



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR – TM 184835

**STUDI EKSPERIMEN EVALUASI *HEAD LOSS*
PADA *CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE*
APPARATUS DENGAN MODIFIKASI
ORIFICE DAN PENGGUNAAN *GATE VALVE*,
GLOBE VALVE, DAN *BALL VALVE***

SEPTIAN HIDAYAT
NRP. 02111640000210

Dosen Pembimbing
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR – TM 184835

**STUDI EKSPERIMEN EVALUASI *HEAD LOSS* PADA
CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE APPARATUS DENGAN
MODIFIKASI *ORIFICE* DAN PENGGUNAAN *GATE*
*VALVE, GLOBE VALVE, DAN BALL VALVE***

SEPTIAN HIDAYAT
NRP. 02111640000210

Dosen Pembimbing
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020



FINAL PROJECT – TM 184835

**EXPERIMENTAL STUDY OF HEAD LOSS EVALUATION
OF CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE APPARATUS
WITH MODIFICATION ORIFICE AND USE OF GATE
VALVE, GLOBE VALVE, AND BALL VALVE**

SEPTIAN HIDAYAT
NRP. 02111640000210

Supervisor Lecturer
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2020

HALAMAN PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN EVALUASI *HEAD LOSS* PADA *CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE APPARATUS* DENGAN MODIFIKASI *ORIFICE* DAN PENGGUNAAN *GATE VALVE, GLOBE VALVE, BALL VALVE*

TUGAS AKHIR





Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Septian Hidayat

NRP. 02111640000210

Disetujui oleh:

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D  (Pembimbing)
NIP. 196412281990031002
2. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT  (Penguji I)
NIP. 197104051997021001
3. Nur Ikhwan, ST., M.Eng.  (Penguji II)
NIP. 196709151995121001
4. Vivien Suphandani Djanali, ST.,
ME., Ph.D  (Penguji III)
NIP. 198105292003122001

AGUSTUS, 2020

**STUDI EKSPERIMEN EVALUASI *HEAD LOSS* PADA
CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE APPARATUS
DENGAN MODIFIKASI *ORIFICE* DAN PENGGUNAAN
*GATE VALVE, GLOBE VALVE, DAN BALL VALVE***

Nama Mahasiswa : Septian Hidayat
NRP : 0211164000210
Departemen : Teknik Mesin FT-IRS ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D

ABSTRAK

CUSSONS friction loss in pipe apparatus adalah salah satu perangkat pengujian *head loss* perpipaan berupa instalasi sistem perpipaan yang ada di Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida. Analisa *head loss* meliputi *head loss* mayor dan *head loss* minor.

Sistem perpipaan yang digunakan pada peralatan uji *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* menggunakan bahan material *Polyvinyl Chloride (PVC)* dan *Acrylic*. *Fitting* perpipaan terdiri atas *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°*, *sudden enlargement*, *sudden contraction*, *orifice*, *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve*. Beberapa *pressure tap* dihubungkan dengan manometer raksa dengan *specific gravity (SG)* 13,6. *Head loss* pipa dianalisis menggunakan formulasi *Swamee-Jain* dan persamaan *Darcy Weisbach*. Pompa sentrifugal *single stage* digerakkan oleh motor pompa *MQC 175* dengan daya pompa 300 Watt dan putaran 2850 RPM. Pengujian melibatkan pengukuran pada tekanan *suction* dan *discharge* pompa. Pompa dapat beroperasi pada kapasitas maksimal 100 L/min. Pengujian menggunakan variasi debit pada debit 0 L/min hingga debit maksimal 100 L/min pada diameter 1 in dan 3/4 in dengan kenaikan 2 L/min. Modifikasi juga dilakukan pada *line II* dengan penambahan *orifice* ($\beta = 0,6$) dan pada *line III* dengan penambahan *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve*.

Dari hasil eksperimen diperoleh grafik hubungan *friction factor* (f) terhadap *Reynolds number* (Re) dan *relative roughness* (e/D) pada *line I* yang berbahan *PVC* dan *line III* yang berbahan *acrylic*. Nilai f pada pipa akan turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number* dan nilai e/D konstan terhadap *Reynolds number* yang semakin besar. Pada pengujian *head loss* minor, diperoleh grafik hubungan *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re) pada masing-masing *fitting* yang digunakan pada *line IV* dan juga pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* pada *line III*. Seiring dengan bukaan *valve* yang diperkecil maka *head loss* yang dihasilkan semakin besar. Pada pengujian *orifice* ($\beta = 0,6$) didapatkan grafik hubungan *discharge coefficient* (C_D) terhadap *Reynolds number* (Re). Dengan rasio β yang dinaikkan dari 0,5 menjadi 0,6 maka nilai *discharge coefficient* yang dihasilkan juga meningkat seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Pada performa pompa, *BEP* didapatkan pada kapasitas 50 L/min dengan efisiensi tertinggi 43,27% dan titik *operating point* tidak dijumpainya pada kurva karakteristik kerja pompa. Penelitian dilakukan pada aliran turbulen hingga debit 50 L/min.

Kata kunci: *head loss, friction factor, relative roughness, loss coefficient, discharge coefficient, Reynolds number*

**EXPERIMENTAL STUDY OF HEAD LOSS EVALUATION
OF CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE APPARATUS
WITH MODIFICATION ORIFICE AND USE OF GATE
VALVE, GLOBE VALVE, AND BALL VALVE**

Student Name : Septian Hidayat
NRP : 02111640000210
Department : Teknik Mesin FT-IRS ITS
Supervisor Lecturer : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D

ABSTRACT

CUSSONS friction loss in pipe apparatus is one of the testing devices for head loss piping as an installed piping system in the Laboratory of Mechanics and Fluid Machines. The analysis of head loss covers head loss major and head loss minor.

Piping system used on test equipment CUSSONS friction loss in pipe apparatus use Polyvinyl Chloride (PVC) and Acrylic materials. The piping fittings consist of long radius elbow 90°, standard radius elbow 90°, elbow 45°, sudden enlargement, sudden contraction, orifice, gate valve, globe valve, and ball valve. Some pressure taps are linked with a mercury manometer with specific gravity (SG) 13,6. Head loss pipe is analyzed by using the Swamee-Jain formulations and Darcy Weisbach equations. A single stage centrifugal pump is driven by MQC 175 pump motor with 300 Watts pump power and 2850 RPM rotation. The test involves measuring on the suction and discharge pump. The pump can operate at maximum capacity 100 L/min. Testing use varying flow rate on 0 L/min to maximum flow rate 100 L/min at a diameter of 1 inch and 3/4 inch with a 2 L/min rise. Modifications are also made on line II with of orifice ($\beta = 0.6$) additions and on line III with the additions of the gate valve, the globe valve, and the ball valve.

The experiment acquired that there is the chart of friction factor (f) against Reynolds number (Re) and relative roughness (e/D) at line I with PVC material and line III with acrylic material. The f value on the pipe will go down as the increase of Reynolds number and the value e/D is constant toward Reynolds number which gets more increase. The testing of head loss minor is acquired that there is the chart of loss coefficient (K_L) against Reynolds number (Re) in each of the fittings used at line IV and also at the gate valve, the globe valve, and the ball valve on line III. As the valve openings receded, the resulting head loss gets more increase. At the testing of orifice ($\beta = 0.6$) it obtains the chart of discharge coefficient (C_D) against the Reynolds number (Re). With the ratio β raised from 0,5 to 0,6 so that the value of discharge coefficient resulted rises as Reynolds number mounts. At the pump performance, BEP is found at of 50 L/min capacity with a highest efficiency of 43.27% and the operating point point does not meet on the pump's characteristic work point curve. The research is carried on turbulent flow to flow rate 50 L/min.

Keywords: head loss, friction factor, relative roughness, loss coefficient, discharge coefficient, Reynolds number

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Kuasa atas segala limpahan rahmat karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini. Semoga tugas akhir ini dapat dipergunakan sebagai acuan, petunjuk, maupun pedoman bagi pembaca dalam penelitian selanjutnya. Tidak lupa penulis ucapkan terima kasih sebesar-besarnya kepada beberapa pihak yang sangat membantu penyusunan tugas akhir ini, antara lain:

1. Allah SWT yang selalu memberikan berkat, rahmat, dan perlindungan-Nya di dalam hidup penulis sampai saat ini hingga penulis dapat melewati segala cobaan dan rintangan hidup sampai penulis menyelesaikan perkuliahan ini.
2. Bapak Fahrin dan Ibu Wa Alia selaku kedua orang tua penulis, serta Kak Sitti Nur Jumariah selaku saudara penulis yang telah mendukung, menguatkan, dan mendoakan penulis dalam pengerjaan tugas akhir dan menyelesaikan perkuliahan hingga tahap akhir.
3. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D selaku dosen pembimbing yang telah banyak meluangkan waktu, tenaga, pikiran walau dalam keadaan sibuk, serta ilmu yang tidak ternilai harganya.
4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT selaku dosen penguji atas kritik dan saran yang membangun.
5. Nur Ikhwan, ST., M.Eng selaku dosen penguji atas kritik dan saran yang membangun.
6. Vivien Suphandani Djanali, ST., ME., Ph.D selaku dosen penguji atas kritik dan saran yang membangun.
7. Moch. Rifqy Arifullah dan Tripitra Wira selaku teman dalam satu kelompok bimbingan tugas akhir yang telah banyak membantu dan memberi saran serta pengetahuannya yang berhubungan dengan penuntasan tugas akhir ini.
8. Teman – teman Laboratorium Mekanika dan Mesin – Mesin Fluida Teknik Mesin ITS, karyawan laboratorium, dan para pejuang wisuda 122 terima kasih atas support nya.

9. Ussy Uswatun Khasanah yang selalu memberikan dukungan kepada penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini, serta Muhammad Zhorif Nasri dan Bardan Mandia yang telah banyak membantu.
10. Seluruh personil M59, terima kasih.
11. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis satu persatu.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
<i>ABSTRACT</i>	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL.....	xvii
BAB 1	1
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	4
BAB 2	5
TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Persamaan Energi.....	5
2.2 Kecepatan dan Kapasitas Aliran	6
2.3 Aliran Laminar dan Turbulen.....	7
2.4 Sistem Perpipaan.....	8
2.4.1 Pipa.....	8
2.4.2 <i>Fitting</i>	9
2.4.3 <i>Flange</i>	9
2.4.4 <i>Valve</i>	10
2.4.5 <i>Venturimeter</i>	12

2.4.6 Orifice.....	13
2.5 Kerugian pada Sistem Perpipaan	13
2.5.1 Pressure Drop	13
2.5.1 Head Loss Mayor	14
2.5.2 Head Loss Minor.....	18
2.6 Performa Pompa Sentrifugal.....	27
2.6.1 Head Pompa.....	27
2.6.2 Daya Pompa	28
2.6.3 NPSH.....	30
2.6.4 Karakteristik Pompa Sentrifugal	31
2.7 Penelitian Terdahulu.....	32
BAB 3	37
METODE PENELITIAN.....	37
3.1 Langkah – Langkah Penelitian.....	37
3.1.1 Studi Literatur	37
3.1.2 Peralatan Uji	38
3.2 Prosedur Penelitian.....	47
3.2.1 Pengambilan Data	47
3.3 Analisa Head Loss Perpipaan	48
3.3.1 Peletakkan Pressure Tap.....	48
3.3.2 Analisa koefisien gesekan (<i>friction coefficient, f</i>)	49
3.3.3 Analisa losses coefficient (K_L).....	50
3.3.4 Analisa Head Loss.....	50
3.4 Analisa Valve.....	50
3.5 Analisa Orifice	51

4.3.1	<i>Head Loss Minor pada Long Radius Elbow 90°, Standard Radius Elbow 90°, dan Elbow 45°</i>	84
4.3.2	<i>Head Loss Minor pada Sudden Contraction dan Sudden Enlargement</i>	87
4.4	<i>Analisa Loss Coefficient pada Valve</i>	90
4.4.1	<i>Loss Coefficient pada Gate Valve, Globe Valve, dan Ball Valve pada Bukaan 25%</i>	90
4.4.2	<i>Loss Coefficient pada Gate Valve, Globe Valve, dan Ball Valve pada Bukaan 50%</i>	93
4.4.3	<i>Loss Coefficient pada Gate Valve, Globe Valve, dan Ball Valve pada Bukaan 75%</i>	95
4.4.4	<i>Loss Coefficient pada Gate Valve, Globe Valve, dan Ball Valve pada Bukaan 100%</i>	98
4.5	<i>Analisa Discharge Coefficient pada Orifice</i>	100
4.6	<i>Analisa Performa Pompa</i>	103
BAB V		107
PENUTUP		107
5.1	Kesimpulan	107
5.2	Saran	108
DAFTAR PUSTAKA		109
LAMPIRAN		110
BIODATA PENULIS		133

