah, Tujuan Penulisan, Manfaat Penulisan dan Sistematika Penulisan

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini berisikan teori – teori dari berbagai literatur yang diambil untuk selanjutnya digunakan sebagai referensi dalam melakukan analisa unjuk kerja kompresor reciprocating dan perhitungan instalasi sistem udara tekan pada pipa – pipa.

## BAB III METODOLOGI

Pada bab ini menggambarkan dengan jelas data – data yang dipakai dalam menganalisa perhitungan dan memberikan gambaran langkah dalam menganalisa data berupa diagram alir.

## BAB IV ANALISA DATA

Pada bab ini terdiri dari perhitungan tentang masalah yang diangkat dalam tugas akhir ini dan pembahasan singkat mengenai hasil yang diperoleh, seperti perhitungan daya kompresor, perhitungan kecepatan aliran pada pipa, dan perhitungan *pressure drop* pada pipa.

## BAB V PENUTUP

Pada bab ini berisi kesimpulan dari hasil perhitungan perhitungan yang didapatkan, sehingga nantinya akan diketahui cara mengoptimasi instalasi sistem udara tekan, serta saran dalam pemilihan kompresor yang sesuai dengan sistem instalasi.

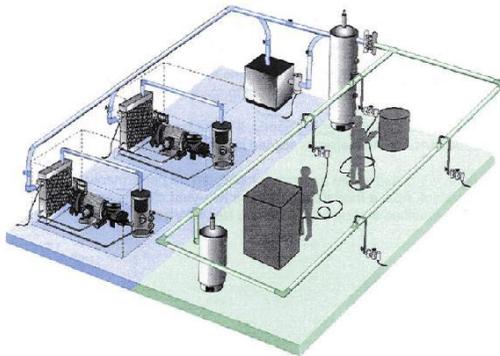
## DAFTAR PUSTAKA

## LAMPIRAN

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1. Sistem Udara Bertekanan

Sistem udara bertekanan sudah menjadi kebutuhan utama di dunia industri. Udara tekan menjadi unsur utama dalam proses produksi, untuk menjalankan alat-alat pendukung industri dan mesin produksi utama. Sekitar 10 % industri yang berbasis pembangkit listrik menggunakan sistem ini karena sistem yang lebih *safety* dan lebih ramah terhadap alat – alat produksi.



Gambar 2.1 Sistem Udara Bertekanan

Beberapa faktor perlu diperhatikan ketika akan membuat suatu instalasi sistem udara tekan. Faktor – faktor tersebut diantaranya adalah sistem pendistribusian udara, sistem perawatan, kebocoran sistem, ukuran dan tekanan pada kompresor, letak kompresor, kualitas udara di lingkungan sistem, dan masih banyak lagi faktor yang perlu diperhatikan.

Untuk sistem pendistribusian udara pada sistem, perancangannya sebaiknya memilih pipa yang memiliki *pressure drop* kurang dari 0,15 bar di seluruh sistem. Untuk pilihan jenis pipa yang digunakan, banyak sekali macamnya, diantaranya ad pipa *galvanized*, *carbon steel*, *copper*, *aluminum*, dan *stainless steel*. Untuk pemilihan pipa ditentukan oleh beberapa hal berikut :

- Kondisi lingkungan
- Jenis udara yang digunakan
- Kualitas udara yang akan dikompresi
- Harga pipa

Kebocoran pada sistem diakibatkan oleh beberapa sumber diantaranya adalah kebocoran pada *filter, receiver, lubricator, manual drain valves*, dan lain sebagainya.

Kompresor juga merupakan faktor yang harus diperhatikan ketika akan membuat suatu instalasi sistem udara tekan. Beberapa hal yang harus diperhatikan adalah letak dari kompresor karena akan mempengaruhi kinerja dari kompresor. Kemudian kualitas udara dan kehandalan dari kompresor akan berdampak pada lingkungan di sekitar kompresor.

Ruangan tempat kompresor diletakkan harus memiliki beberapa syarat antara lain temperatur lingkungan harus tidak lebih dari 40°C. Jika lebih dari itu maka akan berdampak pada peralatan yang ada apada kompresor.

## **2.2. Komponen Sistem Udara Bertekanan**

### **2.2.1 Kompresor**

Kompresor adalah suatu alat atau peralatan yang menerima energi atau kerja dari luar (berupa daya poros), dengan tujuan untuk menaikkan tekanan fluida udara atau gas. Tekanan yang masuk memiliki berbagai macam harga tekanan yaitu tekanan vakum hingga tekanan positif yang tinggi. Sedangkan tekanan yang keluar dapat bervariasi mulai tekanan atmosfer hingga ribuan psi diatas atmosfer. Variasi tekanan masuk dan keluar ini tentunya sesuai dengan tipe atau konfigurasi kompresor.

Pemakaian gas atau udara bertekanan ini sangat luas. Mulai dari peralatan rumah tangga, refrigerator, berbagai peralatan untuk *workshop* atau industri manufaktur, peralatan besar dan pesawat terbang, dan lain sebagainya.

Contoh sederhana dari kompresor adalah alat pemompa ban sepeda. Pompa ban sepeda merupakan jenis kompresor torak. Prinsip kerjanya adalah jika torak ditarik keatas maka

tekanan di bawah silinder akan turun sampai di bawah tekanan atmosfer sehingga udara akan masuk melalui celah katup hisap yang kendur. Katup pada pompa terbuat dari bahan yang lentur.



Gambar 2.2 Kompresor

### 2.2.2 Pipa

Sistem perpipaan pada sistem udara tekan bertujuan untuk mengirim udara bertekanan ke titik pengguna dengan volume yang cukup dengan kualitas dan tekanan sesuai kebutuhan.

Hal berikut harus diperhatikan untuk instalasi pipa udara bertekanan :

1. Header pipa utama harus miring menuju arah aliran udara.
2. Pipa keluaran kompresor disambungkan ke koneksi bagian bawah tangki penampungan.
3. Ukuran pipa minimal sama dengan koneksi keluaran kompresor. Biasanya kecepatan udara dalam pipa tidak lebih dari 6 m/s.
4. Memperhitungkan kemungkinan ekspansi untuk tidak merubah pipa header dan ukuran pipa yang lebih besar supaya loss pressure rendah.



Gambar 2.3 Pipa Galvanized

### 2.2.3 Pressure Gauge

Pressure gauge adalah alat yang digunakan untuk mengukur tekanan fluida (gas atau liquid) dalam tabung tertutup. Satuan dari alat ukur tekanan ini berupa psi (pound per square inch), psf (pound per square foot), mmHg (millimeter of mercury), inHg (inch of mercury), bar, atm (atmosphere),  $N/m^2$  (pascal).



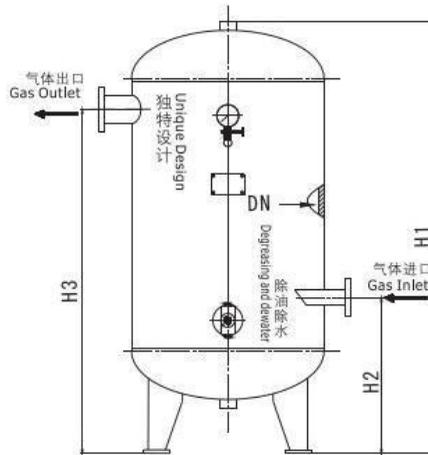
www.shutterstock.com - 106005371

Gambar 2.4 Pressure Gauge

## 2.2.4 Air Receiver

Sebuah kompresor normalnya memiliki satu atau lebih *air receiver*. *Air receiver* sendiri merupakan suatu alat penampung udara yang akan disalurkan menuju pipa – pipa distribusi udara pada instalasi sistem udara tekan.

Letak dari *air receiver* sendiri adalah setelah kompresor dan sebelum *air dryer*. Tujuan dari adanya *air receiver* adalah untuk mengurangi siklus pada kompresor, sebagai tempat penyimpanan udara, dan untuk tempat pemisahan antara air dan udara.



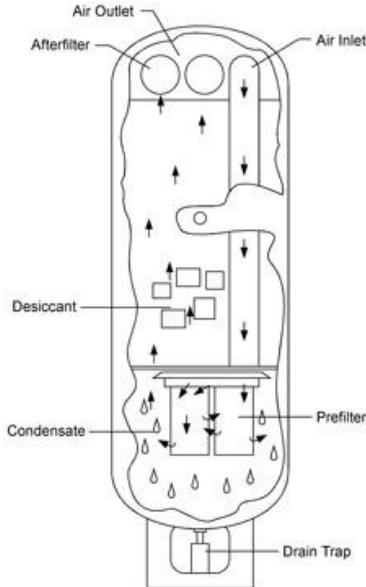
Gambar 2.5 Air Receiver

## 2.2.5 Air Dryer

*Air dryer* adalah suatu alat yang berfungsi untuk menghilangkan kandungan air pada *compressed air* (udara terkompresi). Sistem ini biasanya menjadi satu kesatuan proses dengan kompresor. Udara terkompresi hasil dari kompresor sebagian akan masuk ke tangki penyimpanan dan sebagian lagi dikeringkan menggunakan *air dryer*.

Udara terkompresi yang dikeringkan, akan mengalami proses penurunan *dew point*. *Dew point* adalah nilai

temperatur yang dibutuhkan untuk mendinginkan sejumlah udara, pada tekanan konstan, sehingga uap air yang terkandung mengembun. Nilai dari penurunan *dew point* tergantung dari spesifikasi *air dryer* yang dipergunakan dan kebutuhan dari konsumsinya.



Gambar 2.6 Air Dryer

### 2.2.6 Air Filter

*Air filter* merupakan suatu alat yang berfungsi untuk menyaring udara dari kotoran, debu dan partikel lainnya yang masuk ke dalam aliran sistem.

Berikut merupakan jenis *air filter* yang dibagi berdasarkan type alirannya yaitu

- Udara masuk dari samping, keluar lewat tengah.
- Udara masuk dari tengah, keluar lewat samping.

Berikut merupakan jenis *air filter* yang dibagi berdasarkan serienya yaitu

- Single stage yang digunakan untuk daerah dengan kondisi debu ringan, alat yang memakai relatif kecil (truck, genset).
- Double stage yang terdiri atas primary dan safety filter, digunakan pada daerah dengan kondisi debu sedang sampai berat.
- Heavy duty double stage digunakan pada daerah yang sangat berdebu. Pada filter jenis ini, sebelum udara masuk dan disaring oleh filter, terlebih dahulu mengalir melalui *pre-cleaner*.

## **2.3. Kompresor**

### **2.3.1 Klasifikasi Kompresor**

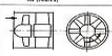
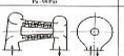
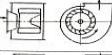
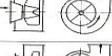
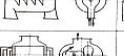
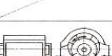
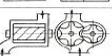
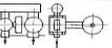
Prinsip kerja dari kompresor dan pompa adalah sama. Kedua alat tersebut menggunakan energi luar kemudian diubah menjadi energi fluida.

Kompresor terdapat dalam berbagai jenis dan model tergantung pada volume dan tekanannya. Hal ini berbeda dengan pompa yang pengklasifikasiannya berdasarkan pola aliran. Sebuah kompresor dipakai untuk jenis yang bertekanan tinggi, blower (peniup) untuk yang bertekanan rendah, sedangkan fan (kipas) untuk yang bertekanan sangat rendah. Atas dasar cara pemampatannya, kompresor dibagi atas jenis turbo dan jenis perpindahannya. Jenis turbo menaikkan tekanan dan kecepatan gas dengan gaya sentrifugal yang ditimbulkan oleh impeler atau dengan gaya angkat (*lift*) yang ditimbulkan oleh sudu.

Menurut buku yang ditulis oleh Sularso (2000), kompresor dapat diklasifikasikan atas dasar konstruksinya seperti di bawah ini.

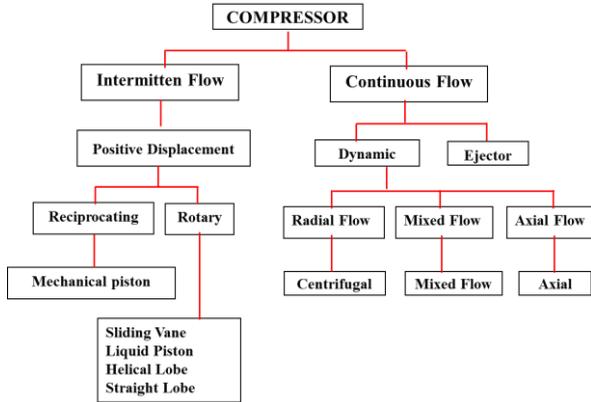
1. Klasifikasi berdasarkan jumlah tingkat kompresi : satu tingkat, dua tingkat, dst.
2. Klasifikasi berdasarkan langkah kerja (kompresor torak) : *single acting*, dan *double acting*.

3. Klasifikasi berdasarkan susunan silinder (kompresor torak) : mendatar, tegak, bentuk-L, bentuk-V, bentuk-W, bentuk bintang, lawan berimbang (*balance opposed*).
4. Klasifikasi berdasarkan cara pendinginan : pendinginan air dan pendinginan udara.
5. Klasifikasi berdasarkan transmisi penggerak : langsung, sabuk-V, dan roda gigi.
6. Klasifikasi berdasarkan cara penempatannya : *stationary*, dan *portable*.
7. Klasifikasi berdasarkan cara pelumasan : pelumasan minyak dan pelumasan tanpa minyak.