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Control volume</i> dan koordinat untuk analisa aliran dalam pipa	5
Gambar 2.2 Profil kecepatan aliran laminar, turbulen, dan <i>uniform</i> (seragam)	8
Gambar 2.3 <i>Fitting</i> pada sistem perpipaan.....	9
Gambar 2.4 <i>Flange</i>	9
Gambar 2.5 <i>Gate valve</i>	10
Gambar 2.6 <i>Globe valve</i>	11
Gambar 2.7 <i>Ball valve</i>	11
Gambar 2.8 <i>Check valve</i>	12
Gambar 2.9 <i>Venturimeter</i>	12
Gambar 2.10 <i>Orifice</i> yang berada pada sistem perpipaan.....	13
Gambar 2.11 Manometer raksa sebagai alat ukur beda tekanan..	14
Gambar 2.12 <i>Moody diagram</i> hubungan <i>friction factor</i> (f) dengan <i>Reynolds number</i> (Re)	16
Gambar 2.13 <i>Loss coefficient</i> (K_L) untuk aliran melewati <i>sudden</i>	23
Gambar 2.14 <i>Head loss</i> pada <i>orifice</i> , <i>venturimeter</i> , dan <i>nozzle</i> ..	24
Gambar 2.15 Hubungan <i>discharge coefficient</i> pada <i>orifice</i> terhadap <i>Reynolds number</i>	25
Gambar 2.16 Ilustrasi perumusan <i>head</i> pada sistem perpipaan...	27
Gambar 2.17 Perbedaan antar kondisi <i>suction lift</i> (a) dan <i>positive suction</i> (b).....	31
Gambar 2.18 Kurva karakteristik kerja pompa sentrifugal	32
Gambar 2.19 Grafik hubungan K_L dengan Re pada <i>gate valve</i> dengan variasi bukaan 30%, 50%, 60%, dan 100%	33
Gambar 2.20 Grafik hubungan K_L dengan Re pada <i>globe valve</i> dengan variasi bukaan 30%, 50%, 60%, dan 100%	34
Gambar 2.21 Grafik hubungan K_L dengan Re pada <i>ball valve</i> dengan variasi bukaan 30%, 50%, 60%, dan 100%	35

Gambar 2.22 Grafik hubungan C_D dengan Re pada <i>orifice</i> dengan $\beta = 0,5$	36
Gambar 3.1 <i>Instalasi sistem perpipaan CUSSONS friction loss in pipe apparatus</i>	38
Gambar 3.2 Instrumentasi sistem perpipaan <i>CUSSONS friction loss in pipe apparatus</i>	40
Gambar 3.3 <i>Water circulating unit</i>	42
Gambar 3.4 <i>Ball valve pressure tap</i>	43
Gambar 3.5 Manometer raksa	43
Gambar 3.6 <i>Rotameter</i>	44
Gambar 3.7 <i>Negative pressure gage</i> (a) dan <i>positive pressure gage</i> (b).....	45
Gambar 3.8 <i>Clampmeter</i>	46
Gambar 3.9 Pengukuran tekanan <i>suction</i> dan <i>discharge</i> pada pompa	52
Gambar 3.10 Ilustrasi pompa dan sistem perpipaan dengan peletakan <i>pressure tap</i> yang digunakan dalam penelitian	56
Gambar 3.11 Ilustrasi <i>orifice</i> yang digunakan pada <i>line II</i>	62
Gambar 3.12 <i>Control volume (C_V)</i> dalam perhitungan empirik ..	66
Gambar 3.13 <i>Flowchart</i> pengambilan data	73
Gambar 4.1 Ilustrasi sistem perpipaan <i>Cussons friction loss in pipe apparatus</i>	76
Gambar 4.2 Grafik hubungan <i>friction factor (f)</i> dan <i>Reynolds number (Re)</i> pada <i>line I</i> dan <i>line III</i>	77
Gambar 4.3 Grafik hubungan <i>relative roughness (e/D)</i> pada <i>line I</i> dan <i>line III</i>	80
Gambar 4.4 Grafik hubungan <i>loss coefficient (K_L)</i> dan <i>Reynolds number (Re)</i> pada <i>Long Radius Elbow 90°</i> , <i>Standard Radius Elbow 90°</i> , dan <i>Elbow 45°</i>	84
Gambar 4.5 Grafik hubungan <i>loss coefficient (K_L)</i> dan <i>Reynolds number (Re)</i> pada <i>Sudden Contraction</i> dan <i>Sudden Enlargement</i>	87

Gambar 4.6 Grafik hubungan <i>loss coefficient</i> (K_L) dan <i>Reynolds number</i> (Re) pada <i>gate valve</i> , <i>globe valve</i> , dan <i>ball valve</i> pada bukaan 25%	91
Gambar 4.7 Grafik hubungan <i>loss coefficient</i> (K_L) dan <i>Reynolds number</i> (Re) pada <i>gate valve</i> , <i>globe valve</i> , dan <i>ball valve</i> pada bukaan 50%	93
Gambar 4.8 Grafik hubungan <i>loss coefficient</i> (K_L) dan <i>Reynolds number</i> (Re) pada <i>gate valve</i> , <i>globe valve</i> , dan <i>ball valve</i> pada bukaan 75%	96
Gambar 4.9 Grafik hubungan <i>loss coefficient</i> (K_L) dan <i>Reynolds number</i> (Re) pada <i>gate valve</i> , <i>globe valve</i> , dan <i>ball valve</i> pada bukaan 100%	98
Gambar 4.10 Grafik hubungan <i>discharge coefficient</i> (C_D) dan <i>Reynolds number</i> (Re) pada <i>orifice</i>	101
Gambar 4.11 Grafik kurva karakteristik kerja pompa <i>MQC 175</i>	104

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Pipe absolute roughness</i>	18
Tabel 2.2 <i>Flow coefficient (C_V) dan loss coefficient (K_L) untuk fully open Cla-val globe valve dan angle valve</i>	20
Tabel 2.3 <i>Flow coefficient (C_V) untuk fully open valve dan persentase fully open C_V ball valve sebagai fungsi derajat bukaan valve.</i>	20
Tabel 2.4 <i>Loss coefficient pada fitting dan valve secara umum</i> ...	21
Tabel 2.5 <i>Equivalent lengths of valves and fittings</i>	22
Tabel 2.6 <i>Karakteristik orifice, venturimeter, dan nozzle</i>	23
Tabel 3.1 <i>Spesifikasi manometer raksa</i>	44
Tabel 3.2 <i>Spesifikasi Rotameter FISHER Controls 2000</i>	44
Tabel 3.3 <i>Spesifikasi Negative pressure gage dan positive pressure gage</i>	46
Tabel 3.4 <i>Spesifikasi Clampmeter digital Model: DT-266</i>	47
Tabel 3.5 <i>Skema analisa head loss mayor dan minor</i>	53
Tabel 3.6 <i>Skema analisa kurva karakteristik pompa</i>	54
Tabel 4.1 <i>Kekasaran absolut pipa</i>	82

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR SIMBOL

e	<i>Absolute roughness</i>	
AR	<i>Area ratio</i>	
γ	Berat spesifik	kg/m^2s^2
Re	Bilangan <i>Reynolds</i>	
P_e	Daya <i>effective</i> fluida	<i>Watt</i>
WHP	Daya hidrolik	<i>Watt</i>
P_{in}	Daya <i>indicative/impeller</i>	<i>Watt</i>
P_L	Daya listrik	<i>Watt</i>
P_{em}	Daya motor	<i>Watt</i>
BHP	Daya poros	<i>Watt</i>
P_{sh}	Daya poros	<i>Watt</i>
D	Diameter penampang pipa	m
C_D	<i>Discharge Coefficient</i>	
η_{hid}	Efisiensi hidrolik	<i>Watt</i>
η_{mek}	Efisiensi mekanik	<i>Watt</i>
η_m	Efisiensi motor listrik	<i>Watt</i>
η_P	Efisiensi pompa	<i>Watt</i>
η_{tr}	Efisiensi transmisi	<i>Watt</i>
E_P	<i>Electric power</i>	<i>Watt</i>
C_V	<i>Flow Coefficient</i>	
f	<i>Friction factor</i>	
h_L	<i>Head loss</i> mayor	m
h_{lm}	<i>Head loss</i> minor	m
h_{LT}	<i>Head loss</i> total	m
H_P	<i>Head</i> pompa	m
\bar{V}_1	Kecepatan aliran rata-rata pada titik 1	m/s
\bar{V}_2	Kecepatan aliran rata-rata pada titik 2	m/s
\bar{V}	Kecepatan rata-rata fluida	m/s

z_1	Ketinggian pada titik 1	m
z_2	Ketinggian pada titik 2	m
α	Koefisien fluks energi kinetik	
Q	Laju aliran volumetric	m^3/s
K_L	<i>Loss Coefficient</i>	
A	Luasan penampang pipa	m^2
ρ	Massa jenis fluida	kg/m^3
L_e	Panjang ekuivalen pipa	m
L	Panjang pipa	m
Δh	Perbedaan ketinggian raksa	m
ΔP	Perbedaan tekanan	m
g	Percepatan gravitasi bumi	m/s^2
$\cos \varphi$	<i>Power factor</i>	
β	Rasio diameter <i>orifice</i> terhadap diameter <i>inside</i> pipa	
e/D	<i>Relative roughness</i>	
h_g	Selisih ketinggian <i>pressure tap</i>	m
SG	<i>Specific gravity</i>	
V	Tegangan listik	V
P_1	Tekanan pada titik 1	N/m^2
P_2	Tekanan pada titik 2	N/m^2
μ	Viskositas absolut fluida	$N.s/m^2$
ν	Viskositas kinematik fluida	m^2/s

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi merupakan bagian yang sangat penting dalam kehidupan manusia, karena tanpa adanya energi maka tidak ada kerja yang dihasilkan. Sumber energi yang sangat melimpah di bumi ini mulai dari minyak bumi, gas alam, energi matahari, energi angin, energi air, dan sebagainya. Seiring perkembangan zaman, kebutuhan akan energi semakin tinggi, pertumbuhan jumlah penduduk yang meningkat setiap tahunnya dan teknologi yang berkembang pesat menjadi faktor utama kebutuhan akan sumber energi di bumi ini. Sumber energi berupa minyak bumi menjadi salah satu sumber energi yang sering digunakan oleh manusia. Untuk mengakses sumber energi minyak bumi ini perlu dilakukan eksplorasi.

Dalam pengaplikasinya, pendistribusian energi minyak bumi merupakan bentuk pemanfaatan energi dengan mengalirkan fluida cair menggunakan sistem perpompaan dan perpipaan. Sistem ini sangat krusial dan saling berkaitan satu sama lainnya. Pompa merupakan mesin yang digunakan untuk memindahkan fluida cair dari suatu tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi, atau dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi dengan melalui sistem perpipaan (**Pudjanarsa dan Nursuhud, 2013**). Sistem perpipaan berfungsi sebagai jalur untuk mentransferkan fluida dari satu tempat ke tempat yang lainnya yang diinginkan. Banyak faktor yang berpengaruh dalam transfer fluida dalam sistem perpipaan, salah satunya adalah terjadinya gesekan antara fluida dengan dinding pipa. Gesekan ini menghasilkan sebagian perubahan energi dari energi hidrolik menjadi energi panas dan energi panas ini tidak dapat diubah kembali menjadi energi hidrolik. Perubahan energi ini menghasilkan penurunan tekanan atau *pressure drop* dan kehilangan energi (*head loss*). *Pressure drop* dan *head* yang dimiliki sepanjang sistem perpipaan, dapat diatasi dengan

menggunakan pompa. Sistem dengan *head loss* total dan *pressure drop* yang rendah mengindikasikan sistem tersebut berjalan dengan baik.

Proses perpindahan energi berupa bahan aliran, pompa sentrifugal termasuk jenis mesin aliran fluida hidraulik (Sriyono, 1992). Hal ini dapat diketahui dari proses perpindahan tenaga di dalam sudu-sudu, roda jalan adalah sebagai akibat dari pembelokan arus aliran fluida. Napitupulu (2015) melakukan eksperimen dengan menggunakan alat uji yaitu *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* dan pompa sentrifugal *Single Stage* yang terhubung melalui poros pompa *MQC 175* dengan melakukan modifikasi penambahan jalur pipa pada sistem dan variasi *valve* yang berbeda, serta variasi pada debit aliran. Pengamatan yang dilakukan menghasilkan karakteristik aliran fluida yang melalui berbagai macam *valve* yang berbeda dan analisa melalui pendekatan *software Pipe Flow Expert v5.12.1.1* yang akan dibandingkan dengan perhitungan secara manual. Dahmani (2017) melakukan eksperimen yang serupa dengan menggunakan motor *Newman Electric*. Fokus analisa dilakukan pada fenomena yang terjadi di *fitting* yang digunakan dengan mengevaluasi *head loss minor* terhadap variasi penambahan *orifice* dan *ball valve* dengan 3 merk berbeda serta dilakukan pula penambahan alat ukur berupa manometer *bourdon tube* untuk pengukuran *pressure drop* pada sistem perpipaan.

Untuk meningkatkan keyakinan tentang sistem perpipaan dan pompa, maka dilakukan pengujian dengan alat uji *CUSSONS friction loss in pipe apparatus*. Pada alat uji ini dapat melakukan berbagai eksperimen mengenai fenomena aliran yang terjadi dalam sistem perpipaan yang dipasangkan dengan pompa, dalam hal ini *centrifugal pump*. Dengan adanya penambahan *orifice* dan perubahan variasi *valve* diharapkan dapat dievaluasi kembali performa sistem perpipaan *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* terkait *head loss* dan *pressure drop*.