Nama	Fan dan blower		
	Fan (kipas)	Blower (pompa)	Kompresor
Jenis	Ukuran Kapasitas (m <sup>3</sup> /menit atau gPM/HR)	Ukuran Kapasitas (m <sup>3</sup> /menit atau gPM/HR)	Kapasitas (m <sup>3</sup> /menit atau gPM/HR)
Jenis turbin	Aksi Maksi		
	Sifat banyak		
	Radial		
	Turbo		
Jenis pemompaan (cara pemompaan)	Roots		
	Solus linear (jenis pegas primer)		
	Silang		
Jenis belah ketupat (cara pemompaan)			

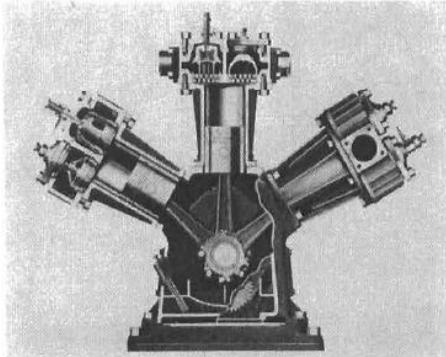
Gambar 2.7 Klasifikasi Kompresor menurut buku Sularso

Menurut buku yang ditulis oleh Royce N. Brown (1997), klasifikasi kompresor dibagi menjadi dua yaitu *Intermittent Flow*, dan *Continuous Flow*. Dari kedua jenis itu masih dibagi menjadi beberapa jenis lagi. Untuk lebih lengkapnya bisa dilihat pada gambar 2.2.

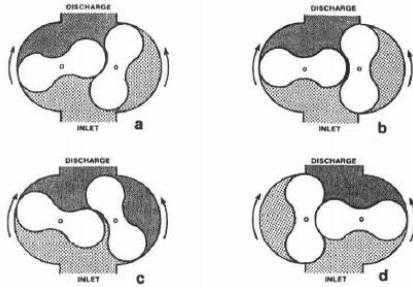


Gambar 2.8 Klasifikasi Kompresor menurut Royce N. Brown

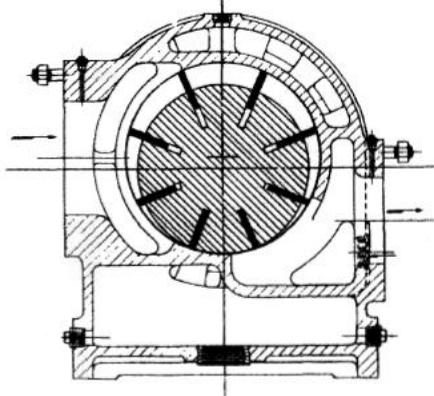
Berikut merupakan gambar – gambar klasifikasi kompresor menurut Royce N. Brown.



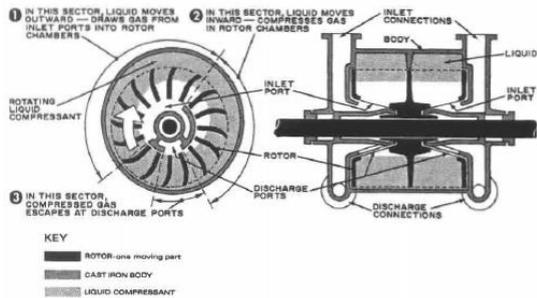
Gambar 2.9 Kompresor Reciprocating



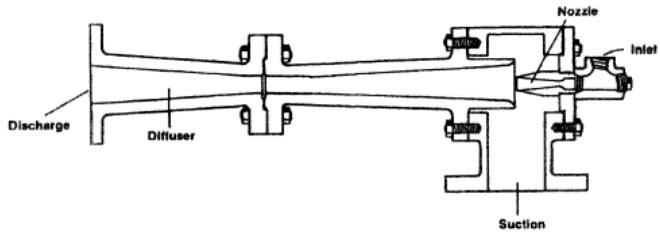
Gambar 2.10 Kompresor Straight Lobe



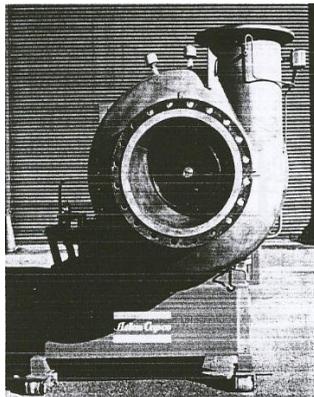
Gambar 2.11 Kompresor Sliding Vane



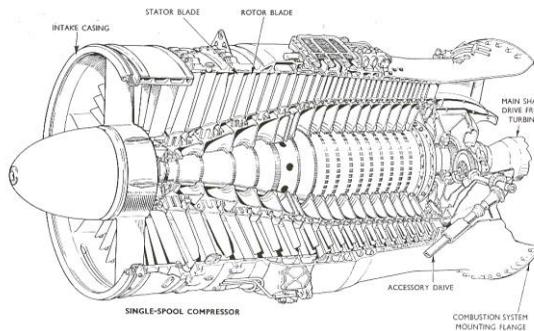
Gambar 2.12 Kompresor Liquid Piston



Gambar 2.13 Ejector



Gambar 2.14 Kompresor Sentrifugal



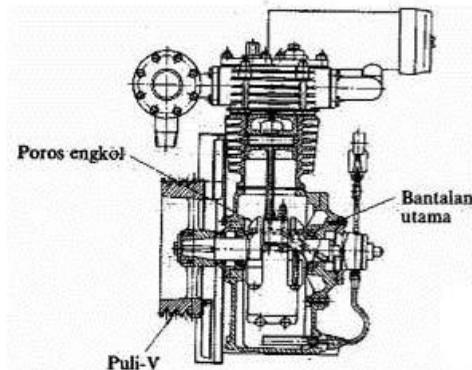
Gambar 2.15 Kompresor Aksial

## 2.3.2 Konstruksi Kompresor Reciprocating

### A. Silinder dan Kepala Silinder

Silinder mempunyai bentuk silindris dan merupakan bejana kedap udara dimana torak bergerak bolak-balik untuk mengisap dan memampatkan udara. Silinder harus kuat menahan beban tekanan yang ada. Silinder untuk tekanan kurang dari  $50 \text{ kgf/cm}^2$  ( $4.9 \text{ Mpa}$ ) pada umumnya menggunakan besi cor sebagai bahan silindernya. Bagian dalam silinder diperhalus sebab cincin torak akan meluncur pada permukaan dalam silinder. Dinding bagian luar silinder diberi sirip-sirip untuk memperluas permukaan sehingga lebih cepat mengurangi panas yang timbul dari proses kompresi di dalam silinder. Kompresor dengan pendingin air dilengkapi dengan selubung air di dinding luar silinder.

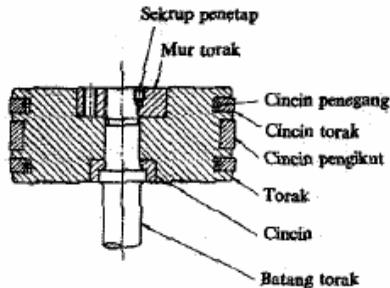
Kepala silinder terbagi menjadi dua bagian, satu bagian sisi isap dan satu bagian sisi tekan. Sisi isap dilengkapi dengan katup isap dan sisi tekan dilengkapi dengan katup tekan. Pada kompresor kerja ganda terdapat dua kepala silinder, yaitu kepala silinder atas dan kepala silinder bawah. Kepala silinder juga harus menahan tekanan sehingga bahan pembuatnya adalah besi cor. Bagian dinding luarnya diberi sirip-sirip pendingin atau selubung air pendingin.



Gambar 2.16 Silinder dan kepala silinder

## B. Torak dan Cincin Torak

Torak harus cukup tebal untuk menahan tekanan dan terbuat dari bahan yang cukup kuat. Untuk mengurangi gaya inersia dan getaran yang mungkin ditimbulkan oleh getaran bolak-balik, harus dirancang seringan mungkin.



Gambar 2.17 Torak dari Kompresor Bebas Minyak

Seperti pada gambar 2.17, cincin torak dipasang pada alur – alur dikelilingi torak dan berfungsi mencegah kebocoran antara permukaan torak dan silinder. Jumlah cincin torak bervariasi tergantung pada perbedaan tekanan antara sisi atas dan sisi bawah torak. Tetapi biasanya pemakaian 2 sampai 4 buah cincin dapat dipandang cukup untuk kompresor dengan tekanan kurang dari  $10 \text{ kgf/cm}^2$ . dalam hal kompresor kerja tunggal dengan silinder tegak, juga diperlukan cincin penyapu minyak yang dipasang pada alur paling bawah dari alur cincin yang lain. Cincin ini tidak dimaksud untuk mencegah kebocoran udara dan melulu untuk menyeka minyak yang terpercik pada dinding dalam silinder.

## C. Alat Pengatur Kapasitas

Kompresor harus dilengkapi dengan alat yang dapat mengatur laju volume udara yang diisap sesuai dengan laju aliran keluar yang dibutuhkan yang disebut pembebas beban (*unloader*). Pembebas beban dapat

digolongkan menurut azas kerjanya yaitu pembebas beban katup isap, pembebas beban celah katup, pembebas beban trolel isap dan pembebas beban dengan pemutus otomatis.

Untuk mengurangi beban pada waktu kompresor distart agar penggerak mula dapat berjalan lancar, maka pembebas beban dapat dioperasikan secara otomatis atau manual. Pembebas beban jenis ini disebut pembebas beban awal. Adapun ciri- ciri, cara kerja dan pemakaian berbagai jenis pembebas beban adalah sebagai berikut :

1. Pembebas Beban Katup Isap

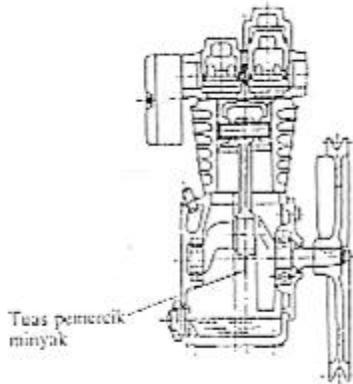
Jenis ini sering dipakai pada kompresor berukuran kecil atau sedang. Jika kompresor bekerja maka udara akan mengisi tanki udara sehingga tekanannya akan naik sedikit demi sedikit. Tekanan ini disalurkan kebagian bawah katup pilot dari pembebas beban. Namun jika tekanan didalam tanki udara naik maka katup isap akan didorong sampai terbuka. Jika tekanan turun melebihi batas maka gaya pegas dari katup pilot akan mengalahkan gaya dari tekanan tanki udara. Maka katup pilot akan jatuh, laluan udara tertutup dan tekanan dalam pipa pembebas beban akan sama dengan tekanan atmosfer.

2. Pembebas Beban dengan Pemutus Otomatik

Jenis ini dipakai untuk kompresor yang relative kecil, kurang dari 7.5 KW. Disini dipakai tombol tekanan (*pressure switch*) yang dipasang ditanki udara. Motor penggerak akan dihentikan oleh tombol ini secara otomatis bila tekanan udara dalam tanki udara melebihi batas tertentu. Pembebas beban jenis ini banyak dipakai pada kompresor kecil sebab katup isap pembebas beban yang berukuran kecil agak sukar dibuat.

#### D. Pelumasan

Bagian- bagian kompresor yang memerlukan pelumas adalah bagian- bagian yang saling meluncur seperti silinder, torak, kepala silang, metal- metal bantalan batang penggerak.



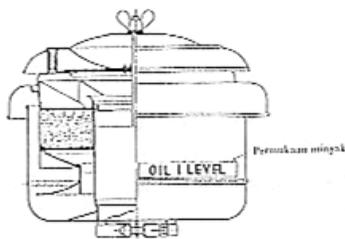
Gambar 2.18 Pelumasan Percik

Tujuannya dari gambar 2.12 adalah untuk mengecek keausan, merapatkan cincin torak dan paking, mendinginkan bagian- bagian yang saling bergeser dan mencegah pengkaratan. Untuk kompresor kerja tunggal yang berukuran kecil, pelumasan dalam maupun pelumasan luar dilakukan secara bersama dengan cara pelumasan percik atau dengan pompa pelumas jenis roda gigi. Pelumasan percik menggunakan tuas percikan minyak yang dipasang pada ujung besar batang penggerak. Metode pelumasan paksa menggunakan pompa roda gigi yang dipasang pada ujung poros engkol. Kompresor berukuran sedang dan besar menggunakan pelumas dalam yang dilakukan dengan pompa minyak jenis plunyer secara terpisah.

## E. Peralatan pembantu

### 1. Saringan Udara

Jika udara yang diisap kompresor mengandung banyak debu maka silinder dan cincin torak akan cepat aus.



Gambar 2.19 Saringan Udara

Saringan yang banyak dipakai biasanya terdiri dari tabung- tabung penyaring yang berdiameter 10 mm dan panjang 10 mm. Dengan demikian jika ada debu yang terbawa akan melekat pada saringan sehingga udara yang masuk kompresor menjadi bersih, seperti pada gambar 2.19 yang menjelaskan tentang air filter.

### 2. Katup Pengaman dan *Receiver*

Katup pengaman harus dipasang pada pipa keluar dari setiap tingkat kompresor. Katup ini harus membuka dan membuang udara keluar jika tekanan melebihi 1.2 kali tekanan normal maksimum kompresor, seperti gambar dibawah ini yang menjelaskan tentang penampang katup pengaman. Receiver digunakan untuk mengurangi getaran yang terjadi pada kompresor, agar saat pembacaan di gauge lebih valid.



Gambar 2.20 *Receiver Dryer*

### 3. Tangki Udara

Alat ini dipakai untuk menyimpan udara tekan agar apabila ada kebutuhan udara tekan yang berubah – ubah jumlahnya dapat dilayani dengan baik dan juga udara yang disimpan dalam tangki udara akan mengalami pendinginan secara pelan-pelan dan uap air yang mengembun dapat terkumpul didasar tanki.



Gambar 2.21 Tangki Kompresor

## 2.3.3 Karakteristik Kompresor Reciprocating

### A. Tekanan Udara

#### 1. Tekanan Atmosfer

Tekanan atmosfer yang bekerja di permukaan bumi dapat dipandang sebagai berat kolom udara mulai dari permukaan bumi sampai batas atmosfer

yang paling atas. Untuk kondisi standar, gaya berat kolom udara ini pada setiap  $1 \text{ cm}^2$  luas permukaan bumi adalah 1,033 kgf. Dengan perkataan lain dapat dinyatakan bahwa tekanan 1 atmosfer (atm) = 1,033  $\text{kgf/cm}^2 = 0,1013 \text{ MPa}$ . Tekanan atmosfer juga biasa dinyatakan dalam tinggi kolom air raksa (mmHg), dimana  $1 \text{ atm} = 760 \text{ mmHg}$ .

2. Tekanan Gage (psig)

Tekanan gage (psig) adalah tekanan di atas tekanan atmosfer.

3. Tekanan Absolute

Tekanan absolute adalah penjumlahan antara tekanan gage dengan tekanan atmosfer atau tekanan barometrik. Pada permukaan laut (*sea level*), tekanan absolute adalah tekanan gage ditambah 14,7 psi. Pada ketinggian di atas permukaan laut (*sea level*), tekanan atmosfer atau tekanan barometrik menjadi lebih rendah, misal pada ketinggian 5000 feet (1600 meter), tekanan atmosfer adalah 12,2 psi (84,116 kPa).

$$P_{\text{absolute}} = P_{\text{atmosfer}} + P_{\text{gage}}$$

$$P_{\text{absolute}} = 14,7 \text{ psi} + P_{\text{gage}} \text{ (sea level)}$$

## B. Proses Kompresi

1. Proses Kompresi Isothermal

Bila suatu gas dikompresikan, maka ini berarti ada energi mekanik yang diberikan dari luar kepada gas. Energi ini diubah menjadi energi panas sehingga temperatur gas akan naik jika tekanan semakin tinggi. Namun, jika proses ini dibarengi dengan pendinginan untuk mengeluarkan panas yang terjadi, sehingga temperatur dapat dijaga tetap dan kompresi ini disebut dengan kompresi isothermal (temperatur tetap). Proses isothermal mengikuti hukum Boyle, maka persamaan isothermal dari suatu gas sempurna adalah:

(2.3)

$$P.V = m.R.T$$

Dimana :

P = tekanan mutlak Pascal (N/m<sup>2</sup>)

V = volume (m<sup>3</sup>)

m = massa udara (Kg)

R = konstanta udara (KJ/kg<sup>o</sup>K) = 29,27 m/K  
(pada t = 0<sup>o</sup>C dan P = 760 mmHg)

T = temperatur mutlak (<sup>o</sup>K) = 273 + t (<sup>o</sup>C)

Apabila  $v = V/m$  adalah volume spesifik (m<sup>3</sup>/kg),  
maka persamaan diatas menjadi :

$$P.v = R.T \quad (2.4)$$

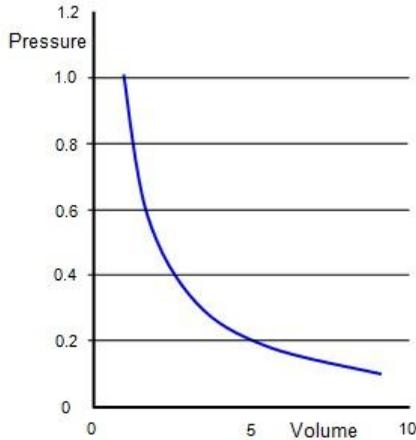
Untuk T = konstan persamaan tersebut menjadi<sup>41</sup>

$$P.v = konstan \quad (2.5)$$

Persamaan ini dapat ditulis sebagai

$$P_1v_1 = P_2v_2 = konstan \quad (2.6)$$

Kompresi isothermal merupakan suatu proses yang sangat berguna dalam analisa teoritis namun untuk perhitungan kompresor tidak banyak kegunaannya. Pada kompresor yang sesungguhnya, meskipun silinder didinginkan sepenuhnya, maka tidak mungkin menjaga temperatur udara yang tetap di dalam silinder. Hal ini disebabkan oleh cepatnya proses kompresi (beberapa ratus sampai ribuan kali per menit) di dalam silinder.



**Isothermal**

Gambar 2.22 Grafik proses kompresi isothermal

## 2. Proses Kompresi Adiabatik

Jika silinder diisolasi secara sempurna terhadap panas, maka kompresi akan berlangsung tanpa ada panas yang keluar dari gas atau masuk kedalam gas. Proses semacam ini disebut adiabatik. Dalam praktiknya proses ini tidak pernah terjadi secara sempurna karena isolasi terhadap silinder tidak pernah dapat sempurna pula. Namun proses adiabatik reversible sering dipakai dalam pengkajian teoritis proses kompresi. Hubungan antara tekanan dan volume dalam proses adiabatik dapat dinyatakan dalam persamaan:

$$P \cdot v^k = \text{konstan} \quad (2.7)$$

Atau

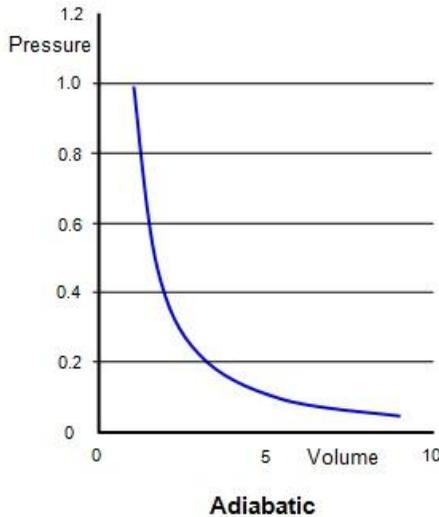
$$P_1 \cdot v_1^k = P_2 \cdot v_2^k = \text{konstan} \quad (2.8)$$

Dimana :

$$K = \frac{c_p}{c_v}$$

Jika rumus ini dibandingkan dengan rumus kompresi isothermal dapat dilihat bahwa untuk

pengecilan volume yang sama, kompresi adiabatik akan menghasilkan tekanan yang lebih tinggi dari pada proses isothermal. Karena tekanan yang dihasilkan oleh kompresi adiabatik lebih tinggi dari pada kompresi isothermal untuk pengecilan volume yang sama, maka kerja yang diperlukan pada kompresi adiabatik juga lebih besar.



Gambar 2.23 Grafik proses kompresi adiabatik

### 3. Proses Kompresi Politropik

Kompresi pada kompresor yang sesungguhnya bukan merupakan proses isothermal, karena ada kenaikan temperatur, namun juga bukan proses adiabatik karena ada panas yang dipancarkan keluar. Jadi proses kompresi yang sesungguhnya, ada di antara keduanya dan disebut kompresi politropik. Hubungan antara P dan v pada proses politropik dapat dinyatakan dengan persamaan:

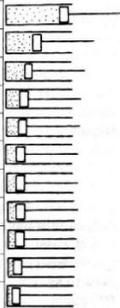
$$P_1.v_1^n = P_2.v_2^n = \text{konstan}$$

Disini  $n$  disebut dengan indeks politropik dan harganya terletak antara 1 (proses isothermal) dan  $k$  (proses adiabatik). Jadi :  $1 < n < k$ . Untuk kompresor biasa,  $n = 1,25 \sim 1,35$ .

Dari rumus ini, dengan  $n = 1,25$ , pengecilan volume sebesar  $v_2/v_1 = 1/2$  misalnya, akan menaikkan tekanan menjadi 2,38 kali lipat. Harga ini terletak antara 2,0 (untuk kompresi isothermal) dan 2,64 (untuk kompresi adiabatik).

Tabel 2.1 Hubungan antara volume dan tekanan pada berbagai proses kompresi

Tekanan / Volume	Kompresi isotermik	$n = 1,25$ Kompresi politropik	Kompresi adiabatik
1	1	1	1
1/2	2	2,38	2,64
1/3	3	3,95	4,66
1/4	4	5,96	6,97
1/5	5	7,5	9,09
1/6	6	9,4	12,3
1/7	7	11,4	15,1
1/8	8	13,5	18,4
1/9	9	15,6	21,7
1/10	10	17,8	25,1
1/11	11	20,0	28,8



Catatan: Tekanan yang dinyatakan di atas adalah tekanan mutlak.

Tabel 2.2 Panas Jenis Beberapa Gas

Rumus molekul	Nama gas	Jumlah atom	Ⓐ Panas jenis pada tekanan tetap	Ⓑ Panas jenis pada volume tetap	Perbandingan panas jenis ( Ⓐ / Ⓑ )
Ar	Argon	1	0,1233	0,0746	1,667
He	Helium	1	1,2425	0,746	1,666
—	Udara	2	0,24	0,17	1,401
H <sub>2</sub>	Hidrogen	2	3,402	2,402	1,408
N <sub>2</sub>	Nitrogen	2	0,2350	0,175	1,41
O <sub>2</sub>	Oksigen	2	0,2419	0,173	1,40
H <sub>2</sub> O	Uap air	3	0,4765	0,340	1,305
CO <sub>2</sub>	Karbon dioksida	3	0,211	0,163	1,30
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	Asetilin	4	0,402	0,323	1,24
C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	Alkohol	9	0,435	0,400	1,13

### C. Perubahan Temperatur

Pada waktu proses kompresi, temperatur gas dapat berubah tergantung pada jenis proses yang dialami. Untuk masing – masing proses, hubungan antara temperatur dan tekanan adalah sebagai berikut.

#### 1. Proses Isothermal

Seperti telah disinggung di muka, dalam proses ini temperatur dijaga tetap sehingga tidak berubah.

#### 2. Proses Adiabatik

Dalam kompresi adiabatik, tidak ada panas yang dibuang keluar atau dimasukkan silinder, sehingga seluruh kerja mekanis yang diberikan dalam proses ini akan dipakai untuk menaikkan temperatur gas. Temperatur yang dicapai oleh gas yang keluar dari kompresor dalam proses adiabatik dapat diperoleh secara teoritis dari rumus berikut :

$$T_d = T_s \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{(k-1)}{m.k}} \quad (2.9)$$

Dimana :

$T_d$  = Temperatur gas keluar kompresor ( $^{\circ}\text{K}$ )

$T_s$  = Temperatur isap gas masuk kompresor ( $^{\circ}\text{K}$ )

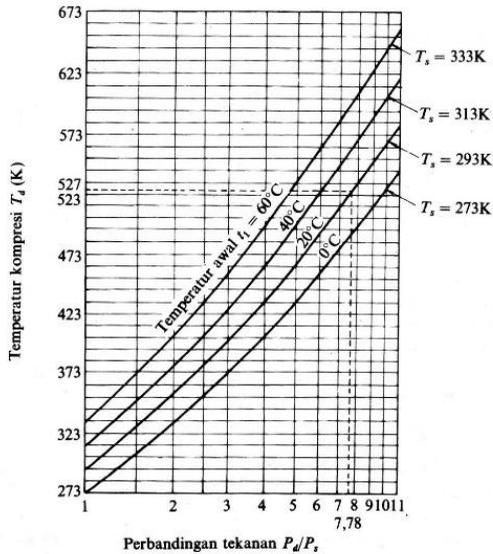
$m$  = Jumlah tingkat kompresi;  $m = 1, 2, 3, \dots$

(untuk  $m > 1$ , rumus tersebut mencakup proses pendinginan pada pendingin antara (*intercooler*), sehingga proses kompresi keseluruhan dari  $P_s$  menjadi  $P_d$  bukan proses adiabatik murni)

$$r_p = \frac{P_d}{P_s} = \frac{\text{Tekanan keluar}}{\text{Tekanan isap}} = \text{ratio pressure}$$

Dengan kompresor, tekanan keluar  $P_d$  dapat dicapai dengan satu tingkat kompresi (pada kompresor satu tingkat) atau dengan beberapa tingkat kompresi (pada kompresor bertingkat banyak). Pada kompresor bolak – balik, untuk

kompresi satu tingkat digunakan satu silinder, dan untuk kompresi bertingkat banyak digunakan beberapa silinder. Untuk kompresor dua tingkat misalnya, gas yang telah dikompresikan dan dikeluarkan dari silinder pertama, disalurkan lebih lanjut ke sisi isap silinder kedua, dikompresikan untuk kedua kalinya, lalu dikeluarkan. Pada kompresor tiga tingkat, gas yang keluar dari silinder kedua dimasukkan ke silinder ketiga lalu dikompresikan dan dikeluarkan. Cara kerja yang sama juga berlaku pada kompresor dengan jumlah tingkat yang lebih banyak.