1.2 Perumusan Masalah

Merujuk pada latar belakang yang ada, beberapa analisa dan evaluasi dapat dilakukan pada sistem perpipaan dan pompa diantaranya analisa *headloss* dan *pressure drop*. Analisa dilakukan menggunakan alat pengujian *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* dan pompa sentrifugal. Pengujian yang telah dilakukan sebelumnya oleh **Napitupulu (2015)** dengan penambahan *line* untuk variasi 3 jenis *valve* yang berbeda dengan estimasi bukaan *valve* 30%, 50%, 60%, dan 100% didapatkan hasil berupa grafik *losses coefficient* terhadap *Reynolds number* yang fluktuatif seiring dengan kenaikan debit. Sesuai dengan teori yang ada bahwa *losses coefficient* akan menurun seiring dengan kenaikan debit aliran. Penelitian selanjutnya dilakukan oleh **Dahmani (2017)** dengan modifikasi adanya penambahan *orifice* dengan $\beta = 0,5$ didapatkan hasil berupa grafik *discharge coefficient* terhadap *Reynolds number*. Kenaikan debit dengan rentang *Reynolds number* yang digunakan menghasilkan *discharge coefficient* maksimum pada titik 0,631 dimana melebihi teorinya yang berkisar antara 0,60 – 0,62. Pada sistem perpipaan yang digunakan kali ini mengalami modifikasi pada *valve* dengan menggunakan 3 jenis *valve* yang berbeda pada *line* III dengan bukaan 25%, 50%, 75%, dan 100% dan penambahan *orifice* pada *line* II dengan $\beta = 0,6$. Hipotesa awal pada penelitian ini adalah:

1. Penggunaan bukaan katup khususnya pada 30% dan 60% kurang akurat, sebab fungsi bukaan yang digunakan bersifat estimasi jumlah putaran pada setiap *handwheel valve*. Hal ini mengakibatkan *pressure drop* yang didapatkan dari *losses* yang dialami pada setiap *valve* akan berpengaruh. Dengan bukaan *valve* khususnya pada 25% dan 75% ($\frac{1}{4}$ dan $\frac{3}{4}$) lebih memudahkan dalam putaran *handwheel valve*.
2. Penggunaan ratio β (perbandingan diameter celah *orifice* dengan diameter *inside* pipa) yang dinaikkan dari 0,5 menjadi 0,6 akan membuat nilai *discharge coefficient* meningkat dengan penggunaan rentang *Reynolds number* yang sama.

3. Penggunaan bahan material pipa yang berbeda yang terdiri atas pipa berbahan PVC dan *Acrylic*, sehingga dapat dievaluasi *pressure drop* dan *wall roughness* pada masing-masing jenis pipa tersebut.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang ada dalam analisis sistem perpipaan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Aliran dalam pipa diasumsikan berada dalam kondisi *steady flow* dan *incompressible*.
2. Aliran berada dalam kondisi *fully developed flow*.
3. Tidak terjadi perpindahan panas dari dan ke dalam pipa.
4. Temperatur kerja fluida konstan.

1.4 Tujuan Penelitian

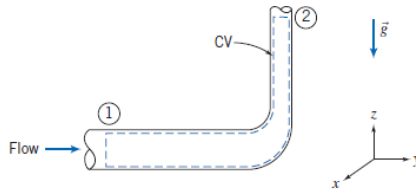
Tujuan yang didapatkan dengan menganalisa eksperimen sistem perpipaan dan pompa yang telah mengalami perubahan dan variasi sesuai dengan rumusan masalah yang ada, adalah sebagai berikut:

1. Mengevaluasi penggunaan 3 jenis *valve* pada bukaan 25 %, 50%, 75%, 100% terhadap *loss coefficient*-nya sebagai fungsi bukaan katup.
2. Mengevaluasi *head loss* yang melalui komponen minor untuk *elbow* 45° dan 90°, *sudden contraction* dan *sudden enlargement* terhadap *loss coefficient* dan *orifice* terhadap *discharge coefficient*-nya.
3. Mengevaluasi kekasaran material pipa yang digunakan terhadap *head loss*.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Persamaan Energi

Hukum kekekalan energi menyatakan energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan, namun dapat diubah dari satu bentuk ke bentuk lain. Energi total atau *head* pada suatu titik dalam aliran *steady* adalah konstan di sepanjang aliran fluida tersebut selama tidak adanya transfer energi. Gambar 2.1 menunjukkan konsep dalam bentuk persamaan energi dengan *control volume*.



Gambar 2.1 *Control volume* dan koordinat untuk analisa aliran dalam pipa (Pritchard dan Leylegian, 2011)

Berdasarkan hukum Termodinamika I dengan mengacu pada gambar 2.1, dengan adanya kerugian *head* pada fluida yang mengalir dalam pipa, maka didapatkan persamaan energi dari *section 1* ke *section 2* adalah sebagai berikut:

$$\left\{ \frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\vec{V}_1^2}{2} + gz_1 \right\} = \left\{ \frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\vec{V}_2^2}{2} + gz_2 \right\} + \Sigma h_{L1-2}$$

atau:

$$\left\{ \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\vec{V}_1^2}{2g} + z_1 \right\} = \left\{ \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\vec{V}_2^2}{2g} + z_2 \right\} + \Sigma h_{L1-2} \quad (2.1)$$

dimana: P_1 dan P_2 = tekanan pada titik 1 dan 2 (N/m^2)
 \bar{V}_1 dan \bar{V}_2 = kecepatan aliran rata-rata fluida pada titik 1 dan 2 (m/s)
 z_1 dan z_2 = perbedaan ketinggian antara titik 1 dan 2 (m)
 γ = berat jenis fluida ($\text{kg/m}^2\text{s}^2$)
 ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
 g = percepatan gravitasi bumi (m/s^2)
 α = koefisien fluks energi kinetik
 Σh_{L1-2} = *head loss* total di sepanjang pipa (m)

Persamaan diatas didapatkan dengan asumsi:

1. $\dot{W}_{shaft}, \dot{W}_{shear}, \dot{W}_{other} = 0$
2. *Steady flow*
3. *Incompressible flow*
4. Energi dalam dan tekanan fluida *uniform* pada *section* 1 dan 2

2.2 Kecepatan dan Kapasitas Aliran

Kapasitas dari suatu aliran dapat ditentukan oleh kecepatan di sejumlah titik pada suatu penampang. Kecepatan dapat diperoleh dengan melakukan pengukuran terhadap waktu yang dibutuhkan suatu partikel yang dikenali untukbergerak sepanjang jarak yang telah ditentukan. Besarnya kecepatan aliran fluida pada dinding pipa mendekati nol dan pada tengah-tengah pipa mencapai maksimum.

Kapasitas aliran untuk fluida *incompressible* dinyatakan dengan persamaan:

$$Q = V \cdot A \quad (2.2)$$

dimana: Q = laju aliran volumetrik (m^3/s)
 V = kecepatan aliran fluida (m/s)
 A = luasan penampang aliran fluida (m^2)

2.3 Aliran Laminar dan Turbulen

Aliran fluida yang mengalir dalam suatu perpipaian dapat diklasifikasikan menjadi dua tipe aliran, yaitu aliran laminar dan aliran turbulen. Aliran dikatakan laminar jika partikel-partikel fluida yang bergerak mengikuti garis lurus yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran turbulen jika tiap partikel fluida bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-ratanya saja yang mengikuti sumbu pipa.

Perbedaan antara aliran laminar dan aliran turbulen dapat dilihat pada *Reynolds number* yang dimiliki oleh fluida tersebut. *Reynolds number* merupakan sebuah bilangan tak berdimensi yang digunakan untuk mengklasifikasikan jenis aliran dari suatu fluida yang mengalir, yaitu laminar atau turbulen. *Reynolds number* dapat dihitung dengan persamaan:

$$Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} = \frac{\bar{V} D}{\nu} \quad (2.3)$$

dimana: $Re = Reynolds\ number$ tak berdimensi

ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)

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

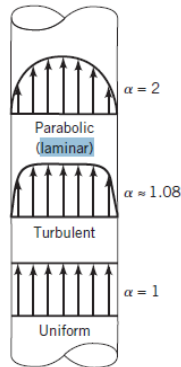
D = diameter pipa (m)

μ = viskositas absolut fluida (N.s/m^2)

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$: viskositas kinematik fluida (m^2/s)

Aliran pada pipa dikatakan aliran laminar jika *Reynolds number* < 2300 , dan aliran turbulen jika *Reynolds number* > 2300 . (Pritchard dan Leylegian, 2011)

Bentuk profil kecepatan aliran laminar lebih runcing dibandingkan dengan profil kecepatan aliran turbulen. Hal ini disebabkan oleh energi kinetik yang dimiliki oleh aliran turbulen lebih besar dibandingkan aliran laminar. Gambar 2.2 menunjukkan ilustrasi dari profil kecepatan pada aliran laminar, turbulen, dan *uniform* dalam pipa.



Gambar 2.2 Profil kecepatan aliran laminar, turbulen, dan *uniform* (seragam) (Munson, et al, 2009)

2.4 Sistem Perpipaan

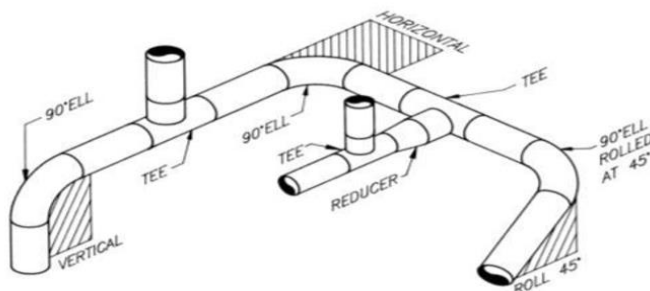
Sistem perpipaan berfungsi sebagai tempat atau wadah untuk mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat yang diinginkan. Sistem perpipaan dibedakan menjadi dua macam, yaitu sistem perpipaan tunggal dan sistem perpipaan majemuk. Sistem perpipaan tunggal adalah sistem perpipaan yang semua komponen pipanya terhubung secara seri tanpa adanya cabang, sedangkan sistem perpipaan majemuk adalah sistem perpipaan yang merupakan gabungan dari sistem perpipaan seri dan paralel. Komponen-komponen dalam sistem perpipaan antara lain, sebagai berikut:

2.4.1 Pipa

Pipa merupakan komponen utama dalam sistem perpipaan yang digunakan untuk mengalirkan fluida baik berupa fluida cair ataupun fluida gas. Proses pemilihan pipa perlu diperhatikan diantaranya adalah kecepatan aliran fluida, tekanan fluida, pemasangan sistem perpipaan, dan fungsi sistem perpipaan, dan sebagainya.

2.4.2 Fitting

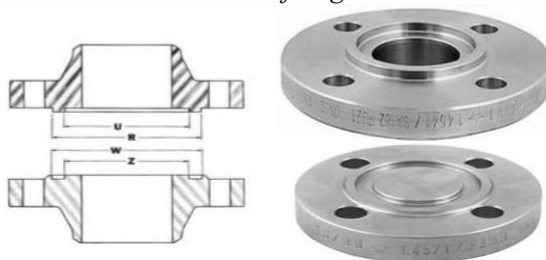
Fitting atau yang lebih dikenal dengan sambungan pipa adalah salah satu komponen perpipaan yang berfungsi untuk mengubah aliran, menyebarkan aliran, membesar atau memperkecil aliran. *Fitting* dapat berbentuk siku (*elbow*), pipa bercabang (*tee*), pipa yang berbeda ukuran ujungnya (*reducer*), dan lain lain. Gambar 2.3 menunjukkan beberapa *fitting* perpipaan yang umum digunakan dalam sistem perpipaan.



Gambar 2.3 *Fitting* pada sistem perpipaan (Syabana, 2016)

2.4.3 Flange

Flange adalah sebuah mekanisme yang menyambungkan antar komponen perpipaan. Fungsi *flange*, agar komponen tersebut lebih mudah di bongkar pasang tanpa mengurangi kegunaan untuk mengalirkan fluida pada *pressure* yang tinggi. Gambar 2.4 menunjukkan bentuk umum dari *flange*.



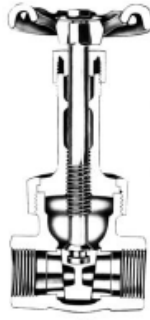
Gambar 2.4 *Flange* (Syabana, 2016)

2.4.4 Valve

Valve adalah sebuah peralatan mekanis yang mendukung sistem perpipaan. *Valve* digunakan untuk mengatur laju aliran fluida pada pipa, membuka atau menutup aliran, mencegah aliran balik (*one way valve*). *One way valve* atau *non-return valve* merupakan *valve* satu arah yang tidak memungkinkan fluida untuk kembali ke arah berlawanan apabila sudah melewati *valve* tersebut. Jenis *valve* yang sering digunakan antara lain:

a. Gate Valve

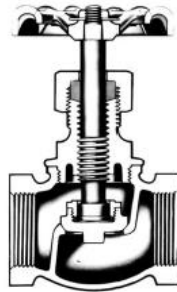
Gate valve merupakan salah satu jenis *valve* yang paling sering ditemui dalam instalasi perpipaan. *Valve* jenis ini difungsikan hanya untuk membuka atau menutup aliran, sehingga jarang digunakan sebagai alat pengontrol aliran. Gambar 2.5 menunjukkan bentuk penampang dari *gate valve*.



Gambar 2.5 *Gate valve* (Munson, et al 2009)

b. Globe Valve

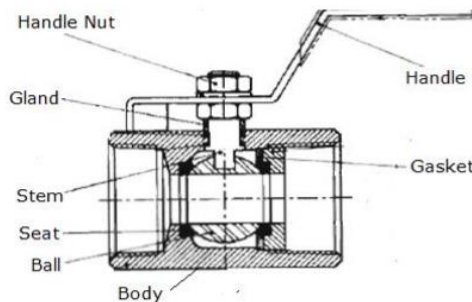
Globe valve adalah jenis *valve* yang dapat mengatur besar kecilnya laju aliran fluida dalam pipa (*throttling*). *Valve* jenis ini dapat digunakan sebagai katup bantuan tekanan, sehingga jika dibandingkan dengan *gate* dan *ball valve*, *globe valve* memiliki tekanan yang jauh lebih tinggi dalam posisi *fully open*. Gambar 2.6 menunjukkan bentuk penampang dari *globe valve*.



Gambar 2.6 *Globe valve* (Menon, 2005)

c. *Ball Valve*

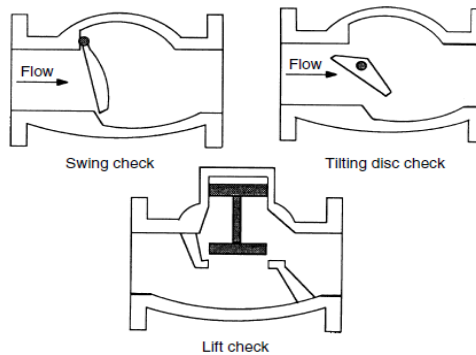
Ball Valve adalah katup yang bergerak secara *rotasional* yang menggunakan *disk* berbentuk bola untuk menghentikan atau mengalirkan aliran fluida. *Valve* jenis ini dapat dioperasikan dengan cepat, karena hanya memiliki seperempat putaran dari posisi tertutup ke posisi terbuka dan sebaliknya. Gaya gesek pada *valve* ini hanya diakibatkan oleh gesekan antara *ball* dan *sealing rings*, sehingga resistansi geseknya (*friction resistance*) rendah. Gambar 2.7 menunjukkan bentuk panampang dari *ball valve*.



Gambar 2.7 *Ball valve* (Syabana, 2016)

d. Check Valve

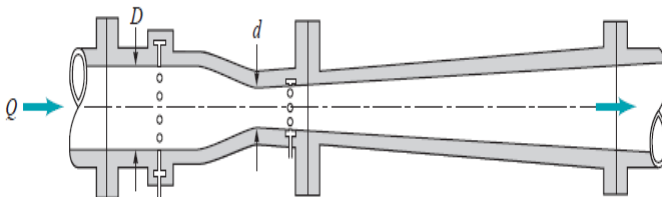
Check valve merupakan jenis *valve* yang bekerja untuk aliran satu arah saja sehingga berfungsi untuk mencegah aliran balik (*back flow*). *Valve* jenis ini menggunakan gravitasi dan tekanan dari fluida yang mengalir, sehingga tidak menggunakan handel untuk mengatur aliran seperti pada *gate* atau *globe valve*. Gambar 2.8 menunjukkan beberapa jenis *check valve* yang umum digunakan.



Gambar 2.8 *Check valve* (Menon, 2005)

2.4.5 Venturimeter

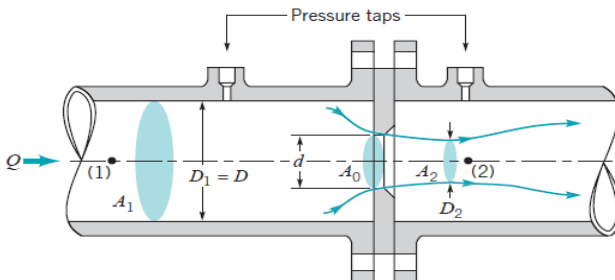
Venturimeter merupakan salah satu alat ukur fluida dengan menggunakan prinsip Bernoulli. Jika kecepatan meningkat, tekanan akan menurun begitu pula sebaliknya. Gambar 2.9 menunjukkan penampakan dari *venturimeter*.



Gambar 2.9 *Venturimeter* (Munson, et al, 2009)

2.4.6 Orifice

Orifice merupakan alat untuk mengukur laju aliran dengan prinsip beda tekanan atau disebut juga *Bernoulli principle* yang mengatakan bahwa terdapat hubungan antara tekanan fluida dan kecepatan fluida. Jika kecepatan meningkat, tekanan akan menurun dan begitu pula sebaliknya. Pada dasarnya *orifice* berupa plat tipis dengan lubang dibagian tertentu (umumnya di tengah). Fluida yang mengalir melalui pipa ketika sampai pada *orifice* akan dipaksa melewati lubang pada *orifice*. Hal itu menyebabkan terjadinya perubahan kecepatan dan tekanan. Titik dimana terjadi kecepatan maksimum dan tekanan minimum disebut *vena contracta*. Setelah melewati *vena contracta* kecepatan dan tekanan akan mengalami perubahan lagi. Dengan mengetahui perbedaan tekanan pada pipa normal dan tekanan pada *vena contracta*, laju aliran volume dan laju aliran massa dapat diperoleh dengan persamaan Bernoulli. Gambar 2.10 menunjukkan bentuk plat *orifice* dengan peletakkan alat ukur tekanan.



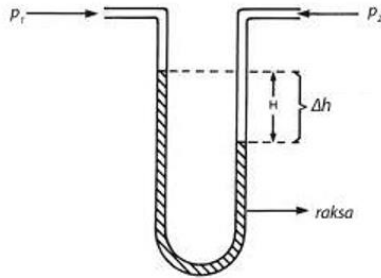
Gambar 2.10 *Orifice* yang berada pada sistem perpipaan (Munson, et al, 2009)

2.5 Kerugian pada Sistem Perpipaan

2.5.1 Pressure Drop

Pressure drop merupakan penurunan tekanan yang terjadi sepanjang aliran fluida dalam perpipaan. *Pressure drop* biasanya diukur menggunakan alat ukur *pressure gage* dan juga dapat dihitung dengan persamaan hidrostatis dengan penentuan awal

beda ketinggian pada manometer raksa. Gambar 2.11 menunjukkan perbedaan ketinggian pada manometer raksa untuk menentukan perbedaan tekanan yang terjadi pada 2 titik tertentu.



Gambar 2.11 Manometer raksa sebagai alat ukur beda tekanan

Pembacaan manometer raksa dapat dilihat dari perbedaan ketinggian dari cairan raksa yang digunakan. Untuk mendapatkan perbedaan tekanan yang terjadi didapatkan dari persamaan hidrostatik berikut.

$$\Delta P_{1-2} = (SG_{HG}) \rho g \Delta h \quad (2.4)$$

dimana: ΔP_{1-2} = perbedaan tekanan (Pa)

SG_{HG} = *specific gravity of fluid* untuk fluida pengukur raksa

ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

Δh = perbedaan ketinggian raksa pada manometer (m)

2.5.1 Head Loss Mayor

Head loss mayor disebut juga kehilangan energi primer atau kehilangan energi akibat gesekan yang terjadi pada pipa utama dari sistem perpipaan. *Head loss* mayor terjadi pada pipa lurus dan berdiameter konstan. Perumusan untuk menentukan nilai *head loss* mayor menggunakan perumusan *Darcy-Weisbach*:

$$h_L = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g} \quad (2.5)$$

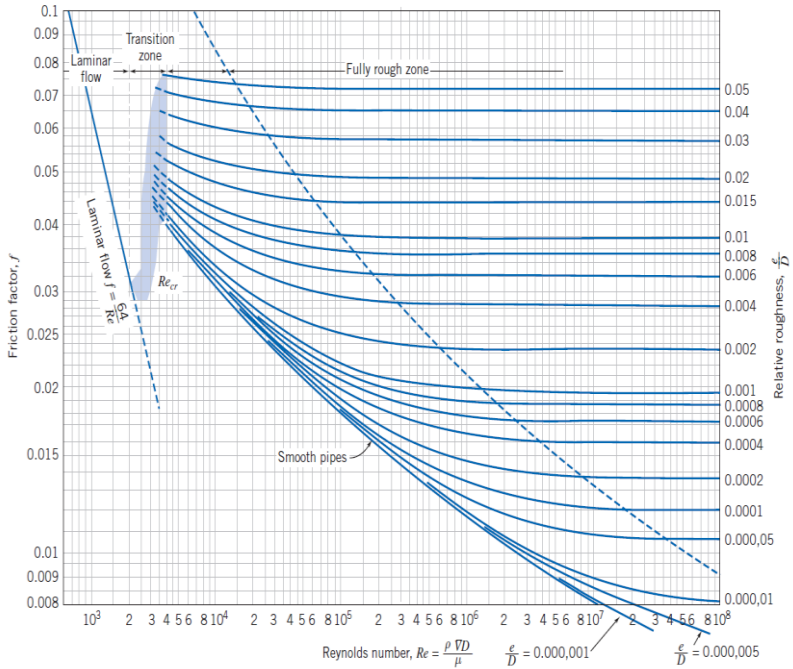
dimana: $h_L = head\ loss\ mayor$ (m)
 $f = faktor\ gesek$ (*friction factor*)
 $L = panjang\ pipa$ (m)
 $D = diameter\ pipa$ (m)
 $\bar{V} = kecepatan\ rata-rata\ aliran\ fluida$ (m/s)
 $g = percepatan\ gravitasi\ bumi$ (m/s²)

Nilai h_L juga dapat ditentukan melalui persamaan energi yang telah dimodifikasi dengan asumsi $\bar{V}_1^2 = \bar{V}_2^2$ dan $Z_1 = Z_2$, karena setiap *line* yang ada dalam sistem perpipaan tidak memiliki perbedaan ketinggian dalam pengukuran di dua titik yang berbeda, sehingga menghasilkan persamaan 2.6 berikut ini.

$$h_L = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (2.6)$$

dimana: $h_L = head\ loss\ mayor$ (m)
 $\Delta P = perbedaan\ tekanan$ (Pa)
 $\rho = massa\ jenis\ fluida$ (kg/m³)
 $g = percepatan\ gravitasi\ bumi$ (m/s²)

Nilai f merupakan fungsi dari *Reynolds number* (Re) dan *relative roughness* (e/D). Untuk mendapatkan harga f dapat digunakan 2 metode, yaitu dengan menggunakan *Moody diagram* (gambar 2.12) dan menggunakan perumusan empiris.



Gambar 2.12 *Moody diagram* hubungan *friction factor* (f) dengan *Reynolds number* (Re) (Pritchard dan Leylegian, 2011)

Dengan menghubungkan persamaan 2.4 (*Darcy Weisbach*) ke dalam persamaan 2.6, nilai f dapat dirumuskan pada persamaan berikut.

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g}$$

$$f = 2 \frac{D \Delta P}{L \rho \bar{V}^2} \quad (2.7)$$

dimana: ΔP = perbedaan tekanan fluida pada *fitting* perpipaan (Pa)

f = *friction coefficient*

L = panjang pipa (m)

D = diameter pipa (m)

ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)

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

- a. Untuk aliran laminar dalam pipa horizontal yang alirannya telah *fully developed flow*, *pressure drop* yang terjadi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\Delta P = \frac{128\mu L Q}{\pi D^4} = \frac{128\mu L \bar{V} (\pi D^2 / 4)}{\pi D^4} = 32 \frac{L \mu \bar{V}}{D D} \quad (2.8)$$

Jika persamaan 2.8 dihubungkan ke dalam persamaan 2.6 dengan kondisi beda ketinggian dianggap sama, maka didapatkan persamaan baru:

$$h_L = \frac{\Delta P}{\rho g}$$

$$h_L = 32 \frac{L \mu \bar{V}}{D \rho g D} = \frac{L \bar{V}^2}{D 2g} \left(64 \frac{\mu}{\rho \bar{V} D} \right) = \left(\frac{64}{Re} \right) \frac{L \bar{V}^2}{D 2g} \quad (2.9)$$

Sehingga nilai f dapat dihitung dengan menggunakan turunan dari persamaan *Darcy-Weisbach*.

$$h_L = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g}$$

$$\left(\frac{64}{Re} \right) \frac{L \bar{V}^2}{D 2g} = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g}$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.10)$$

- b. Sedangkan untuk aliran turbulen, dapat dihitung menggunakan persamaan *Haaland*:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{e/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \quad (2.11)$$

dimana: f = friction coefficient

Re = Reynolds number

e = absolute surface roughness (kekasaran permukaan absolut)

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

L = panjang pipa (m)

D = diameter pipa (m)

Pada gambar 2.12 *moody diagram* terdapat parameter berupa *relative roughness* (e/D) yang merupakan perbandingan antara *absolute roughness* (e) atau kekasaran absolut terhadap diameter pipa (D). Nilai *absolute roughness* (e) didasarkan pada jenis material pipa yang digunakan. Tabel 2.1 menunjukkan kekasaran absolut dari berbagai jenis pipa yang umum digunakan.

Tabel 2.1 *Pipe absolute roughness* (Menon, 2005)

Pipe Material	Roughness, in.	Roughness, mm
Riveted steel	0.0354 to 0.354	0.9 to 9.0
Commercial steel/welded steel	0.0018	0.045
Cast iron	0.0102	0.26
Galvanized iron	0.0059	0.15
Asphalted cast iron	0.0047	0.12
Wrought iron	0.0018	0.045
PVC, drawn tubing, glass	0.000059	0.0015
Concrete	0.0118 to 0.118	0.3 to 3.0

2.5.2 Head Loss Minor

Head loss minor merupakan kerugian yang terjadi pada komponen tambahan pada sistem perpipaan berupa *fitting*, *valve*, dan lain sebagainya. Untuk mendapatkan harga *head loss* minor digunakan persamaan:

$$h_{lm} = K_L \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.12)$$

atau dapat menggunakan persamaan berikut:

$$h_{lm} = f \frac{L_e \bar{V}^2}{D 2g} \quad (2.13)$$

dimana: h_{lm} = *head loss* minor (m)

K_L = koefisien *minor losses*

f = faktor gesek

L_e = panjang ekuivalen pipa (m)

D = diameter pipa (m)

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

g = percepatan gravitasi bumi (m/s²)

Dengan menggunakan prinsip yang sama pada persamaan 2.6 dan 2.12, nilai *losses coefficient* atau K_L dapat diperoleh dengan persamaan:

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = K_L \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$K_L = 2 \frac{\Delta P}{\rho \bar{V}^2} \quad (2.14)$$

dimana: ΔP = perbedaan tekanan fluida pada *fitting* perpipaan (Pa)

K_L = koefisien *minor losses*

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

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

a. *Loss Coefficient* pada *Fitting* dan *Valve*

Pada tabel 2.2, 2.3, dan 2.4 berturut-turut ditunjukkan nilai K_L dan C_V untuk beberapa *fitting* dan *valve* perpipaan. Nilai K_L tersebut merupakan acuan dalam berbagai eksperimen untuk menentukan nilai koefisien gesek *fitting*. Nilai pada masing-masing tabel digunakan untuk menentukan nilai *head loss* minor menggunakan persamaan 2.12.