Gambar 2.24 Perbandingan tekanan dan temperatur dalam kompresi adiabatik (untuk  $m = 1$  dalam kompresi satu tingkat)

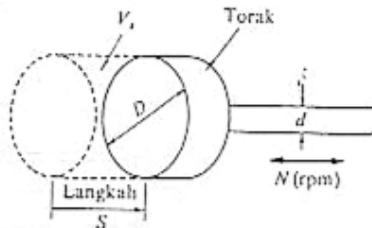
Kompresor bertingkat digunakan untuk memperoleh perbandingan tekanan  $P_d/P_s$  yang tinggi. Kompresi dengan perbandingan kompresi yang besar, jika dilakukan hanya dengan satu

tingkat akan kurang efektif karena efisiensi volumetriknya menjadi rendah. Namun jika jumlah tingkat terlalu banyak, kerugian gesek menjadi terlalu besar dan harga kompresor menjadi mahal. Karena itu untuk tekanan sampai 7 atau 10 kgf/cm<sup>2</sup> kompresi dilakukan dalam satu atau dua tingkat, dan untuk tekanan sampai 60 kgf/cm<sup>2</sup> dilakukan dalam tiga tingkat.

### 3. Proses Politropik

Jika selama proses kompresi udara didinginkan, misalnya dengan memakai air pendingin untuk silinder, maka sebagian panas yang timbul akan dikeluarkan. Untuk menghitung temperatur kompresi dapat digunakan persamaan 2.9 dimana sebagai ganti  $k$  dipakai indeks politropik ( $n$ ) yang harganya lebih rendah. Temperatur pada kompresor sesungguhnya, tergantung pada ukuran dan jenisnya, dan biasanya diusahakan serendah – rendahnya.

## D. Efisiensi Volumetrik



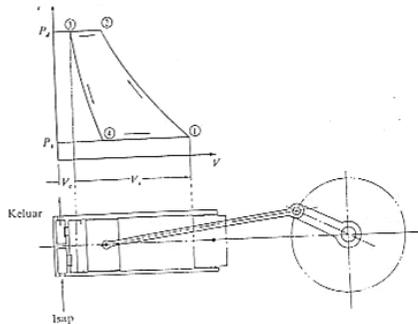
Gambar 2.25 Langkah torak kerja tunggal

Pada gambar 2.19, sebuah kompresor dengan silinder  $D$  ( m ), langkah tolak  $S$  ( m ), dan putaran  $N$  ( rpm ) dengan ukuran seperti ini kompresor akan memampatkan volume gas sebesar  $V_s = (\pi/4) D^2 \times S$  ( m<sup>3</sup> ). Untuk setiap langkah kompresor yang dikerjakan

dalam setiap putaran poros engkol. Jumlah volume gas yang dimampatkan per menit disebut perpindahan tolak. Jadi jika poros kompresor mempunyai putaran  $N$  ( rpm ) maka perpindahan torak :

$$Q_{th} = V_s \times N = (\pi/4) D^2 \times S \times N \text{ (m}^3\text{/min)} \quad (2.10)$$

Seperti pada gambar 2.20, torak memuai langkah kompresinya pada titik (1) dalam diagram P-V. Torak bergerak ke kiri dan gas dimampatkan hingga tekanan naik ke titik (2). Pada titik ini, tekanan di dalam silinder mencapai harga tekanan  $P_d$  yang lebih tinggi dari pada tekanan di dalam pipa keluar (atau tanki tekan), sehingga katup keluar pada kepala silinder akan terbuka. Jika torak terus bergerak ke kiri maka gas akan didorong keluar silinder pada tekanan tetap sebesar  $P_d$  di titik (3) torak mencapai titik mati atas, yaitu titik mati akhir gerakan torak pada langkah kompresi dan pengeluaran, seperti gambar dibawah ini.



Gambar 2.26 Diagram P-V dari kompresor

Pada waktu torak mencapai titik mati atas, ada volume sisa sebesar  $V_c$  yaitu *clearance* di atas torak agar torak tidak membentur kepala silinder, sehingga pada akhir langkah kompresi masih ada sisa gas yang tidak terdorong keluar sebesar  $V_c$  dan tekanan sebesar

Pd. Saat memulai langkah hisap (ke kanan) katup isap tidak dapat terbuka langsung sampai sisa gas tereksansi samapi tekanannya turun dari Pd turun ke Ps. Dan gas baru mulai masuk saat torak mencapai titik (4) ketika tekanan sudah mencapai Ps pengisian berlangsung samapi titik ke mati bawah torak (1).

Berdasarkan siklus kerja kompresor di atas dimana gas yang diisap tidak sebesar volume langkah torak sebesar  $V_s$ , dapat dihitung efisiensi volumetris ( $\eta_v$ ) dengan rumus sebagai berikut :

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_{th}} \quad (2.11)$$

Dimana :

$Q_s$  = Volume gas yang dihasilkan pada kondisi temperatur dan tekanan isap ( $m^3/min$ )

$Q_{th}$  = Perpindahan torak ( $m^3/min$ )

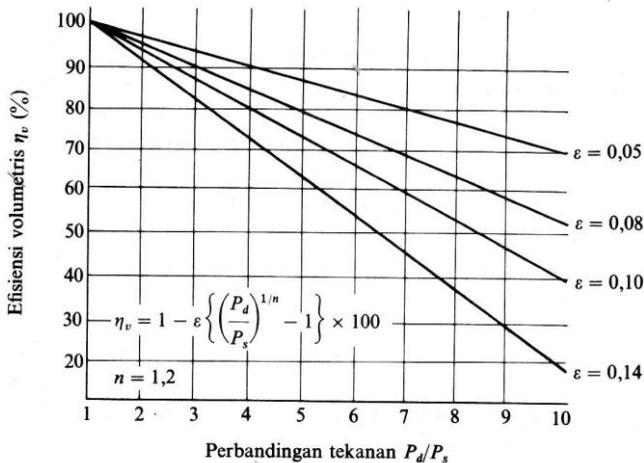
Besar efisiensi volumetris juga dapat dihitung secara teoritis berdasarkan volume gas yang dapat diisap secara efektif oleh kompresor dengan rumus sebagai berikut :

$$\eta_v \approx 1 - \varepsilon \left\{ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{1/n} - 1 \right\} \quad (2.12)$$

Dimana :

$\varepsilon = V_c/V_s$ , volume sisa (*clereance*) relatif

$n$  = koefisien ekspansi gas yang tertinggal di dalam volume sisa. Untuk udara  $n = 1.2$



Gambar 2.27 Garfik Efisiensi Volumetris dan Perbandingan Tekanan

Tanda  $\approx$  berarti “kira-kira sama dengan”, karena rumus 10 diperoleh dari perhitungan teoritis. Adapun harga  $\eta_v$  yang sesungguhnya adalah sedikit lebih kecil dari harga yang diperoleh dari rumus di atas karena adanya kebocoran melalui cincin torak dan katup – katup serta tahanan pada katup – katup.

### E. Efisiensi Adiabatik

Efisiensi kompresor ditentukan oleh berbagai faktor seperti tahanan aerodinamik di dalam katup-katup, saluran-saluran, pipa-pipa, kerugian mekanis, serta faktor lainnya. Faktor-faktor ini digabungkan dalam efisiensi adiabatik keseluruhan. Efisiensi adiabatik keseluruhan didefinisikan sebagai daya yang diperlukan untuk memampatkan gas dengan siklus adiabatik (perhitungan teoritis), dibagi dengan daya sesungguhnya yang diperlukan kompresor pada porosnya. Rumus dari efisiensi adiabatik adalah sebagai berikut :

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_s} \quad (2.13)$$

Dimana :

$\eta_{ad}$  = Efisiensi adiabatik keseluruhan (%)

$L_{ad}$  = Daya adiabatik teoritis (kW)

$L_s$  = Daya yang masuk pada poros kompresor (kW)

Besarnya daya adiabatik teoritis dapat dihitung dengan rumus:

$$W_{ad} = \frac{mk}{k-1} \frac{P_s}{6120} Q_s \left\{ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{mk}} - 1 \right\} \text{ (kW)} \quad (2.14)$$

Dimana :

$P_s$  = Tekanan isap tingkat pertama (kgf/m<sup>2</sup> abs)

$P_d$  = Tekanan keluar dari tingkat terakhir (kgf/m<sup>2</sup> abs)

$Q_s$  = Jumlah volume gas yang keluar dari tingkat terakhir (m<sup>3</sup>/min)

Jika dipakai tekanan dalam satuan Pa maka dipakai rumus :

$$W_{ad} = \frac{mk}{k-1} \frac{P_s Q_s}{60000} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{mk}} - 1 \right\} \text{ (kW)} \quad (2.15)$$

Atau dapat dipakai rumus sebagai berikut jika tekanan dalam Pa dan  $Q_s$  dalam satuan (m<sup>3</sup>/detik) :

$$W_{ad} = \left\{ \frac{mk}{k-1} \right\} P_s \cdot Q_s \left\{ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{mk}} - 1 \right\} \text{ (watt)} \quad (2.16)$$

Untuk efisiensi volumetrik dan efisiensi adiabatik keseluruhan sebenarnya tidak tetap harganya berubah-ubah menurut konstruksi dan tekanan keluar kompresor. Karena itu perhitungan daya tidak dapat

dilakukan semudah cara diatas. Namun untuk perhitungan efisiensi adiabatik dapat diambil kira- kira 80 – 85% untuk kompresor besar, 75% sampai 80% untuk kompresor sedang dan 65 – 70% untuk kompresor kecil.

Dengan diketahuinya daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor ( $W_c$ ), kita dapat menghitung daya motor yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor.

## **2.4. Pipa**

### **2.4.1 Material Pipa**

Material pipa yang digunakan dalam suatu perencanaan sangat menentukan panjang pendeknya umur pemakaian pipa tersebut. Pemilihan material pipa sangat ditentukan oleh :

- Sifat fluida (korosif atau tidak)
- Temperatur dan tekanan operasi
- Kondisi lingkungan dimana pipa akan ditempatkan

Contoh material pipa antara lain adalah *cast iron*, *cast steel*, *alloy steel*, *stainless steel* dan masih banyak yang lainnya. Masing – masing material memiliki sifat fisik dan mekanik yang berbeda – beda sedangkan penggunaannya didasarkan pada jenis fluida, tekanan dan temperatur operasi. Untuk kondisi operasi tertentu dan juga pertimbangan ekonomis dan perencanaan, ada pipa yang terbuat dari gabungan bahan yang berbeda dalam bentuk campuran yang homogen maupun berupa lapisan khusus atau *lining*.

### **2.4.2 Kode dan Standar Pipa**

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

Untuk perusahaan – perusahaan yang sudah maju, kode dan standar tersebut dikembangkan lagi dalam bentuk

*company standart, code of practice* maupun *rule of thumb* yang biasanya berlaku *intern* perusahaan yang menyusunnya. Untuk sistem perpipaan, kode dan standart yang digunakan antara lain :

- ANSI (*American National Standart Institution*)
- API (*American Protoleum Institute*)
- ASME (*American Society of Mechanical Engineers*)
- ASTM (*American Society of Testing and Material*)
- JIS (*Japanese Industrial Standard*)
- MSS (*Manufacturers Standardization Society*)

### **2.4.3 Fitting**

Fitting digunakan untuk menghubungkan suatu sistem perpipaan itu sendiri maupun dengan peralatan lain dalam suatu unit atau *plant*. Ukuran fitting biasanya mengikuti ukuran diameter pipa dimana fitting tersebut akan dipasang.

Contoh fitting antara lain :

- Elbow 90 atau 45 derajat : untuk belokan pipa 90° atau 45°
- Return bend / "U" bend : belokan pipa 180°
- Tee / "Y" : untuk percabangan pipa, bisa bercabang sama besar atau lebih kecil.
- Reducer / diffuser : untuk perubahan ukuran pipa menjadi lebih kecil / lebih besar.
- Flange : untuk menghubungkan pipa dengan peralatan agar mudah dilepas/dipasang, antara flange harus dipasang gasket untuk mencegah kebocoran.

### **2.4.4 Katup (Valve)**

Katup atau *valve* digunakan untuk mengatur laju aliran fluida yang ada di dalam pipa. Jenis katup bermacam – macam dan disesuaikan dengan kebutuhannya. Ukuran suatu katup biasanya mengikuti ukuran diameter pipa dimana katup tersebut akan dipasang. Contoh katup antara lain:

- Gate/ball/plug valve : untuk membuka atau menutup penuh saluran suatu aliran.
- Globe valve : untuk mengatur besar kecilnya suatu aliran di dalam pipa.
- Needle valve : untuk mengatur aliran dengan ketelitian tinggi.
- Check valve : untuk menahan aliran balik.

#### 2.4.5 Piping Joint

*Piping joint* merupakan komponen pelengkap di dalam sistem perpipaan yang biasanya dipasang dengan tujuan kemudahan pemeliharaan perpipaan dan peralatan, disamping itu ada juga yang berfungsi sebagai pengaman, untuk mengakomodasikan pemuatan atau getaran yang bertujuan untuk menghindari ketidaklurusan pipa (*pipe offset*). Sistem sambungan dengan *fitting* maupun *valve* dapat dilakukan dengan sistem :

- Sambungan tetap (*fixed point*) dengan pengelasan.
- Sambungan tidak tetap (*removable joint*) dengan sistem ulir atau sambungan *flange* dengan *bolt* atau *nut* atau kombinasi keduanya.

Untuk pengaman sistem perpipaan terhadap pemuatan pipa karena temperatur tinggi, adanya getaran yang cukup signifikan maupun untuk fleksibilitas perpipaan maka dipasang *flexible point/flexible hose* antara lain :

- *Expansion Bends* : untuk mengakomodasi pemuatan / penyusutan pipa karena perubahan temperatur dan juga getaran untuk jalur perpipaan yang cukup panjang. Bentuknya bisa bermacam – macam yang juga disesuaikan dengan kondisi di lapangan dan terbuat dari rangkaian pipa yang *rigid*.
- *Expansion Bellows* : untuk mengakomodasikan pemuatan atau penyusutan pipa karena perubahan temperatur dan juga getaran, bentuknya berupa *corrugated pipa* yang biasanya dipasang di bagian inlet atau outlet peralatan.

### 2.4.6 Slip Joint

Untuk mengakomodasikan pemuaian / penyusutan pipa karena perubahan temperatur dan juga getaran pada khususnya ke arah longitudinal, biasanya berbentuk sepasang pipa yang satu masuk ke dalam pipa lainnya dan sepasang *rubber ring* untuk mencegah kebocoran.

### 2.5. Hukum Kontinuitas

Setelah tercapai kondisi yang steady, berat fluida persatuan waktu adalah sama dengan  $\gamma AV$  dimana  $V$  adalah kecepatan rata – rata pada penampang tersebut,  $A$  luas penampang, dan  $\gamma$  adalah berat per satuan volume. Untuk sembarang penampang a dan b,  $\gamma_a A_a V_a = \gamma_b A_b V_b$  untuk setiap penampang, sehingga  $\gamma AV = \text{konstan}$ , persamaan ini dikenal sebagai persamaan kontinuitas dan sangat penting dalam perhitungan – perhitungan aliran fluida.

Untuk cairan – cairan seperti ini,  $\gamma$  secara praktis adalah konstan, persamaan diatas menjadi,  $Q = AV$  dimana  $Q$  adalah jumlah fluida yang mengalir per satuan waktu (msalnya feet kubik per detik). Jadi, begitu luasan penampang mengecil, secara perlahan – lahan kecepatan akan bertambah besar, dan sebaliknya seperti pada gambar 2.28.

Selama interval waktu tertentu aliran yang melalui volume atur memiliki sejumlah massa yang masuk dan keluar dari volume atur tidak sama, dengan demikian akan terjadi perubahan massa dan volume atur tersebut.

Berkaitan dengan hal tersebut dapat diformulasikan volume atur untuk kekekalan massa yaitu :

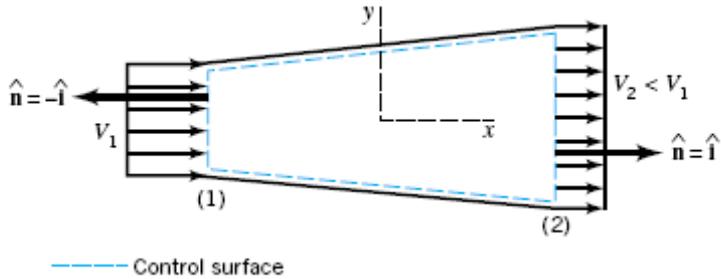
$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho dV + \int_{cs} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.17)$$

Asumsi bahwa :

- Aliran fluida adalah incompressible
- Aliran fluida kerjanya adalah steady state

Maka persamaan 2.18 dapat ditulis sebagai berikut :

$$\int_{cs} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.18)$$



Gambar 2.28 Persamaan kontinuitas dengan volume atur

Dengan mengintegrasikan persamaan 2.19 maka di dapat persamaan sebagai berikut :

$$0 = -|\rho V_1 A_1| + |\rho V_2 A_2| \quad (2.19)$$

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

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2$$

$$\frac{P_1}{R_1 T_1} \cdot v_1 \cdot \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{P_2}{R_1 T_1} \cdot Q_2$$

Asumsi :

$$T_1 = T_2$$

$$R_1 = R_2$$

$$P_1 = P_2$$

Sehingga :

$$v_1 = \frac{Q_2 \cdot 4}{\pi \cdot D^2} \quad (2.20)$$

## 2.6. Head Fluida

Untuk analisa kerugian melalui pipa dapat digunakan persamaan energi, dimana sistem terlihat pada gambar berikut ini

Gambar 2.27 Volume atur dan koordinat analisa energi

Dimana diasuksikan bahwa :

- $W_{\text{other}}, W_{\text{shear}} = 0$
- *Steady flow*
- *Incompressible*
- Energi dalam dan tekanan dalam setiap penampang bersifat *uniform*

Dengan asumsi – asumsi diatas, maka persamaan 2.21 Dapat diolah menjadi,

$$\begin{aligned} \dot{Q} - W_s = \dot{m}(u_2 - u_1) + \dot{m} \left( \frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m}g(Z_2 - Z_1) \\ + \int_{A_2}^1 \frac{V_2^2}{2} \rho V_2 dA_2 - \int_{A_1}^1 \frac{V_1^2}{2} \rho V_1 dA_1 \end{aligned} \quad (2.21)$$

Karena aliran fluida bersifat viskosus, kecepatan aliran pada suatu penampang tidak akan uniform. Dengan demikian untuk menyelesaikan persoalan ini digunakan kecepatan rata – rata ke dalam persamaan energi tersebut, sehingga tanda integral pada persamaan tersebut dapat dihilangkan. Untuk melakukannya harus digunakan koefisien energi kinetik ( $\alpha$ ) ke dalam persamaan tersebut.

$$\int_A^1 \frac{V^2}{2} \rho V dA = \alpha \int_A^1 \frac{V^2}{2} \rho V dA = \alpha m \frac{V^2}{2}$$

Sehingga persamaan 2.21 dapat ditulis

$$Q - W = \dot{m}(u_2 - u_1) + \dot{m} \left( \frac{P_2}{\rho} + \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m}g(Z_2 - Z_1) + \dot{m} \left( \frac{a_2 \vec{V}_2^2}{2} - \frac{a_1 \vec{V}_1^2}{2} \right) \quad (2.22)$$

Dimana

$$-W_s + \left[ \frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\vec{V}_1^2}{2} + gZ_1 \right] - \left[ \frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\vec{V}_2^2}{2} + gZ_2 \right] = (u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{dm} \quad (2.23)$$

Dimana :

$$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{dm}$$

Kerugian energi dalam karena timbulnya energi panas yang disebabkan oleh gesekan fluida cair dengan dinding saluran. Bila persamaan 2.23 dikalikan dengan  $1/g$ , maka persamaan menjadi :

$$\frac{W_s}{g} = H_p = \left( \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (Z_2 - Z_1) + \left( \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right) + \sum H_{loss}$$

## 2.7. Perhitungan Kerugian Tekanan

Kerugian tekanan menyebabkan penurunan tekanan, oleh karena itu harus diusahakan agar kerugian tekanan tetap serendah mungkin

Kerugian tekanan dibedakan menjadi dua yaitu kerugian tekanan mayor yang meliputi kerugian tekanan pada pipa dan kerugian tekanan minor yang meliputi kerugian tekanan pada aksesoris.

### 2.7.1 Kerugian Mayor (*Mayor Losses*)

Merupakan kehilangan tekanan karena gesekan pada dinding pipa yang mempunyai luas penampang yang tetap yang terjadi dalam pipa yang bergantung pada panjang saluran ( $L$ ), saluran dalam pipa (diameter dalam saluran),

tekanan kerja (P). Sehingga kerugian tekanan pada saluran pipa dapat dihitung dengan rumus :

$$\Delta P = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{v^2}{2} \right) \cdot \rho \quad (2.24)$$

Dimana :

- $f$  = faktor gesekan
- $L$  = panjang pipa
- $D$  = diameter dalam pipa
- $v$  = kecepatan rata – rata fluida
- $\rho$  = densitas udara

Untuk menentukan besar koefisien gesek ( $f$ ), maka perlu diketahui dahulu bentuk alirannya dengan cara menentukan besarnya bilangan Reynold, besarnya *Reynold Number* dapat dicari dengan menggunakan persamaan di bawah ini :

$$Re = \rho \frac{vD}{\mu} \quad (2.25)$$

Dimana :

- $Re$  = reynold number
- $\rho$  = massa jenis udara ( $\text{kg/m}^3$ )
- $v$  = kecepatan fluida (m/s)
- $\mu$  = viskositas absolut fluida ( $\text{Ns/m}^2$ )
- $D$  = diameter pipa (m)

Apabila dari perhitungan diperoleh harga  $Re$ , maka jenis aliran fluida akan dapat diketahui. Adapun harga – harga  $Re$  adalah sebagai berikut :

- $Re < 2300$  aliran bersifat laminar
- $Re > 2300$  aliran bersifat turbulen
- $Re = 2300 - 2400$  aliran bersifat transisi

Untuk aliran laminar, besarnya koefisien gesek dapat dicari menggunakan persamaan di bawah ini.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.25)$$

Sedangkan untuk turbulen besarnya koefisien kerugian geseknya bergantung pada *Reynold Number* (Re) dan *Relatif Roughness* (e/D) yang dapat dihitung dan selanjutnya nilai tersebut di plotkan pada *Moody Diagram*.

### 2.7.2 Kerugian Minor (*Minor Losses*)

Kerugian minor merupakan gesekan yang terjadi pada katup atau *fitting* seperti *tee*, *elbow*, dan bengkokan (*bends*). Untuk menghitung kerugian tekanan akibat adanya katup perubahan penampang pada sisi aliran fluida dalam pipa, dan lain – lain, besarnya dapat dicari dengan menggunakan persamaan di bawah ini.

$$\Delta P = K \left( \frac{v^2}{2} \right) \cdot \rho \text{ atau } \Delta P = f \frac{L_e}{D} \left( \frac{v^2}{2} \right) \cdot \rho \quad (2.26)$$

Dimana :

- K = faktor K, untuk berbagai macam katup dan fitting yang besarnya dapat dilihat pada lampiran
- Le/D = koefisien tekanan yang hilang pada katup dan fitting yang besarnya dapat dilihat pada tabel 2.3
- v = kecepatan rata – rata fluida (m/s)
- $\rho$  = massa jenis udara ( $\text{kg/m}^3$ )

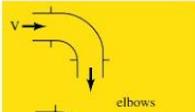
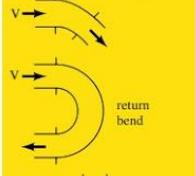
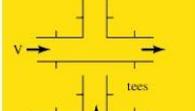
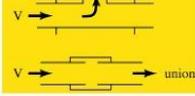
Selain menggunakan persamaan diatas, perhitungan kerugian tekanan dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan Harris.

Metode dengan menggunakan *equivalent length* merupakan metode yang paling sederhana dengan perkiraan bahwa kerugian gesekan pada katup dan alat penyambung sama dengan panjang pipa dengan diameter nominal yang sama. Kerugian gesekan dalam katup alat penyambung akan menjadi fungsi dari faktor gesekan dari pipa. *Equivalent length* dari katup dan alat penyambung dapat menimbulkan kesalahan karena asumsi dari faktor

gesekan, tetapi hal ini lebih akurat untuk aliran turbulen pada perencanaan jalur pipa.

Tabel 2.3 Koefisien kerugian pada aliran untuk komponen pipa

**Table 14.2** Loss Coefficients for Pipe Components  $\left(h_L = K_L \frac{V^2}{2g}\right)$

Component	$K_L$	
a. Elbows		
Regular 90°, flanged	0.3	
Regular 90°, threaded	1.5	
Long radius 90°, flanged	0.2	
Long radius 90°, threaded	0.7	
Regular 45°, threaded	0.4	
b. 180° return bends		
180° return bend, flanged	0.2	
180° return bend, threaded	1.5	
c. Tees		
Line flow, flanged	0.2	
Line flow, threaded	0.9	
Branch flow, threaded	2.0	
d. Union, threaded	0.08	
e. Valves		
Globe, fully open	10	
Angle, fully open	2	
Gate, fully open	0.15	
Ball valve, fully open	0.05	

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB III METODOLOGI**

### **3.1. Metode Penyusunan Tugas Akhir**

Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini dilakukan dengan metode penyusunan yang dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Studi literatur, bertujuan untuk mendapatkan berbagai macam informasi dan data yang berkaitan dengan objek penelitian.
2. Melakukan pengambilan data untuk mendapatkan spesifikasi kompresor, spesifikasi mesin penggerak kompresor, dan ukuran pipa pada instalasi sistem udara bertekanan.
3. Analisa data, dalam hal ini dilakukan analisa berdasarkan data – data spesifikasi yang diperoleh, meliputi :
  - a. Spesifikasi kompresor
  - b. Spesifikasi Air Receiver
  - c. Spesifikasi pipa instalasi
4. Pembahasan dan evaluasi perbandingan, dalam hal ini akan dilakukan pembahasan dan evaluasi perbandingan terhadap hasil – hasil yang di dapat.
5. Kesimpulan dan rekomendasi yang di dapat setelah melakukan analisa dan evaluasi perhitungan.

### **3.2. Data – Data hasil Survey**

Setelah melakukan survey lapangan di *Workshop* D3 Teknik Mesin ITS, maka diperoleh data – data sebagai berikut :

#### **3.2.1. Data Spesifikasi Kompresor**

Kompresor yang digunakan untuk instalasi sistem udara tekan di *workshop* D3 Teknik Mesin ITS adalah merk *Swan Air Compressor*. Kompresor ini nantinya akan dianalisa unjuk kerjanya. Berikut merupakan spesifikasi dari *Swan Air Compressor* dengan tipe SVP-205.