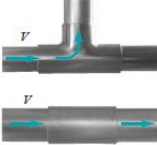
Tabel 2.2 *Flow coefficient* (C_V) dan *loss coefficient* (K_L) untuk *fully open Cla-val globe valve* dan *angle valve* (Larock, et al, 2000)

Size, in		4	6	8	10	12	14	16	24
C_V	Globe	200	460	770	1245	1725	2300	2940	7655
	Angle	240	541	990	1575	2500*	3060*	4200*	---
K_L	Globe	5.8	5.7	6.1	5.8	6.1	5.0	5.2	4.0
	Angle	4.1	4.1	3.7	3.6	2.9	2.8	2.6	---

Tabel 2.3 *Flow coefficient* (C_V) untuk *fully open valve* dan *persentase fully open C_V ball valve* sebagai fungsi derajat bukaan *valve* (Larock, et al, 2000).

Valve Size, in.	C_V	Degrees Open	Percentage of fully open C_V
6	5250	5	0.16
8	9330	10	0.88
10	14600	15	1.4
12	21000	20	1.8
14	28600	25	2.4
16	37300	30	3.1
18	47300	35	3.7
20	58300	40	4.7
24	84000	45	5.9
30	131300	50	7.2
36	189000	55	9.0
42	257300	60	11.2
48	336000	65	14.1
54	425300	70	18.0
60	525100	75	24.5
		80	41.5
		85	73.0
		90	100.0

Tabel 2.4 *Loss coefficient* pada *fitting* dan *valve* secara umum (Munson, et al, 2009)

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	
Long radius 45°, flanged	0.2	
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, flanged	1.0	
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	
Gate, 1/4 closed	0.26	
Gate, 1/2 closed	2.1	
Gate, 3/4 closed	17	
Swing check, forward flow	2	
Swing check, backward flow	∞	
Ball valve, fully open	0.05	
Ball valve, 1/2 closed	5.5	
Ball valve, 3/4 closed	210	

Relasi antara *flow coefficient* (C_V) dengan *losses coefficient* (K_L) dapat dirumuskan dalam persamaan 2.15 dengan menggunakan satuan dalam *British*. (Larock, et al, 2000)

$$K_L = 890 \frac{D^4}{C_V} \quad (2.15)$$

dimana: K_L = *losses coefficient*
 D = Diameter pipa (in)
 C_V = *flow coefficient*

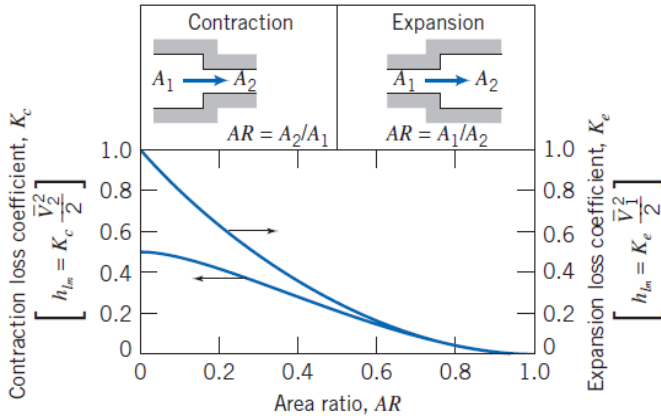
Pada tabel 2.5 ditunjukkan nilai Le/D untuk beberapa *fitting* perpipaan. Tabel 2.5 menunjukkan nilai Le/D menjadi acuan dalam berbagai eksperimen untuk menentukan nilai *losses* minor dengan menggunakan persamaan 2.13.

Tabel 2.5 *Equivalent lengths of valves and fittings* (Menon, 2005)

Description	L/D
Gate valve	8
Globe valve	340
Angle valve	55
Ball valve	3
Plug valve straightway	18
Plug valve 3-way thru-flo	30
Plug valve branch flo	90
Swing check valve	50
Lift check valve	600
Standard elbow-90°	30
Standard elbow-45°	16
Standard elbow long radius 90°	16
Standard tee thru-flo	20
Standard tee thru-branch	60
Mitre bends— $\alpha = 0$	2
Mitre bends— $\alpha = 30$	8
Mitre bends— $\alpha = 60$	25
Mitre bends— $\alpha = 90$	60

b. *Loss Coefficient* pada *Sudden Contraction* dan *Sudden Enlargement*

Berbeda dengan *fitting* lainnya, nilai K_L dari pipa *sudden enlargement* dan *sudden contraction* dapat bervariasi terhadap perbandingan *area ratio* (AR). Nilai *area ratio* (AR) merupakan perbandingan nilai luas penampang inlet dan outlet. Gambar 2.13 menunjukkan pengaruh nilai AR terhadap K_L .



Gambar 2.13 *Loss coefficient* (K_L) untuk aliran melewati *sudden* (Pritchard dan Leylegian, 2011)

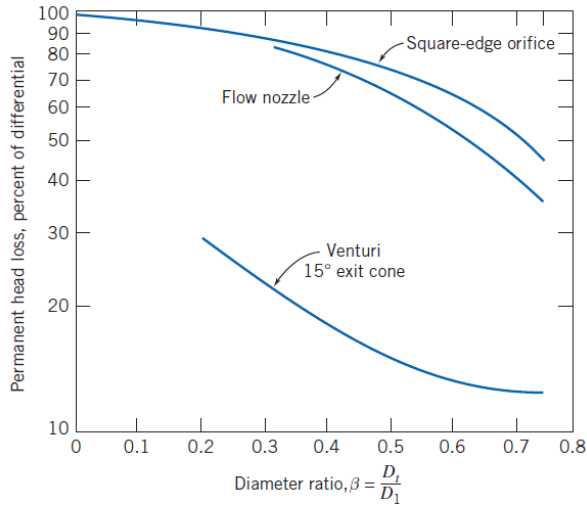
c. *Discharge coefficient* pada flowmeter (*venturimeter*, *orifice*, *nozzle*)

Coefficient discharge pada flowmeter memiliki *head loss* dan *initial cost* yang berbeda-beda yang dapat dilihat seperti pada tabel 2.6 dibawah ini.

Tabel 2.6 Karakteristik *orifice*, *venturimeter*, dan *nozzle* (Pritchard dan Leylegian, 2011)

Flow Meter Type	Diagram	Head Loss	Initial Cost
Orifice		High	Low
Flow Nozzle		Intermediate	Intermediate
Venturi		Low	High

Kehilangan energi pada *venturimeter* dapat dinyatakan dalam bentuk diferensial tekanan (ΔP) di sepanjang aliran. Gambar 2.14 menunjukkan grafik *pressure losses* pada *venturimeter*, *orifice*, dan *flow nozzle*.



Gambar 2.14 Head loss pada orifice, venturimeter, dan nozzle (Pritchard dan Leylegian, 2011)

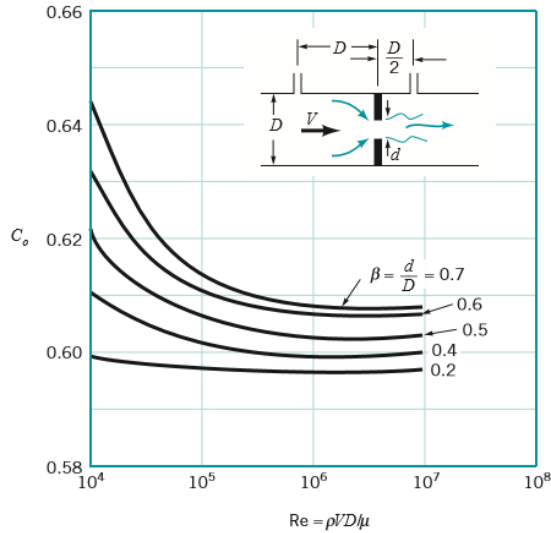
d. Analisa *Flow Coefficient* pada *Orifice*

Nilai *coefficient of discharge* (C_d) untuk *orifice* dapat diperoleh dengan persamaan:

$$C_d = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + \frac{91.71\beta^{2.5}}{Re^{0.75}} \quad (2.16)$$

Persamaan 2.16 untuk *discharge coefficient* pada *orifice plate* $\pm 0.6\%$ untuk $0.2 < \beta < 0.75$ dan $10^4 < Re_{D1} < 10^7$. (Pritchard dan Leylegian, 2011)

Gambar 2.15 menunjukkan grafik nilai *discharge coefficient* terhadap bilangan *Reynolds* untuk *orifice*.



Gambar 2.15 Hubungan *discharge coefficient* pada *orifice* terhadap *Reynolds number* (Munson, et al, 2009)

Dengan metode eksperimen, untuk mengukur nilai *discharge coefficient* pada *orifice* yang ada pada sistem perpipaan, dilakukan analisa dimensi terlebih dahulu. Analisa dimensi ini sangat diperlukan untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu percobaan atau tidak. Pada gambar 2.10 terlihat *orifice* dengan analisa dimensi yang digunakan. Berdasarkan persamaan *Bernoulli*:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + Z_2 \quad (2.17)$$

dengan asumsi $Z_1 = Z_2$ dan berlakunya hukum kontinuitas, maka persamaan *discharge coefficient* pada *orifice* menjadi:

$$Q = A_2 \frac{\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}} \quad (2.18)$$

Karena adanya pengaruh viskositas dan perubahan luasan penampang pada venturimeter, maka digunakan koefisien sebagai faktor perkalian. Koefisien ini disebut sebagai *coefficient of discharge* (C_d). Persamaan di atas kemudian dapat dituliskan:

$$Q = C_d A_2 \frac{\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}} \quad (2.19)$$

jika $\beta = \frac{D_2}{D_1}$, maka:

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\rho[1 - \beta^4]}}{A_2 \sqrt{2\Delta P}} \quad (2.20)$$

dimana: $C_d = \text{coefficient of discharge}$

$Q = \text{kapasitas aliran (m}^3/\text{s)}$

$\rho = \text{massa jenis fluida (kg/m}^3\text{)}$

$A_1 = \text{luas penampang pipa (m}^2\text{)}$

$A_2 = \text{luas penampang orifice (m}^2\text{)}$

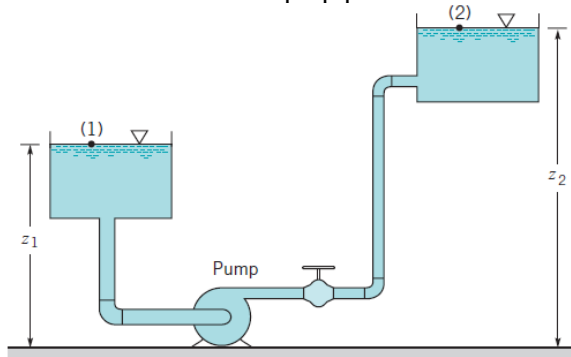
$\Delta P = \text{perbedaan tekanan (N/m}^2\text{)}$

2.6 Performa Pompa Sentrifugal

Performa pompa merupakan ukuran kemampuan suatu pompa dalam menaikkan *head* fluida dari suatu tempat ke tempat lain. Dalam menentukan performa pompa khususnya pada pompa sentrifugal, beberapa faktor sebagai parameter adalah instalasi pompa, kecepatan spesifik, debit, putaran, dan jenis fluida. Kriteria yang umumnya dijadikan parameter berupa nilai *head* pompa, daya pompa, dan *Net Positive Suction Head* (NPSH) pompa.

2.6.1 Head Pompa

Head pompa adalah energi per satuan berat yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah fluida sesuai dengan kondisi instalasi pompa dan umumnya dinyatakan dalam satuan panjang. *Head* total pompa adalah parameter jarak terjauh yang harus dimiliki pompa untuk mengalirkan fluida dalam satuan jarak. Gambar 2.16 menunjukkan ilustrasi untuk menghitung besar *head* yang dibutuhkan dalam suatu sistem perpipaan.



Gambar 2.16 Ilustrasi perumusan *head* pada sistem perpipaan (Munson, et al, 2009)

Dari gambar 2.16 di atas, *head* pompa dapat dirumuskan dengan persamaan berikut:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + Z_1 + H_P = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + Z_2 + h_{LT} \quad (2.21)$$

dimana: H_p = head pompa (m)
 P_2 = tekanan sisi *discharge* (N/m²)
 P_1 = tekanan sisi *suction* (N/m²)
 \bar{V}_2^2 = kecepatan sisi *discharge* (m²/s²)
 \bar{V}_1^2 = kecepatan sisi *suction* (m²/s²)
 γ = berat jenis fluida (kg/m²s²)
 g = percepatan gravitasi bumi (m/s²)

Penggunaan sistem perpipaan mempengaruhi besarnya perhitungan *head* pompa yang akan dihasilkan. Berdasarkan persamaan diatas dengan nilai h_{LT} merupakan *head loss* total yang terdapat dari pipa *suction* sampai ujung pipa *discharge* atau *line* perpipaan yang akan dievaluasi dengan bantuan *valve*, maka:

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2g} + h_g \quad (2.22)$$

dimana: H_p = head pompa (m)
 $\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$ = selisih *head* tekanan (m)
 $\frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2g}$ = selisih *head* kecepatan (m)
 h_g = selisih ketinggian *pressure tap* pada *line* yang akan diuji (m)

2.6.2 Daya Pompa

Daya pompa adalah besarnya energi per satuan waktu atau kecepatan melakukan kerja. Umumnya daya dan efisiensi yang dihasilkan oleh pompa memiliki alur kerja mulai dari sumber listrik hingga menuju fluida. Alur daya dan efisiensi tersebut dapat dilihat pada persamaan 2.23.

$$P_L = V \times I$$

$$P_{em} = \eta_m \times P_L$$

$$P_{sh} = P_{em} \times \eta_{tr}$$

$$\begin{aligned}
 P_{in} &= P_{sh} \times \eta_{mek} \\
 P_e &= P_{in} \times \eta_{hid}
 \end{aligned}
 \tag{2.23}$$

dimana: P_L = daya listrik (Watt)
 P_{em} = daya motor (Watt)
 P_{sh} = daya poros (Watt)
 P_{in} = daya *indicative/impeller* (Watt)
 P_e = daya *effective/fluida* (Watt)
 η_m = efisiensi motor listrik
 η_{tr} = efisiensi transmisi
 η_{mek} = efisiensi mekanis
 η_{hid} = efisiensi hidrolis
 V = tegangan listrik (V)
 I = Arus listrik (A)

Dari alur daya dan efisiensi pada persamaan 2.23, daya yang dapat dihitung dan diformulasikan untuk menggambarkan kurva efisiensi pompa adalah daya hidrolis dan daya poros pompa.

a. *Water Horse Power* (WHP)

WHP atau daya hidrolis adalah daya yang dibutuhkan poros pompa untuk memutar *impeller* saat memindahkan sejumlah fluida dengan kondisi yang diinginkan. Besarnya daya hidrolis yang dibutuhkan dapat dihitung dengan perumusan:

$$WHP = \rho g Q H_p
 \tag{2.24}$$

dimana: WHP = daya hidrolis (Watt)
 ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
 g = percepatan gravitasi bumi (m/s^2)
 Q = kapasitas pompa (m^3/s)
 H_p = *head* pompa (m)

b. *Brake Horse Power* (BHP)

BHP merupakan besar daya yang dihasilkan oleh poros penggerak baik penggerak berupa *engine diesel* atau penggerak berupa *electric motor*. Besarnya daya poros dapat dihitung dengan perumusan:

$$BHP = \eta_{tr} E_P = \eta_{tr} V I \cos \varphi \quad (2.25)$$

dimana: BHP = daya poros (Watt)

η_{tr} = efisiensi motor listrik

E_P = *electric power* (Watt)

V = tegangan listrik (Volt)

I = arus listrik (A)

$\cos \varphi$ = *power factor*

c. Efisiensi Pompa

Nilai dari efisiensi pompa bervariasi terhadap putaran spesifik yang dimiliki pompa sedangkan putaran spesifik pompa dipengaruhi oleh tipe impeller yang dimiliki pompa itu sendiri.

$$\eta_P = \frac{WHP}{BHP} \times 100\% \quad (2.26)$$

dimana: η_P = efisiensi pompa

WHP = daya hidrolis fluida (Watt)

BHP = daya poros penggerak (Watt)

2.6.3 NPSH

Net Positive Suction Head (NPSH) adalah selisih total head pada sisi *suction* dengan tekanan uap absolut fluida kerja pada temperatur pemompaan. Nilai NPSH *available* harus lebih besar daripada nilai NPSH *required*. Nilai NPSH *available* ditentukan dengan *suction lift* untuk suplai *suction* di bawah *center line* pompa (Gambar 2.17a) dan *positive suction* untuk suplai *suction* di atas *center line* pompa (Gambar 2.17b). Nilai NPSH *required*

didapatkan dari kurva karakteristik pompa yang digunakan.

Untuk *suction lift*:

$$NPSH \text{ available} = h_a - h_{vpa} - h_{st} - h_{fs} \quad (2.27)$$

Untuk *positive suction*:

$$NPSH \text{ available} = h_a - h_{vpa} + h_{st} - h_{fs} \quad (2.28)$$

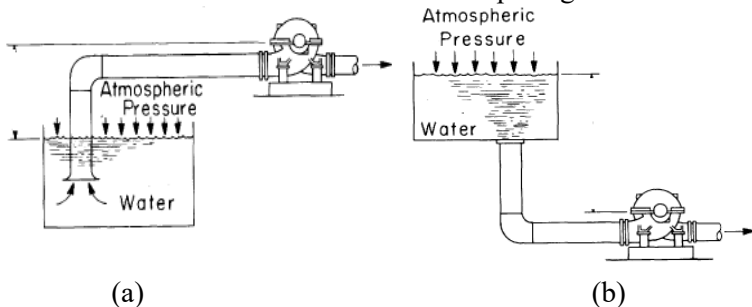
dimana: h_a = tekanan absolut di permukaan fluida dalam tangka (m)

h_{vps} = tekanan *vapor* fluida kerja saat temperatur kerja (m)

h_{st} = *static height* (m)

h_{fs} = *head loss* pada sisi *suction* (m)

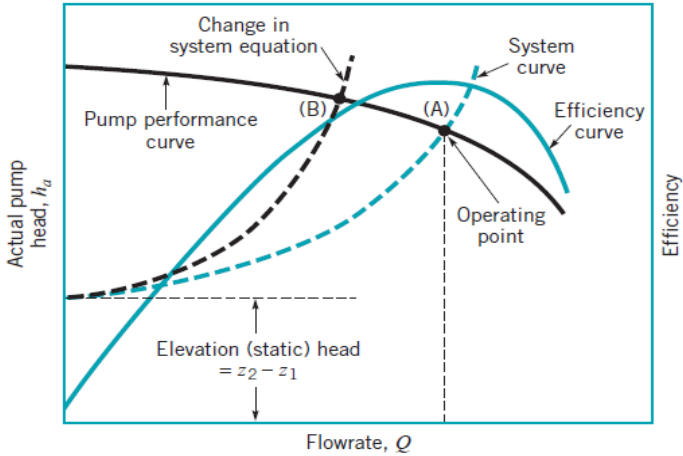
Kedua kondisi tersebut diilustrasikan pada gambar 2.17



Gambar 2.17 Perbedaan antar kondisi *suction lift* (a) dan *positive suction* (b) (Westaway dan Loomis, 1984)

2.6.4 Karakteristik Pompa Sentrifugal

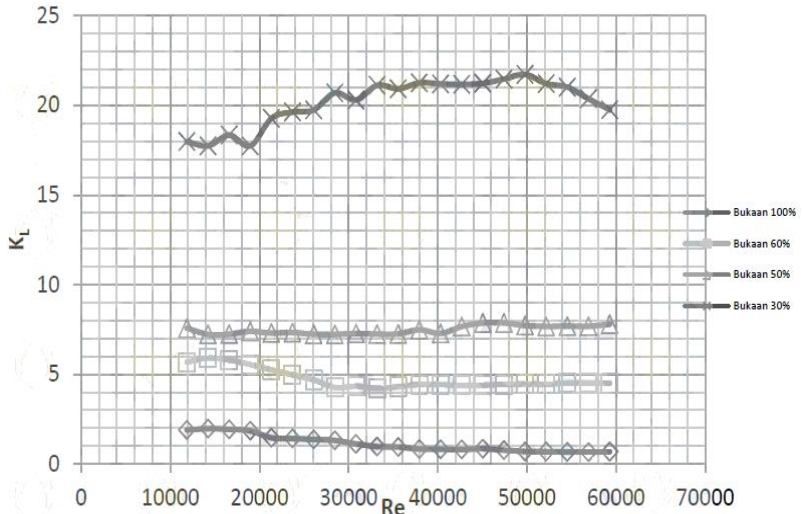
Setiap pompa memiliki kurva karakteristik yang menunjukkan kinerja dari pompa tersebut. Umumnya kurva karakteristik pompa menunjukkan grafik *head*, efisiensi, dan daya pompa terhadap kapasitas yang dihasilkan pompa. Gambar 2.18 menunjukkan titik operasi pompa yang merupakan perpotongan antara kurva pompa dan kurva *pipeline*.



Gambar 2.18 Kurva karakteristik kerja pompa sentrifugal (Munson, et al, 2009)

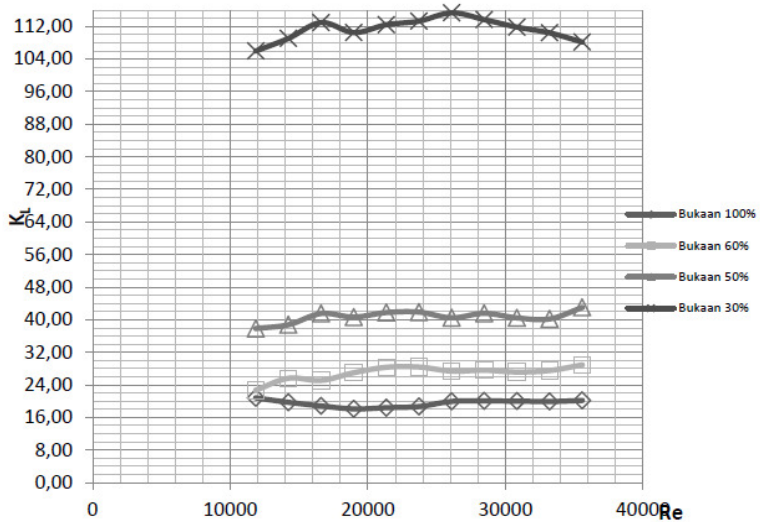
2.7 Penelitian Terdahulu

Napitupulu (2015) melakukan penelitian pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* terhadap *loss coefficient* (K_L). Bukaan pada masing-masing *valve* diatur pada bukaan 30%, 50%, 60%, dan 100%. Variasi debit dilakukan pada masing-masing *valve* dengan kenaikan debit 2 L/min. Eksperimen menghasilkan grafik *loss coefficient* dan *Reynolds number*. Gambar 2.19 menunjukkan hasil eksperimen berupa grafik hubungan K_L dengan Re pada *gate valve* terhadap fungsi bukaan katup dengan rentang debit 10 L/min – 30 L/min. Pada grafik menunjukkan nilai *loss coefficient* tertinggi pada bukaan 30% pada rentang 17,9 – 21,7 dan nilai *loss coefficient* terendah pada bukaan 100% pada rentang 0,6 – 1,9.



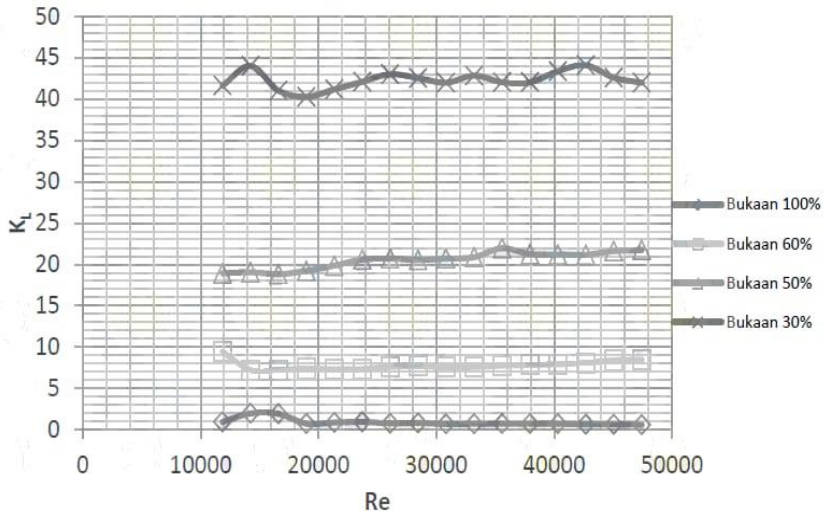
Gambar 2.19 Grafik hubungan K_L dengan Re pada *gate valve* dengan variasi bukaan 30%, 50%, 60%, dan 100% (Napitupulu, 2015)

Gambar 2.20 menunjukkan hasil eksperimen berupa grafik hubungan K_L dengan Re pada *globe valve* terhadap fungsi bukaan katup dengan rentang debit 10 L/min – 26 L/min. Pada grafik menunjukkan nilai *loss coefficient* tertinggi pada bukaan 30% pada rentang 105,9 – 115,3 dan nilai *loss coefficient* terendah pada bukaan 100% pada rentang 18,1 – 20,8.



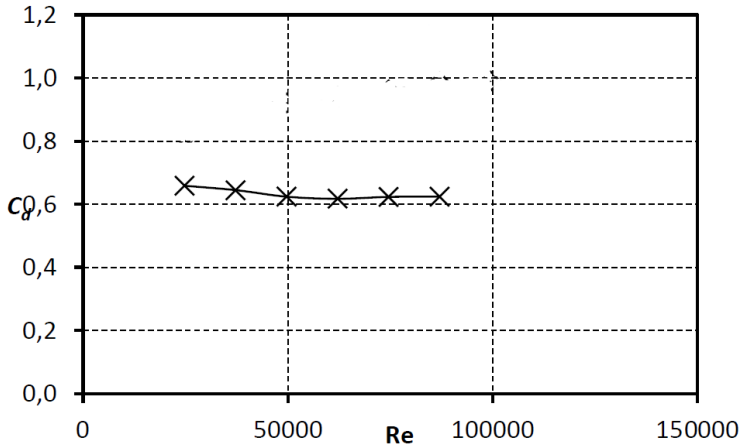
Gambar 2.20 Grafik hubungan K_L dengan Re pada *globe valve* dengan variasi bukaan 30%, 50%, 60%, dan 100% (Napitupulu, 2015)

Gambar 2.21 menunjukkan hasil eksperimen berupa grafik hubungan K_L dengan Re pada *ball valve* terhadap fungsi bukaan katup dengan rentang debit 10 L/min – 40 L/min. Pada grafik menunjukkan nilai *loss coefficient* tertinggi pada bukaan 30% pada rentang 41 – 44 dan nilai *loss coefficient* terendah pada bukaan 100% pada rentang 0,5 – 1,9.



Gambar 2.21 Grafik hubungan K_L dengan Re pada *ball valve* dengan variasi bukaan 30%, 50%, 60%, dan 100% (Napitupulu, 2015)

Dahmani (2017) melakukan penelitian pada *orifice* terhadap *discharge coefficient* (C_d). Analisa dilakukan pada $\beta = 0,5$. Variasi debit pada 10 L/min – 35 L/min dengan kenaikan debit tiap 5 L/min. Eksperimen menghasilkan grafik *discharge coefficient* dan *Reynolds number*. Gambar 2.22 menunjukkan hasil eksperimen berupa grafik hubungan C_d dengan Re pada *orifice* dengan $\beta = 0,5$. Pada grafik menunjukkan nilai *discharge coefficient* berkisar antara 0,60 – 0,62.