Jenis Kompresor	: Swan Air Compressor
Model	: SVP-205

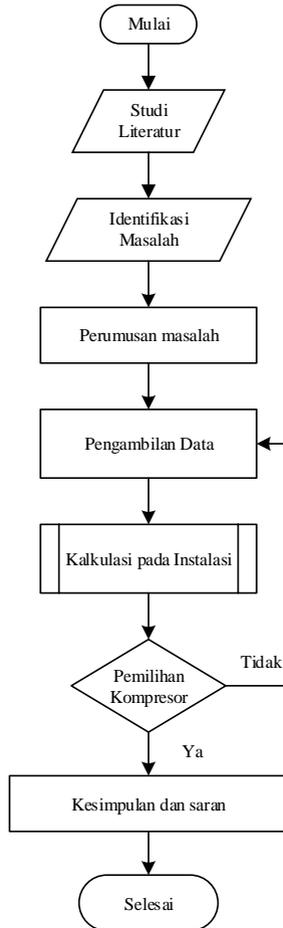
Tekanan Keluar	: 8 kg/cm <sup>2</sup>
Volume	: 545 Liter per menit
Kecepatan Maksimal	: 620 rpm
Weight	: 168 kg

### 3.2.2. Data Spesifikasi Pipa Instalasi

1. Diameter luar : 26,88 mm
2. Diameter dalam : 21,44 mm
3. Ketebalan (*schedule*) : 40
4. Bahan pipa : *Galvanized*
5. Aksesoris :
  - *Pressure Gage* = 9
  - *Tee* = 7
  - *Elbow 90°* = 36
  - *Flange Joint* = 3

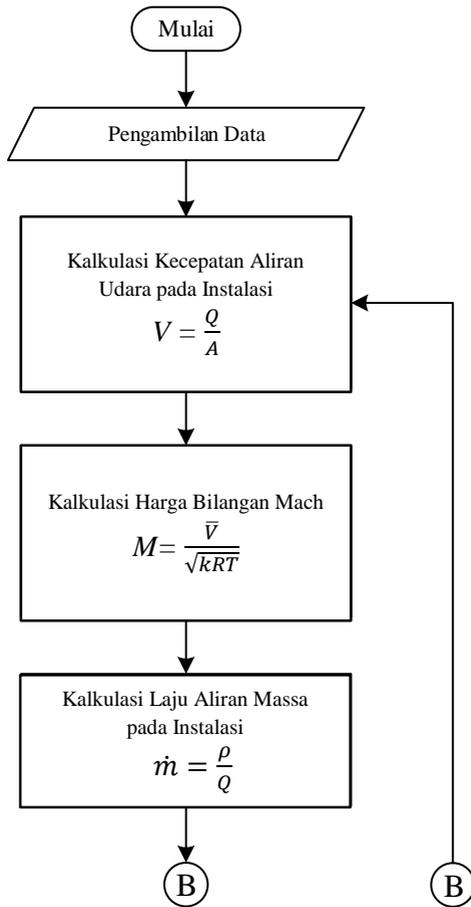
### 3.3. Urutan Pengerjaan

#### 3.3.1. Diagram Alir Secara Umum

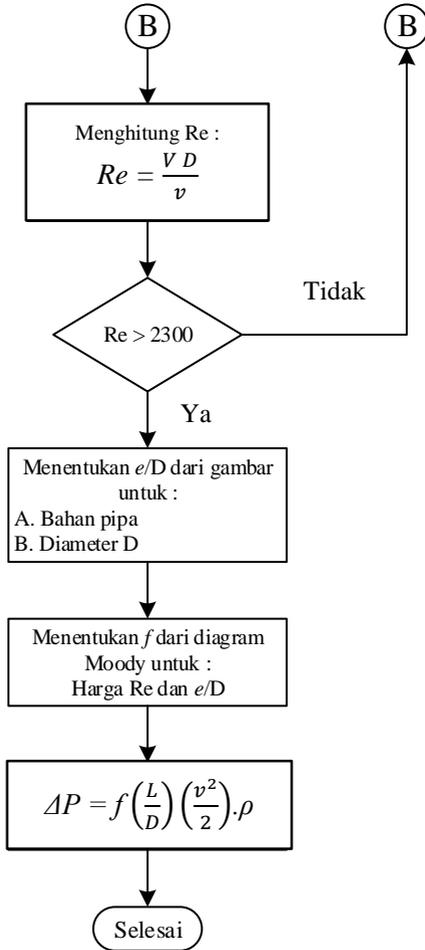


Gambar 3.1 Diagram Alir Secara Umum

### 3.3.2. Diagram Alir Perhitungan Instalasi Sistem Udara Tekan



Gambar 3.2 Diagram alir perhitungan instalasi sistem udara tekan



Gambar 3.3 Diagram alir perhitungan instalasi sistem udara tekan  
(lanjutan)

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

### 4.1. Perhitungan Kapasitas Udara yang Dibutuhkan

#### 4.1.1. Kebutuhan Udara pada Instalasi

Untuk kondisi kebutuhan udara pada instalasi di *workshop* dilakukan pengasumsian kebutuhan udara per laboratorium. Hal ini dikarenakan instalasi sistem udara bertekanan ini masih direncanakan.

Berikut daftar kebutuhan kapasitas udara per laboratorium :

a. Lantai 1

1. Laboratorium Motor Bakar

$$Q = 2,618 \text{ m}^3/h$$

2. Laboratorium Pembentukan

$$Q = 23 \text{ m}^3/h$$

3. Laboratorium Mekatronika

$$Q = 2,618 \text{ m}^3/h$$

4. Laboratorium Pengelasan

$$Q = 2,618 \text{ m}^3/h$$

5. Laboratorium Metalurgi

$$Q = 2,618 \text{ m}^3/h$$

6. Laboratorium Perautan 1

$$Q = 2,618 \text{ m}^3/h$$

7. Laboratorium Perautan 2

$$Q = 2,618 \text{ m}^3/h$$

8. Ruang Tengah *Workshop*

$$Q = 2,618 \text{ m}^3/h$$

b. Lantai 2

1. Laboratorium Refrigerasi

$$Q = 2,618 \text{ m}^3/h$$

## 2. Laboratorium Mekanika Fluida

$$Q = 2,618 \text{ m}^3/\text{h}$$

Maka kapasitas udara total dari instalasi adalah 46,562  $\text{m}^3/\text{h}$  atau 0,776  $\text{m}^3/\text{min}$  atau 0,012  $\text{m}^3/\text{s}$

### 4.2. Perhitungan Laju Aliran Massa pada Pipa

Pada subbab ini yang dihitung adalah laju aliran massa dari instalasi. Suhu untuk udara pada instalasi menurut BMKG pada tanggal penelitian adalah 33° C. Sehingga massa jenis udara adalah

$$\dot{m} = \rho \cdot Q$$

$$\dot{m} = 1,95 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 46,562 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{m} = 90,7959 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ atau } \dot{m} = 2,5 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

### 4.3. Perhitungan *Pressure Drop*

Pada sistem instalasi telah diketahui bahwa bahan pipa yang digunakan adalah pipa jenis galvanized yang memiliki nilai *roughness* ( $e$ ) = 0,15 mm =  $1,5 \times 10^{-4}$  m. Untuk perhitungan *pressure drop* dibagi menjadi beberapa titik. Setiap titik mewakili setiap laboratorium yang membutuhkan sistem udara bertekanan.

#### 4.3.1 Perhitungan *Relative Roughness*

$$\frac{e}{D} = \frac{1,5 \times 10^{-4} \text{ m}}{2,67 \times 10^{-2} \text{ m}}$$

$$\frac{e}{D} = 0,0056$$

Jika dilihat dari hasil pada grafik *Moody Diagram*, maka nilai dari *friction factor* adalah sebesar 0,03.

#### 4.3.2 Perhitungan *Pressure Drop Line 1*

Untuk *pressure drop* line 1 dimulai dari titik B menuju titik C pada gambar teknik instalasi (Lampiran).

Perhitungan pertama adalah mencari kecepatan aliran, bilangan reynold dan bilangan mach.

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

Sehingga :

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

$$\bar{V} = \frac{9,29 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{5,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\bar{V} = 16,6 \text{ m/s}$$

Maka

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

$$Re = \frac{16,6 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0267 \text{ m}}{1,56 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Re = 2,84 \times 10^4$$

Sehingga aliran pada line 1 adalah aliran turbulen.

Pada perhitungan selanjutnya, untuk menentukan bilangan mach menggunakan persamaan sebagai berikut

$$M = \frac{\bar{V}}{\sqrt{kRT}}$$

Dimana suhu lingkungan pada saat itu adalah 33 °C atau 306 K. Sehingga perhitungannya adalah

$$M = \frac{16,6 \text{ m/s}}{\sqrt{1,4 \times 287 \text{ J/kgK} \times 306 \text{ K}}}$$

$$M = 0,047$$

Maka aliran dari instalasi ini bersifat aliran inkompresibel dikarenakan bilangan mach kurang dari 0,3.

*Pressure Drop Mayor* dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta P = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2} \right) \cdot \rho$$

$$\Delta P = 0,03 \left( \frac{25,7 \text{ m}}{0,0267 \text{ m}} \right) \left( \frac{(16,6 \text{ m/s})^2}{2} \right) \cdot 1,95 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P = 7758 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,077 \text{ bar}$$

*Pressure Drop Minor* untuk instalasi dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta P = f \left( \frac{Le}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2} \right) \cdot \rho$$

Diketahui aksesoris pada pipa line 1 antara lain :

- Elbow 90° short  $\frac{Le}{D} = 30 \times 18$
- Tee  $\frac{Le}{D} = 20 \times 4$
- Gate Valve  $\frac{Le}{D} = 8 \times 5$

$$\Delta P = 0,03(660) \left( \frac{(16,6 \text{ m/s})^2}{2} \right) \cdot 1,95 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P = 5319 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,053 \text{ bar}$$

Maka didapatkan  $\Delta P_{total}$  pada line 1 adalah

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{mayor} + \Delta P_{minor}$$

$$\Delta P_{total} = 0,077 \text{ bar} + 0,053 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{total} = 0,13 \text{ bar}$$

Maka tekanan total pada line 1 adalah

$$P_{line1} = P_{totalline1} + \Delta P_{total}$$

$$P_{line1} = 25,5 \text{ bar} + 0,13 \text{ bar}$$

$$P_{line1} = 25,63 \text{ bar}$$

### 4.3.3 Perhitungan *Pressure Drop Line 2*

Untuk *pressure drop* line 2 dimulai dari titik B menuju titik D pada gambar teknik instalasi (Lampiran).

Perhitungan pertama adalah mencari kecepatan aliran, bilangan reynold dan bilangan mach.

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

Sehingga :

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

$$\bar{V} = \frac{2,18 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{5,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\bar{V} = 3,89 \text{ m/s}$$

Maka

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

$$Re = \frac{3,89 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0267 \text{ m}}{1,56 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Re = 6668$$

Dikarenakan bilangan Re yang didapatkan melebihi 2300 maka aliran pada line 2 adalah aliran turbulen.

Pada perhitungan selanjutnya, untuk menentukan bilangan mach menggunakan persamaan sebagai berikut

$$M = \frac{\bar{V}}{\sqrt{kRT}}$$

Dimana suhu lingkungan pada saat itu adalah 33 °C atau 306 K. Sehingga perhitungannya adalah

$$M = \frac{3,89 \text{ m/s}}{\sqrt{1,4 \times 287 \text{ J/kgK} \times 306 \text{ K}}}$$

$$M = 0,011$$

Maka aliran dari instalasi ini bersifat aliran inkompresibel dikarenakan bilangan mach kurang dari 0,3.

*Pressure Drop Mayor* dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta P = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2} \right) \cdot \rho$$

$$\Delta P = 0,03 \left( \frac{22,7 \text{ m}}{0,0267 \text{ m}} \right) \left( \frac{(3,89 \text{ m/s})^2}{2} \right) \cdot 1,95 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P = 376,3 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,0037 \text{ bar}$$

*Pressure Drop Minor* untuk instalasi dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta P = f \left( \frac{Le}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2} \right) \cdot \rho$$

Diketahui aksesoris pada pipa line 2 antara lain :

- Elbow 90° short  $\frac{Le}{D} = 30 \times 14$
- Tee  $\frac{Le}{D} = 20 \times 3$
- Gate Valve  $\frac{Le}{D} = 8 \times 3$

$$\Delta P = 0,03(504) \left( \frac{(3,89 \text{ m/s})^2}{2} \right) \cdot 1,95 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P = 223 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,0022 \text{ bar}$$

Maka didapatkan  $\Delta P_{total}$  pada line 2 adalah

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{mayor} + \Delta P_{minor}$$

$$\Delta P_{total} = 0,0037 \text{ bar} + 0,0022 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{total} = 0,0059 \text{ bar}$$

Maka tekanan total pada line 1 adalah

$$P_{line2} = P_{totalline2} + \Delta P_{total}$$

$$P_{line2} = 15 \text{ bar} + 0,0059 \text{ bar}$$

$$P_{line2} = 15,0059 \text{ bar}$$

#### 4.3.4 Perhitungan *Pressure Drop Line 3*

Untuk *pressure drop* line 3 dimulai dari titik E menuju titik F pada gambar teknik instalasi (Lampiran).

Perhitungan pertama adalah mencari kecepatan aliran, bilangan reynold dan bilangan mach.

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

Sehingga :

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

$$\bar{V} = \frac{1,45 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{5,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\bar{V} = 2,6 \text{ m/s}$$

Maka

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

$$Re = \frac{2,6 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0267 \text{ m}}{1,56 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Re = 4450$$

Sehingga aliran pada line 3 adalah aliran turbulen.

Pada perhitungan selanjutnya, untuk menentukan bilangan mach menggunakan persamaan sebagai berikut

$$M = \frac{\bar{V}}{\sqrt{kRT}}$$

Dimana suhu lingkungan pada saat itu adalah 33 °C atau 306 K. Sehingga perhitungannya adalah

$$M = \frac{2,6 \text{ m/s}}{\sqrt{1,4 \times 287 \text{ J/kgK} \times 306 \text{ K}}}$$

$$M = 0,0074$$

Maka aliran dari instalasi ini bersifat aliran inkompresibel dikarenakan bilangan mach kurang dari 0,3.