Gambar 2.22 Grafik hubungan C_d dengan Re pada *orifice* dengan $\beta = 0,5$ (Dahmani, 2017)

BAB 3

METODE PENELITIAN

Pengujian yang akan dilakukan adalah dengan menggunakan *CUSSONS friction loss pipe apparatus*. Analisa yang dilakukan meliputi analisis *head loss* sepanjang sistem perpipaan. Sistem yang ditinjau mencakup sistem perpompaan dan perpipaan. Pompa yang digunakan adalah *centrifugal single stage* yang terhubung dengan pompa *MQC 175*. Analisis yang dilakukan difokuskan pada fenomena yang terjadi di *fitting* dan komponen minor pipa yang digunakan.

Evaluasi dilakukan untuk menguji karakteristik kerja pompa dan *fitting* yang digunakan terhadap *headloss minor* akan dengan variasi penambahan *orifice* dan *valve* yang terdiri dari *gate valve*, *ball valve*, dan *globe valve*. Evaluasi menghasilkan informasi yang dapat digunakan sebagai analisa sistem perpipaan terkait kemampuan pendistribusian fluida.

3.1 Langkah – Langkah Penelitian

Langkah-langkah penelitian yang dilakukan meliputi studi literatur, pengujian dan pengoperasian alat sesuai dengan variasi dan modifikasi yang dilakukan, analisis virtualisasi aliran dalam sistem perpipaan, perhitungan dan analisis *head loss* perpipaan, serta perhitungan dan analisis performa pompa.

3.1.1 Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk mengetahui dan memahami segala aspek yang mempengaruhi penelitian yang akan dilakukan nantinya. Studi ini sebagai gambaran singkat dari apa yang telah dipelajari, argumentasi, dan ditetapkan tentang suatu topik. Dalam penelitian kali ini pemahaman dilakukan untuk memahami beberapa hal mengenai:

- a. Konsep dasar dan klasifikasi dalam Mekanika Fluida meliputi jenis-jenis fluida, karakteristik aliran, propertis fluida, dan hukum-hukum yang berlaku dalam Mekanika Fluida.

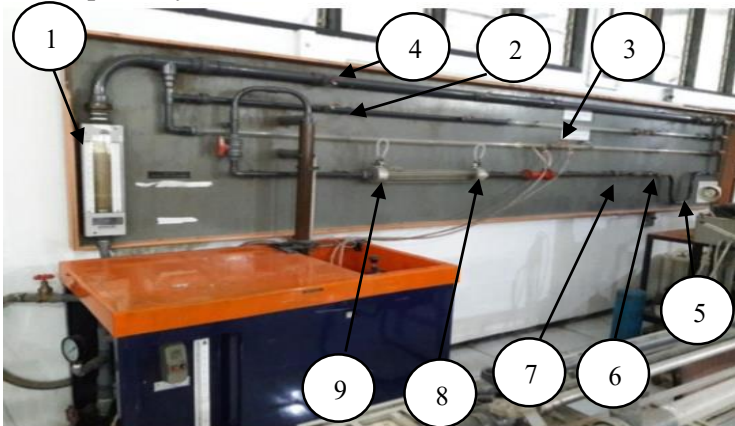
- b. Sistem perpipaan meliputi komponen-komponen yang terdapat dalam sistem perpipaan, kekasaran material, dan standar yang umum digunakan.
- c. Konsep dasar, klasifikasi, dan teori persamaan pompa serta sistem perpipaan yang meliputi instalasi pompa, daya pompa, karakteristik kerja pompa, dan efisiensi pompa.

3.1.2 Peralatan Uji

Berdasarkan pengujian yang akan dilakukan untuk mendapatkan hasil analisis pada sistem perpipaan perlu dilakukan peninjauan peralatan yang akan digunakan. Komponen-komponen yang akan digunakan adalah sebagai berikut:

1. *CUSSONS Friction Loss in Pipe Apparatus*

CUSSONS friction loss pipe apparatus merupakan perangkat pengujian head loss perpipaan yang ada di Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida. Gambar 3.1 menunjukkan bentuk dan wujud dari instalasi *CUSSONS friction loss pipe apparatus* beserta dengan komponen-komponennya.



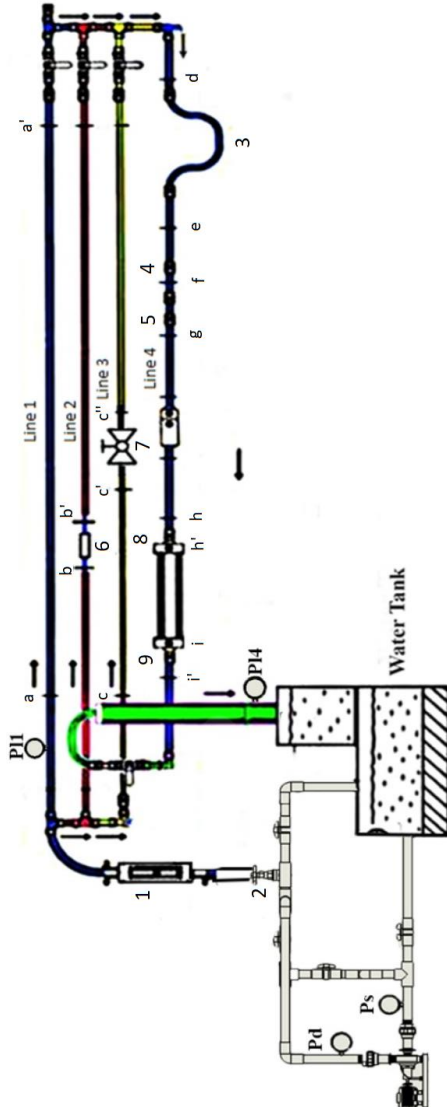
Gambar 3.1 Instalasi sistem perpipaan *CUSSONS friction loss in pipe apparatus*

Keterangan:

1. *Rotameter Fisher 2000*
2. *Orifice*
3. *Valve (Gate, Globe, Ball)*
4. *Pressure Tap*
5. *Long Radius Elbow 90°*
6. *Standard Radius Elbow 90°*
7. *Elbow 45°*
8. *Sudden Enlargement*
9. *Sudden Contraction*

Instalasi sistem perpipaan memiliki beberapa jenis komponen meliputi *cussons water circulating unit*, pompa, pipa, *valve*, *fitting* perpipaan, dan lain-lain. Pipa yang terdapat dalam sistem ini menggunakan 2 jenis material pipa yang berbeda yaitu *Polyvinyl Chloride (PVC)* dan pipa yang berbahan dasar *Acrylic*. Aliran dipompa melalui *water tank 1* dengan pompa *MQC 175* dengan daya pompa 300 watt dan putaran 2850 rpm.

Gambar 3.2 merupakan rangkaian instrumentasi sistem perpipaan yang terdiri dari empat buah *line*. Alat uji ini akan dilakukan variasi dengan penambahan *orifice* dan modifikasi dengan 3 jenis *valve*, yaitu *gate valve*, *ball valve*, dan *globe valve*. Penambahan *orifice* dilakukan pada *line II* dan modifikasi 3 jenis *valve* pada *line III*.



Gambar 3.2 Instrumentasi sistem perpipaan *CUSSONS friction loss in pipe apparatus*

3 Jenis valve yang berbeda:



Ball Gate Globe

Line III (7), valve diganti setelah dilakukan evaluasi untuk valve sebelumnya

- *Line I* : Pipa *PVC*
Diameter, $D = 1$ in
Panjang, $L = 3$ m
- *Line II* : Pipa *acrylic*
Diameter, $D = 3/4$ in
Panjang, $L = 1.5$ m
Modifikasi *orifice*
- *Line III* : Pipa *acrylic*
Diameter, $D = 3/4$ in
Panjang $L = 3$ m
Variasi 3 jenis *valve* yang berbeda
- *Line IV* : Pipa *PVC*
Diameter, $D = 3/4$ in
Panjang $L = 1$ m
Elbow, Sudden

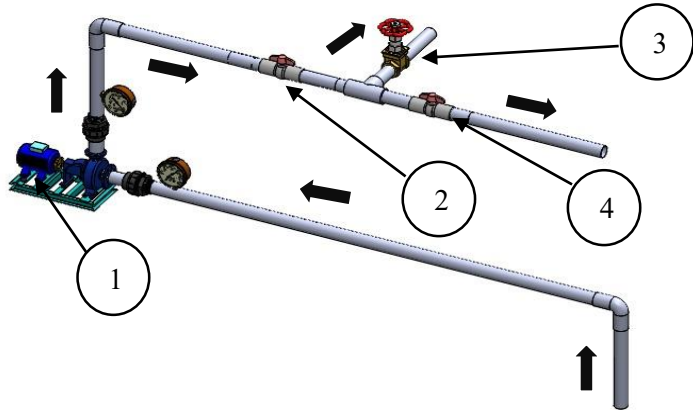
Keterangan:

1. *Rotameter Fisher 2000*
2. *Gate valve*
3. *Long Radius elbow 90°*
4. *Standard Radius Elbow 90°*
5. *Elbow 45°*
6. *Orifice*
7. *Ball valve, Gate valve, Globe valve*
8. *Sudden Enlargement*
9. *Sudden Contraction*
10. *Pressure Tap (a-a', b-b', c-c', c'-c'', d, e, f, g, h-h', i-i')*

2. *CUSSONS Water Circulating Unit*

Bagian dari alat uji ini adalah salah satu bagian yang penting dalam eksperimen ini, mempunyai peran sebagai peralatan yang mengatur laju aliran serta memindahkan fluida kerja. Secara garis besar sistem ini bertanggung jawab akan proses pengaliran fluida kerja melalui sistem *rotary*

yang dimiliki oleh beberapa komponen yang terdapat didalamnya. Bentuk dari *Hydraulic Bench* terlihat seperti dalam Gambar 3.3.



Gambar 3.3 *Water circulating unit*

Keterangan:

- | | |
|---|-----------------|
| 1. Pompa MQC 175 (daya input
300 watt, 2850 rpm) | 3. Gate valve |
| 2. Ball valve | 4. Bypass valve |

3. Pressure Tap

Pressure tap merupakan salah satu bagian lainnya yang penting dalam eksperimen ini yang sifatnya sama seperti *ball valve* untuk membuka dan menutup aliran fluida. Bagian dari alat uji ini berfungsi sebagai tempat pemasangan selang manometer raksa saat kondisi *fully open* untuk mengukur beda ketinggian fluida raksa yang digunakan untuk menghitung besar *pressure drop* yang terjadi sepanjang aliran fluida pada sistem perpipaan yang digunakan. Gambar 3.4 menunjukkan bentuk dari *ball valve pressure tap*.



Gambar 3.4 *Ball valve pressure tap*

3.1.3 Alat Ukur

Dalam penelitian ini digunakan beberapa alat ukur, diantaranya:

1. Manometer U (manometer raksa)

Manometer raksa digunakan untuk mengukur beda tekanan pada sistem perpipaan dengan menampilkan beda ketinggian pada cairan raksa yang digunakan. Manometer raksa diletakkan ditempat *fitting* atau perpipaan yang akan dilakukan pengukuran dengan masing-masing ujung manometer raksa disambungkan pada kedua ujung *pressure tap* yang digunakan pada *fitting* tersebut. Gambar 3.5 menunjukkan alat ukur manometer raksa yang digunakan.



Gambar 3.5 Manometer raksa

Tabel 3.1 Spesifikasi manometer raksa

Spesifikasi manometer raksa	
Maksimal Δh	0 - 1000 mm
Skala	1 mm
Fluida Ukur	Raksa
Massa jenis (ρ)	13600 kg/m ³

2. Rotameter

Rotameter yang digunakan *rotameter fisher 2000* yang berfungsi untuk membaca kapasitas aliran yang dikehendaki sebelum masuk sistem perpipaan *Cussons* dengan membuka atau menutup secara perlahan *discharge valve*. Gambar 3.6 menunjukkan *Rotameter* yang digunakan pada penelitian ini.



Gambar 3.6 Rotameter

Tabel 3.2 Spesifikasi *Rotameter FISHER Controls 2000*

Spesifikasi <i>Rotameter FISHER Controls 2000</i>	
Kapasitas maksimum	100 Liter/menit
Kapasitas minimum	10 Liter/menit
Skala	1 Liter/menit

3. Pressure Gage

Pressure gage yang digunakan terdiri atas 2, yaitu *negative pressure gage* dan *positive pressure gage*. Perbedaan penggunaan kedua *pressure gage* ini terletak pada skala pembacaan pada *pressure gage* dan peletakan tempat pengukuran. Pada *negative pressure gage*, skala pembacaan mulai dari -76 cmHg hingga -1 cmHg dan digunakan untuk mengukur tekanan aliran fluida yang akan masuk ke pompa (*suction*). *Positive pressure gage*, skala pembacaan mulai dari 0 psi hingga 90 psi dan digunakan untuk mengukur tekanan aliran fluida yang keluar dari pompa (*discharge*). Gambar 3.7 (a) dan 3.7 (b) berturut-turut menunjukkan *Negative pressure gage* dan *positive pressure gage*.



(a)



(b)

Gambar 3.7 *Negative pressure gage* (a) dan *positive pressure gage* (b)

Tabel 3.3 Spesifikasi *Negative pressure gage* dan *positive pressure gage*

Spesifikasi <i>Pressure gage</i>				
Jenis <i>pressure gage</i>	<i>Negative</i>		<i>Positive</i>	
Satuan tekanan	cmHg	inHg	psi	kg/cm ²
Tekanan maksimum	0	0	150	10
Tekanan minimum	-76	-30	0	0
Skala pembacaan	2	1	5	0,2

4. *Clampmeter*

Clampmeter atau tang amper digunakan untuk mengukur arus dan tegangan listrik yang diterima motor pompa selama bekerja dengan cara menjepit rahang *clammeter* pada kabel listrik yang akan diukur dan mengatur saklar *clammeter* ke posisi ampermeter (dengan tertulis huruf A dengan gelombang sinus di atasnya) maupun ke posisi voltmeter (dengan tertulis huruf V). Gambar 3.8 menunjukkan *clammeter* yang digunakan pada penelitian ini.