*Pressure Drop Mayor* dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta P = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2} \right) \cdot \rho$$

$$\Delta P = 0,03 \left( \frac{14,9 \text{ m}}{0,0267 \text{ m}} \right) \left( \frac{(2,6 \text{ m/s})^2}{2} \right) \cdot 1,95 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P = 110 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,0011 \text{ bar}$$

*Pressure Drop Minor* untuk instalasi dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta P = f \left( \frac{Le}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2} \right) \cdot \rho$$

Diketahui aksesoris pada pipa line 3 antara lain :

- Elbow 90° short  $\frac{Le}{D} = 30 \times 12$
- Tee  $\frac{Le}{D} = 20 \times 1$
- Gate Valve  $\frac{Le}{D} = 8 \times 2$

$$\Delta P = 0,03(396) \left( \frac{(2,6 \text{ m/s})^2}{2} \right) \cdot 1,95 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P = 78 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,00078 \text{ bar}$$

Maka didapatkan  $\Delta P_{total}$  pada line 3 adalah

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{mayor} + \Delta P_{minor}$$

$$\Delta P_{total} = 0,0011 \text{ bar} + 0,00078 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{total} = 0,00188 \text{ bar}$$

Maka tekanan total pada line 1 adalah

$$P_{line3} = P_{totalline3} + \Delta P_{total}$$

$$P_{line3} = 10 \text{ bar} + 0,00188 \text{ bar}$$

$$P_{line3} = 10,00188 \text{ bar}$$

#### 4.3.5 Perhitungan *Pressure Drop* Line 4

Untuk *pressure drop* line 4 dimulai dari titik A menuju titik B pada gambar teknik instalasi (Lampiran).

Perhitungan pertama adalah mencari kecepatan aliran, bilangan reynold dan bilangan mach.

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

Sehingga :

Dimulai dengan mencari massa jenis udara pada line 4

$$\dot{m}_{total} = 2,5 \times 10^{-2} \frac{Kg}{s}$$

Pada perhitungan di line 1 maka diketahui tekanan untuk line 4 adalah sebagai berikut :

$$P_{line4} = P_{line1} + P_{line2} + P_{line3}$$

$$P_{line4} = 25,63 \text{ bar} + 15,0059 \text{ bar} + 10,00188 \text{ bar}$$

$$P_{line4} = 50,63778 \text{ bar}$$

$$P_{line4} = 5063778 \text{ Pa}$$

Maka

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

$$\bar{V} = \frac{0,012 \text{ m}^3/s}{5,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\bar{V} = 21,4 \text{ m/s}$$

Maka

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

$$Re = \frac{21,4 \frac{m}{s} \cdot 0,0267 \text{ m}}{1,62 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{s}}$$

$$Re = 35270$$

Sehingga aliran pada line 4 adalah aliran turbulen.

Pada perhitungan selanjutnya, untuk menentukan bilangan mach menggunakan persamaan sebagai berikut

$$M = \frac{\bar{V}}{\sqrt{kRT}}$$

Dimana suhu lingkungan pada saat itu adalah 33 °C atau 306 K. Sehingga perhitungannya adalah

$$M = \frac{21,4 \text{ m/s}}{\sqrt{1,4 \times 287 \text{ J/kgK} \times 306 \text{ K}}}$$

$$M = 0,061$$

Maka aliran dari instalasi ini bersifat aliran inkompresibel dikarenakan bilangan mach kurang dari 0,3.

*Pressure Drop Mayor* dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta P = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2} \right) \cdot \rho$$

$$\Delta P = 0,03 \left( \frac{3,9 \text{ m}}{0,0267 \text{ m}} \right) \left( \frac{(21,4 \text{ m/s})^2}{2} \right) \cdot 1,95 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P = 1957 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,01957 \text{ bar}$$

*Pressure Drop Minor* untuk instalasi dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta P = f \left( \frac{Le}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2} \right) \cdot \rho$$

Diketahui aksesoris pada pipa line 4 antara lain :

- Elbow 90° short  $\frac{Le}{D} = 30 \times 3$

$$\Delta P = 0,03(90) \left( \frac{(21,4 \text{ m/s})^2}{2} \right) \cdot 1,95 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P = 1205 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,01205 \text{ bar}$$

Maka didapatkan  $\Delta P_{\text{total}}$  pada line 4 adalah

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{mayor}} + \Delta P_{\text{minor}}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0,01957 \text{ bar} + 0,01205 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{total} = 0,03162 \text{ bar}$$

#### 4.4. Perhitungan Tekanan Minimal Receiver Tank

$$P_{min} = P_{line4} + \Delta P_{line4} + P_{atm}$$

$$P_{min} = 5063778 \text{ Pa} + 3162 \text{ Pa} + 101325 \text{ Pa}$$

$$P_{min} = 5168265 \text{ Pa}$$

$$P_{min} = 51,68 \text{ bar}$$

#### 4.5. Perhitungan Daya Motor Penggerak

##### 4.5.1. Perhitungan Pressure Ratio

$$rp = \frac{P_d}{P_s}$$

$$rp = \frac{5168265 \text{ Pa}}{101325 \text{ Pa}}$$

$$rp = 51$$

##### 4.5.2. Perhitungan Daya Masuk Pada Poros Kompresor

Daya yang diperlukan untuk mengompresi gas udara dapat dihitung dengan cara berikut,

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_s}$$

Dengan kapasitas yang dibutuhkan sekitar  $0,776 \text{ m}^3/\text{min}$ , maka daya kompresi yang dibutuhkan kompresor sebesar,

$$L_{ad} = \frac{m \cdot k}{(k - 1)} \frac{P_s \cdot Q_s}{60000} \left\{ (r_p)^{\frac{(k-1)}{m \cdot k}} - 1 \right\}$$

$$L_{ad} = \frac{1,4}{(1,4 - 1)} \frac{5168265 \text{ Pa} \cdot 0,77 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{60000} \{(51)^{0,285} - 1\}$$

$$L_{ad} = 478 \text{ kW}$$

Untuk kompresor berskala kecil nilai  $\eta_{ad}$  adalah berkisar antara 65% - 70% (sumber: buku sularso;2000) dan dari sini diasumsikan bahwa nilai  $\eta_{ad}$  adalah 70%. Maka daya poros yang dibutuhkan untuk menggerakkan torak kompresor adalah

$$L_s = \frac{L_{ad}}{\eta_{ad}}$$

$$L_s = \frac{478 \text{ kW}}{0,07}$$

$$L_s = 682,85 \text{ kW}$$

#### 4.6. Pemilihan Kompresor

Dalam pemilihan sebuah kompresor untuk suatu keperluan tertentu, terlebih dahulu harus mengetahui jumlah kapasitas udara dan tekanan yang diperlukan oleh peralatan yang akan dilayaninya. Jika kebutuhan tersebut tidak ditentukan dengan benar, maka kompresor yang dibeli dapat terlalu kecil sehingga tidak berguna atau terlalu besar sehingga menimbulkan pemborosan.

Pemilihan kompresor pada Instalasi sistem udara tekan di *Workshop* D3 Teknik Mesin ITS berdasarkan dari data – data peralatannya, kapasitas udara minimal yang dibutuhkan per laboratorium adalah  $46,562 \frac{m^3}{h}$  dengan tekanan minimal yang harus dihasilkan adalah 51,68 bar. Dan nilai *pressure ratio* adalah sebesar 51. Dari data – data tersebut berarti kita harus memilih kompresor yang mempunyai kapasitas dan tekanan diatasnya sedikit.

Berdasarkan dari data – data di atas maka kompresor yang cocok untuk instalasi ini menurut grafik pemilihan kompresor pada buku sularso (lampiran) adalah jenis kompresor multistage reciprocating. Kompresor reciprocating mampu menghasilkan tekanan dan kapasitas yang besar dan sesuai dengan kapasitas dan tekanan yang dibutuhkan oleh instalasi.

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1. Kesimpulan

Penulis menyimpulkan berdasarkan analisa yang telah dilakukan untuk Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Karakteristik dari kompresor untuk sistem udara bertekanan yang berjenis reciprocating atau kompresor torak ini memiliki parameter utama .
2. Berdasarkan hasil perhitungan, nilai laju aliran massa udara ( $\dot{m}$ ) pada instalasi adalah  $\dot{m} = 2,5 \times 10^{-2} \frac{kg}{s}$
3. Berdasarkan hasil perhitungan, nilai kecepatan aliran di setiap pipa yang mempengaruhi besarnya kerugian tekanan atau kondisi tekanan dari mulai keluar kompresor hingga terdistribusi ke alat adalah sebagai berikut :
  - a. Line 1 sebesar  $16,6 \frac{m}{s}$
  - b. Line 2 sebesar  $3,89 \frac{m}{s}$
  - c. Line 3 sebesar  $2,6 \frac{m}{s}$
  - d. Line 4 sebesar  $21,4 \frac{m}{s}$
4. Berdasarkan hasil perhitungan, nilai kerugian tekanan (*pressure drop*) pada instalasi adalah sebesar
  - a. Line 1 = 0,13 bar
  - b. Line 2 = 0,0059 bar
  - c. Line 3 = 0,00188 bar
  - d. Line 4 = 0,03162 bar
5. Dalam hal pemilihan kompresor, kompresor yang dipilih adalah kompresor jenis reciprocating.

### 5.2. Saran

Dari hasil analisis yang telah dilakukan maka penulis dapat memberikan saran sebagai berikut :

1. Perlu diadakan maintenance kompresor setidaknya sebulan sekali pengecekan dan perawatan. Karena kompresor memiliki bagian yang mendapat beban tumbukan dan bagian – bagian yang saling meluncur dengan permukaan tekanan

yang besar. Selain itu getaran mekanis serta denyutan tekanan merupakan hal yang tidak dapat dihindari. Oleh karena itu, jika menginginkan umur yang panjang dan performansi yang tetap baik, kompresor harus dioperasikan dengan benar, serta dilakukan pemeriksaan dan pemeliharaan dengan cermat. Biasanya setiap kompresor yang dibeli dilengkapi dengan buku petunjuk yang harus diikuti.

2. Data – data penting seperti tekanan, temperatur, aliran dan putaran poros kompresor sebaiknya benar – benar diketahui secara realnyamelalui alat ukur dari masing – masing parameter tersebut, kemudian ditentukan standar minimal yang harus dipenuhi dari parameter tersebut ketika kompresor sedang dioperasikan. Sehingga apabila terjadi gangguan pada kompresor atau instalasi perpipaannya dapat terminimalisir karena sudah diatasi ketika melewati batas nilai standarnya.

## DAFTAR PUSTAKA

1. Tahara, Haruo. *Pompa dan Kompresor, pemilihan, pemakaian dan pemeliharaan*. Alih bahasa Sularso. PT Pradnya Paramita. Jakarta. 2006.
2. Brown, Royce N. *Compression Selection and Sizing*. Gulf Publishing Company. Second Edition. Houston. 1997.
3. Barber, Anthony. *Pneumatic Handbook*. Elsevier Advanced Technology. Eighth Edition. Kidlington. 1997
4. UNIDO. *Compressed Air System Optimization*. Kementrian Perindustrian. Jakarta.
5. Fox, Robert W. and McDonald, Alan T. *Introduction to Fluid Mechanics, 8<sup>th</sup> ed.* John Wiley and Sons. USA. 2011
6. Bregman, Theodore L., Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera and David P. Dewitt. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7<sup>th</sup> ed.* John Wiley and Sons. USA. 2011
7. Afrianto, Aries. *Perhitungan Ulang Instalasi Udara Bertekanan Pada Proses Produksi di PT. Coca Cola Bottling Indonesia Gempol Plant*. D3 Teknik Mesin. Surabaya. 2009

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# LAMPIRAN 1

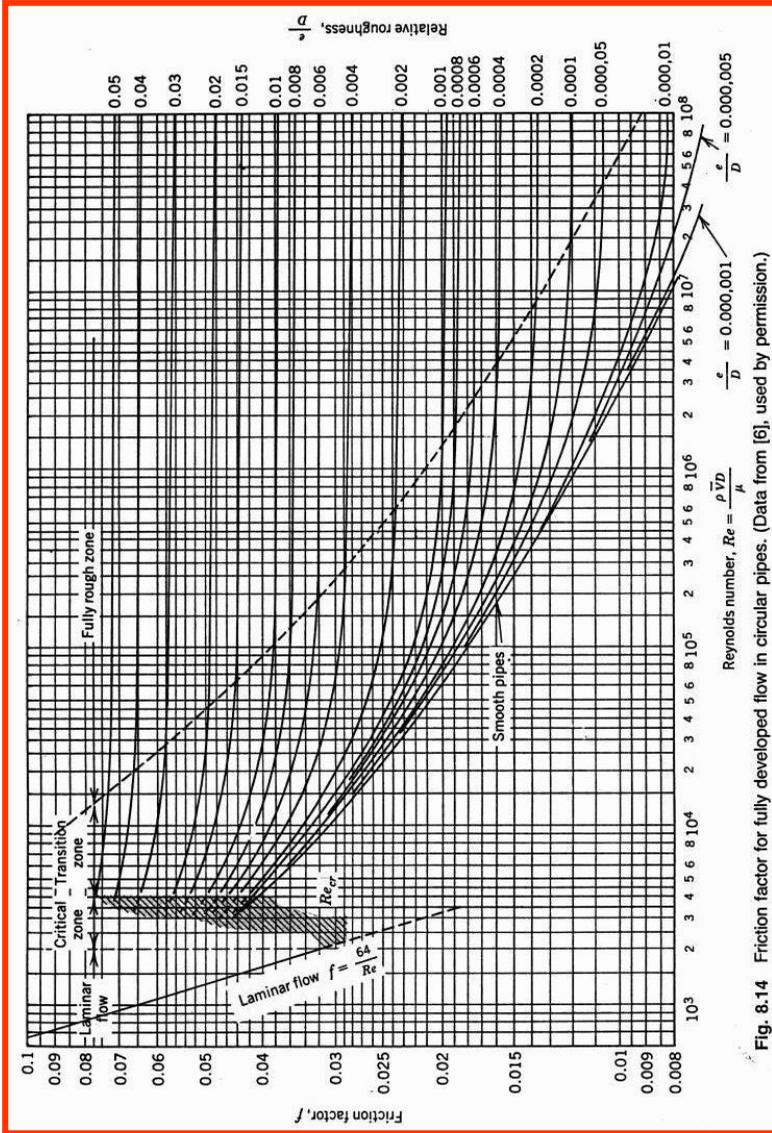


Fig. 8.14 Friction factor for fully developed flow in circular pipes. (Data from [6], used by permission.)

## LAMPIRAN 2

*Table A.10*  
Properties of Air at Atmospheric Pressure (SI Units)

Temperature, $T(^{\circ}\text{C})$	Density, $\rho (\text{kg}/\text{m}^3)$	Dynamic Viscosity, $\mu (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2)$	Kinematic Viscosity, $\nu (\text{m}^2/\text{s})$
0	1.29	1.72E-05	1.33E-05
5	1.27	1.74E-05	1.37E-05
10	1.25	1.76E-05	1.41E-05
15	1.23	1.79E-05	1.45E-05
20	1.21	1.81E-05	1.50E-05
25	1.19	1.84E-05	1.54E-05
30	1.17	1.86E-05	1.59E-05
35	1.15	1.88E-05	1.64E-05
40	1.13	1.91E-05	1.69E-05
45	1.11	1.93E-05	1.74E-05
50	1.09	1.95E-05	1.79E-05
55	1.08	1.98E-05	1.83E-05
60	1.06	2.00E-05	1.89E-05
65	1.04	2.02E-05	1.94E-05
70	1.03	2.04E-05	1.98E-05
75	1.01	2.06E-05	2.04E-05
80	1.00	2.09E-05	2.09E-05
85	0.987	2.11E-05	2.14E-05
90	0.973	2.13E-05	2.19E-05
95	0.960	2.15E-05	2.24E-05
100	0.947	2.17E-05	2.29E-05

## LAMPIRAN 3

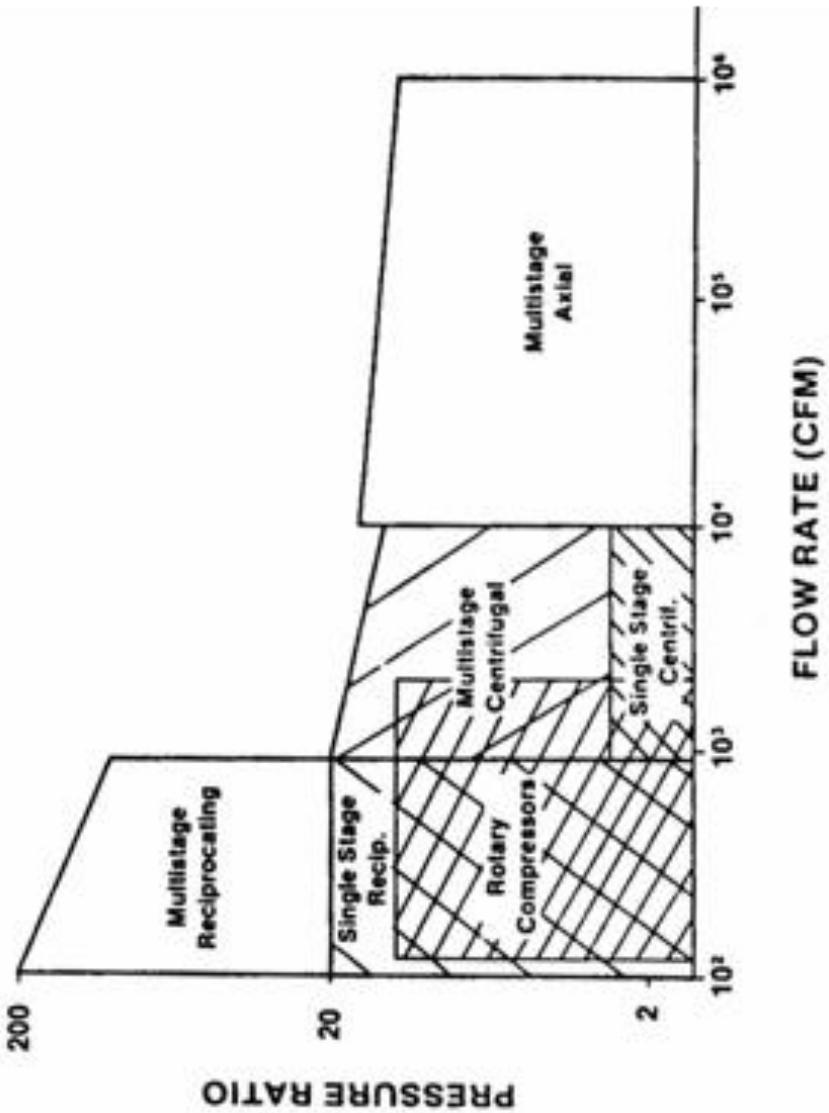
*Table 8.4*  
**Representative Dimensionless Equivalent Lengths ( $L_e/D$ ) for Valves and Fittings**

Fitting Type	Equivalent Length, <sup>a</sup> $L_e/D$
Valves (fully open)	
Gate valve	8
Globe valve	340
Angle valve	150
Ball valve	3
Lift check valve: globe lift	600
angle lift	55
Foot valve with strainer: poppet disk	420
hinged disk	75
Standard elbow: 90°	30
45°	16
Return bend, close pattern	50
Standard tee: flow through run	20
flow through branch	60

<sup>a</sup>Based on  $h_{L_m} = f(L_e/D)(\bar{V}^2/2)$ .

Source: Data from Reference [11].

# LAMPIRAN 4



## LAMPIRAN 5

TABLE A.1

### Conversion Factors

<b>Area (<i>A</i>)</b>	
$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$	$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092 903 \text{ m}^2$
<b>Conductivity (<i>k</i>)</b>	
$1 \text{ W/m-K} = 1 \text{ J/s-m-K}$ $= 0.577 789 \text{ Btu/h-ft-}^\circ\text{R}$	$1 \text{ Btu/h-ft-R} = 1.730 735 \text{ W/m-K}$
<b>Density (<math>\rho</math>)</b>	
$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.018 46 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$	
<b>Energy (<i>E</i>, <i>U</i>)</b>	
$1 \text{ J} = 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2$	
$1 \text{ J} = 0.737 562 \text{ lbf-ft}$	$1 \text{ lbf-ft} = 1.355 818 \text{ J}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.18681 \text{ J}$	$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055 056 \text{ kJ}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$	$= 778.1693 \text{ lbf-ft}$
$1 \text{ eV} = 1.602 177 33 \times 10^{-19} \text{ J}$	
<b>Force (<i>F</i>)</b>	
$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448 222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N (1 kgf)}$	
<b>Gravitation</b>	
$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
<b>Heat capacity (<math>C_p</math>, <math>C_v</math>, <math>C</math>), specific entropy (<math>s</math>)</b>	
$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238 846 \text{ Btu/lbm-}^\circ\text{R}$	$1 \text{ Btu/lbm-}^\circ\text{R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$
<b>Heat flux (per unit area)</b>	
$1 \text{ W/m}^2 = 0.316 998 \text{ Btu/h-ft}^2$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$

## LAMPIRAN 6

TABLE A.1 (continued)

### Conversion Factors

<b>Heat-transfer coefficient (<math>h</math>)</b>		
1 W/m <sup>2</sup> -K = 0.176 11 Btu/h-ft <sup>2</sup> -°R		1 Btu/h-ft <sup>2</sup> -°R = 5.67826 W/m <sup>2</sup> -K
<b>Length (<math>L</math>)</b>		
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm		1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.		1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.		1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi		1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)		1 yd = 0.9144 m
<b>Mass (<math>m</math>)</b>		
1 kg = 2.204 623 lbm		1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg		1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989 × 10 <sup>-5</sup> kg		1 ton = 2000 lbm
<b>Moment (torque, <math>T</math>)</b>		
1 N-m = 0.737 562 lbf-ft		1 lbf-ft = 1.355 818 N-m
<b>Momentum (<math>mV</math>)</b>		
1 kg-m/s = 7.232 94 lbm-ft/s = 0.224809 lbf-s		1 lbm-ft/s = 0.138 256 kg-m/s
<b>Power (<math>Q, W</math>)</b>		
1 W = 1 J/s = 1 N-m/s		1 lbf-ft/s = 1.355 818 W
= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW = 3412.14 Btu/h		1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW		1 hp (UK) = 0.7457 kW
		= 550 lbf-ft/s
		= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW		1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
<b>Pressure (<math>P</math>)</b>		
1 Pa = 1 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/m-s <sup>2</sup>		1 lbf/in. <sup>2</sup> = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0 × 10 <sup>5</sup> Pa = 100 kPa		
1 atm = 101.325 kPa		1 atm = 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32°F]
= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]		
1 torr = 1 mm Hg [0°C]		
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa		1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m H <sub>2</sub> O [4°C] = 9.806 38 kPa		1 in. H <sub>2</sub> O [4°C] = 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
<b>Specific energy (<math>e, u</math>)</b>		
1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm		1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf-ft/lbm		1 lbf-ft/lbm = 2.98907 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg
		= 1.28507 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm

## LAMPIRAN 7

TABLE A.1 (continued)

**Conversion Factors**

<b>Specific kinetic energy (<math>\frac{1}{2} V^2</math>)</b>	
1 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 0.001 kJ/kg	1 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 3.9941 × 10 <sup>-5</sup> Btu/lbm
1 kJ/kg = 1000 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	1 Btu/lbm = 25037 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
<b>Specific potential energy (<math>Zg</math>)</b>	
1 m·g <sub>sat</sub> = 9.80665 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg	1 ft·g <sub>sat</sub> = 1.0 lbf·ft/lbm
= 4.21607 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm	= 0.001285 Btu/lbm
	= 0.002989 kJ/kg
<b>Specific volume (<math>v</math>)</b>	
1 cm <sup>3</sup> /g = 0.001 m <sup>3</sup> /kg	
1 cm <sup>3</sup> /g = 1 L/kg	
1 m <sup>3</sup> /kg = 16.01846 ft <sup>3</sup> /lbm	1 ft <sup>3</sup> /lbm = 0.062 428 m <sup>3</sup> /kg
<b>Temperature (<math>T</math>)</b>	
1 K = 1°C = 1.8 R = 1.8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK - 273.15	TF = TR - 459.67
= (TF - 32)/1.8	= 1.8 TC + 32
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK
<b>Universal Gas Constant</b>	
$\bar{R} = N_0 k = 8.31451$ kJ/kmol·K	$\bar{R} = 1.98589$ Btu/lbmol·R
= 1.98589 kcal/kmol·K	= 1545.36 lbf·ft/lbmol·R
= 82.0578 atm·L/kmol·K	= 0.73024 atm·ft <sup>3</sup> /lbmol·R
	= 10.7317 (lbf/in. <sup>2</sup> )-ft <sup>3</sup> /lbmol·R
<b>Velocity (<math>V</math>)</b>	
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681818 mi/h
= 3.28084 ft/s	= 0.3048 m/s
= 2.23694 mi/h	= 1.09728 km/h
1 km/h = 0.27778 m/s	1 mi/h = 1.46667 ft/s
= 0.91134 ft/s	= 0.44704 m/s
= 0.62137 mi/h	= 1.609344 km/h
<b>Volume (<math>V</math>)</b>	
1 m <sup>3</sup> = 35.3147 ft <sup>3</sup>	1 ft <sup>3</sup> = 2.831 685 × 10 <sup>-2</sup> m <sup>3</sup>
1 L = 1 dm <sup>3</sup> = 0.001 m <sup>3</sup>	1 in. <sup>3</sup> = 1.6387 × 10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup>
1 Gal (US) = 3.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L
= 3.785 412 × 10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>	1 Gal (US) = 231.00 in. <sup>3</sup>

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BIODATA PENULIS**



Penulis merupakan anak ketiga dari pasangan Bapak Djoko Sugandu dan Ibu Siti Fatimah yang memiliki dua kakak kandung. Penulis lahir di kota Lumajang pada tanggal 30 Oktober 1995. Jenjang pendidikan formal yang telah ditempuh berada di TK Kemala Bhayangkari Lumajang, SD Negeri Ditotrunan I Lumajang, SMP Negeri 1 Lumajang dan SMA Negeri 2 Lumajang. Pada tahun 2013 setelah lulus SMA penulis diterima di Program D3 Reguler ITS jurusan Teknik Mesin dan mengambil bidang Konversi Energi sebagai bidang keahlian.

Di jurusan, penulis cukup aktif di bidang organisasi. Organisasi yang pernah diikuti penulis yaitu Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin (HMDM).

Penulis dapat dihubungi melalui nomor telepon 082213865806 atau email : [heryaz.adie@gmail.com](mailto:heryaz.adie@gmail.com)