Gambar 3.8 *Clampmeter*

Tabel 3.4 Spesifikasi *Clampmeter* digital Model: DT-266

Spesifikasi <i>Clampmeter</i> digital Model: DT-266	
Maksimal tegangan AC	750 Volt
Maksimal arus AC	200 Amper
Skala tegangan	1 Volt
Skala arus	0,1 Amper

3.2 Prosedur Penelitian

3.2.1 Pengambilan Data

Pengambilan data dapat dilakukan setelah dilakukannya peninjauan pada alat uji, bentuk dan fungsi setiap komponen pada alat uji merupakan hal yang penting yang harus diketahui sebelum dapat melakukan pengoperasian dan pengambilan data. Tata cara dan urutan dalam pengoperasian alat uji dan pengambilan data adalah sebagai berikut:

1. Pastikan kondisi ruangan kerja bertemperatur 25°C - 27°C dan bersih dari segala kotoran maupun gangguan.
2. Persiapkan alat-alat tulis maupun elektronik yang dapat menunjang pengambilan dan pencatatan data.
3. Bersihkan rumah pompa pada *CUSSONS hydraulic bench* dari genangan air yang bisa saja berasal dari *water tank I*.
4. Buka penuh *valve* pipa menuju *bypass*.
5. Pastikan *valve* pipa utama pada *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* berada dalam keadaan terbuka.
6. Pastikan kondisi manometer raksa pada posisi yang tepat sehingga tidak mengurangi keakurasian pembacaan perbedaan ketinggian yang terbaca pada manometer raksa.
7. Buka katup *pressure tap* pada *line* perpipaan yang ingin dilakukan pengukuran. Bila *pressure tap* terhubung secara paralel, tutup satu katup yang tidak dilakukan pengukuran. Pada *valve*, jarak *pressure tap* sebesar 2D dari *Upstream* dan 3D dari *Downstream*. Pada *orifice*, jarak *pressure tap* sebesar D dari *Upstream* dan 0.5D dari *Downstream*.

8. Cek kembali posisi *valve*, *pressure tap*, dan komponen lainnya pada keadaan siap.
9. Pastikan pompa dan *suction pipe* terendam oleh air atau tidak jauh dari permukaan air agar mencegah kavitasi yang mungkin terjadi.
10. Tekan *ON Switch* untuk menghidupkan motor.
11. Tunggu beberapa saat hingga motor bekerja normal (ditandai dengan suara yang ditimbulkan oleh motor).
12. Amati *fitting* perpipaan. Bila terdapat joint atau komponen lain yang mengalami kebocoran signifikan, tekan tombol *OFF Switch*.
13. Perbaiki bagian komponen yang mengalami kebocoran, lalu ulang kembali prosedur 10.
14. Tutup perlahan *bypass valve* hingga *fully closed*, sembari membuka *discharge valve* hingga kondisi *fully opened*.
15. Atur debit aliran dengan membuka/menutup *discharge valve*.
16. Lakukan pengamatan.
17. Lakukan pergantian *valve* sesuai variasi (*gate valve*, *ball valve*, *globe valve*) pada *line* ke-3 dan dilakukan sesuai dengan prosedur 7 sampai 16.

3.3 Analisa Head Loss Perpipaan

Analisa pada perhitungan *head loss* memerlukan parameter-parameter yang perlu diketahui untuk perhitungan maupun analisis. Berikut yang diperlukan untuk melakukan analisis *head loss* dapat dijelaskan sebagai berikut:

3.3.1 Peletakkan *Pressure Tap*

Pressure tap sebagai output aliran fluida menuju manometer raksa perlu ditempatkan sesuai dengan ketentuan yang ada pada sistem perpipaan sehingga kondisi pengukuran berada pada kondisi *fully developed flow*. Peletakkan *pressure tap* pada perpipaan untuk pengukuran *head loss* mayor sesuai dengan kondisi aliran laminar atau turbulenta. Dengan penggunaan *rotameter* sebagai alat ukur

debit dan level terbawah yang dapat diukur adalah 10 L/min, maka sesuai persamaan 2.3 *Reynolds number* yang dihasilkan adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} = \frac{\rho \frac{Q}{A} D}{\mu} = \frac{\rho \frac{Q}{\pi D^2/4} D}{\mu} = \frac{4 \rho Q}{\pi D \mu} \\
 Re &= \frac{4 \times 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 10 \frac{\text{L}}{\text{min}}}{\pi \times \frac{3}{4} \text{ in} \times 8,93 \times 10^{-4} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} \\
 Re &= \frac{4 \times 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1,667 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \times 0,01905 \text{ m} \times 8,93 \times 10^{-4} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} \\
 Re &= 1,24 \times 10^4
 \end{aligned}$$

Aliran yang dihasilkan berupa aliran turbulente, sehingga peletakkan *pressure tap* berada pada rentang 25D – 40D. Sedangkan peletakkan *pressure tap* pada perpipaan untuk pengukuran *head loss* minor sesuai dengan kondisi *upstream* dan *downstream* pada masing-masing *fitting* perpipaan yang akan diukur, seperti pada *elbow* dengan *upstream* dan *downstream* berjarak D, *valve* berjarak 2D pada *upstream* dan 3D pada *downstream*, serta *orifice* dengan *upstream* berjarak D dan *downstream* berjarak 0,5D.

3.3.2 Analisa koefisien gesekan (*friction coefficient, f*)

Manometer raksa digunakan untuk menentukan perbedaan ketinggian cairan raksa pada sistem perpipaan. Pada alat uji *CUSSONS friction loss in pipe apparatus*, digunakan manometer raksa seperti yang terlihat pada gambar 3.5. Ketika melakukan pembacaan pada manometer raksa, yang terlihat adalah perbedaan ketinggian dari cairan raksa (Δh). Untuk mengetahui perbedaan tekanan yang terjadi maka dapat diperoleh dari persamaan

hidrostatik 2.4. Setelah nilai ΔP ditemukan, maka proses perhitungan dilanjutkan dengan persamaan 2.7 untuk menentukan nilai dari *friction factor* (f).

3.3.3 Analisa *losses coefficient* (K_L)

Dalam penentuan besarnya nilai *losses coefficient* (K_L) pada *fitting* perpipaan yang digunakan memiliki prinsip yang sama dengan penentuan *friction factor*. Penggunaan manometer raksa untuk mengukur beda ketinggian raksa (Δh) pada *fitting* dan perhitungan *pressure drop* yang terjadi pada *fitting* tersebut. Setelah didapatkan nilai *pressure drop*, maka nilai *losses coefficient* (K_L) dihitung dengan menggunakan persamaan 2.14.

3.3.4 Analisa *Head Loss*

Head loss total yang terjadi di dalam sistem perpipaan merupakan total dari *head loss mayor* dan *minor* yang ada. Satuan *head loss* adalah satuan panjang yang setara dengan satu satuan energi yang dibutuhkan untuk memindahkan satu satuan massa fluida setinggi satu satuan panjang yang bersesuaian. Nilai ini nantinya juga akan digunakan untuk menentukan besarnya *head pipeline* yang dimiliki sistem perpipaan.

3.4 Analisa *Valve*

Analisa dilakukan untuk mengukur nilai *losses coefficient* (K_L) pada ketiga jenis *valve* yang ada pada sistem perpipaan, yaitu *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve*. Sebelum melakukan analisa penelitian, terlebih dahulu dilakukan analisa dimensi. Analisa dimensi ini sangat diperlukan untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu percobaan atau tidak. Bukaan *valve* yang digunakan dalam sistem perpipaan ini dilakukan dengan estimasi putaran pada *handwheel* masing-masing *valve* yang terdiri dari bukaan 25%, 50%, 75%, dan 100%. Pada penelitian ini, *valve* diletakkan pada *line III* yang berbahan *acrylic* secara bergantian. Perhitungan tekanan *upstream* dan

downstream valve disalurkan melalui *pressure tap* pipa untuk pipa *tap* 2D upstream dan 3D downstream (D = diameter dalam pipa).

Perhitungan nilai K_L *valve* diawali dengan mencari nilai ΔP dengan menentukan terlebih dahulu Δh yang diperoleh dari pengukuran manometer raksa dan sesuai persamaan 2.4. Setelah didapatkan nilai *pressure drop* (ΔP), selanjutnya digunakan persamaan K_L yang telah dimodifikasi dari persamaan *head loss* minor, sehingga didapatkan persamaan 2.14.

3.5 Analisa Orifice

Analisa dilakukan untuk mengukur nilai *discharge coefficient* (C_D) pada *orifice* yang ada pada sistem perpipaan. Sebelum melakukan analisa penelitian, terlebih dahulu dilakukan analisa dimensi. Analisa dimensi ini sangat diperlukan untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu percobaan atau tidak. Rasio β atau perbandingan antara diameter celah *orifice* dengan diameter *inside* pipa yang digunakan sebesar 0,6. Pada penelitian ini, *orifice* yang digunakan berbahan *acrylic* dan diletakkan pada *line* II. Perhitungan tekanan *upstream* dan *downstream orifice* disalurkan melalui *pressure tap* pipa untuk pipa *tap* D upstream dan $0.5D$ downstream (D = diameter dalam pipa) sistem perpipaan seperti gambar 2.10. Perhitungan nilai C_D *orifice* menggunakan persamaan yang telah dimodifikasi dari persamaan *bernouli*, sehingga didapatkan persamaan 2.20.

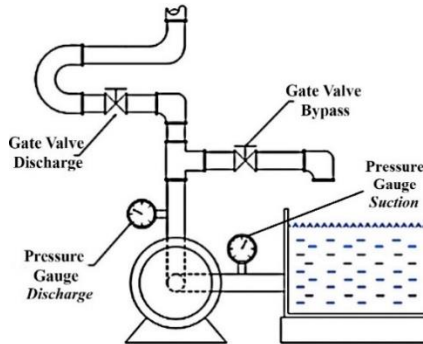
3.6 Analisis Pompa

Analisis terhadap performa pompa dilakukan dengan mengacu pada karakteristik kerja. Beberapa parameter yang menentukan karakteristik kerja pompa adalah head dan efisiensi.

3.6.1 Head Pompa (H_p)

Dalam perhitungan *head* pompa, melibatkan parameter tekanan *suction* dan tekanan *discharge*. Besarnya nilai tekanan *suction* dan *discharge* diukur dengan menggunakan alat ukur *pressure gauge* dengan *negative pressure gauge* untuk mengukur

tekanan *suction* pompa dan *positive pressure gage* untuk mengukur tekanan *discharge* pompa sesuai pada gambar 3.7. Gambar 3.9 menunjukkan penggunaan alat ukur *negative pressure gage* dan *positive pressure gage*.



Gambar 3.9 Pengukuran tekanan *suction* dan *discharge* pada pompa

Dalam perhitungan *head* pompa, dilakukan pada tiap *line* pipa yang berbeda. Dengan menutup *valve bypass* dan menggunakan *gate valve* sebagai pengatur debit, maka berdasarkan persamaan yang ada dengan nilai h_{LT} merupakan *head loss* total yang terdapat dari pipa *suction* sampai ujung pipa *discharge* atau *line* perpipaan yang akan dievaluasi dengan bantuan *valve*, maka *head* pompa dapat dihitung menggunakan persamaan 2.22.

3.6.2 Efisiensi

Perhitungan efisiensi pompa dilakukan berdasarkan persamaan 2.26 dengan terlebih dahulu melakukan perhitungan terhadap nilai dari daya hidrolis (*WHP*) dan daya poros (*BHP*) sesuai dengan persamaan 2.24 dan 2.25. Hasil yang diharapkan dari plot data-data diatas adalah sebuah grafik performa kerja pompa. Adapun grafik tersebut dimodelkan pada gambar 2.18.

3.6.3 Kurva Karakteristik

Kurva karakteristik yang digunakan dalam penelitian ini adalah kurva karakteristik utama pompa. Perpotongan antara kurva $Q - H$ (*pump performance*) dan *head pipeline* (*system curve*) akan menghasilkan *working point*. Kurva $Q - H$ dapat ditentukan dengan plot variasi nilai *head* pompa (H_p) terhadap debit (Q).

3.7 Skema Penelitian

Dalam penelitian yang akan dilakukan menggunakan alat *CUSSONS friction loss in pipe apparatus*, beberapa parameter yang akan dianalisa secara singkat ditampilkan pada tabel 3.5 dan 3.6 berikut.

Tabel 3.5 Skema analisa *head loss* mayor dan minor

<i>Input</i>	<i>Pipe line</i>	Komponen	Alat Ukur	Perhitungan	<i>Output</i>
<i>Head loss minor</i>	Line 4	<i>Sudden Contraction</i>	Manometer raksa	$\Delta P, K_L, Re$	$K_L - Re$
		<i>Sudden Enlargement</i>			
		<i>Long Radius Elbow 90°</i>			
		<i>Standard radius elbow 90°</i>			
		<i>Elbow 45°</i>			
	Line 3	<i>Gate Valve</i>			
		<i>Globe Valve</i>			
	<i>Ball Valve</i>				
	Line 2	<i>Orifice ($\beta = 0,6$)</i>	$\Delta P, C_D, Re$	$C_D - Re$	
<i>Head loss mayor</i>	Line 1	PVC	$\Delta P, f, Re$	$f - Re, e/D - Re$	
	Line 3	Acrylic			

Tabel 3.6 Skema analisa kurva karakteristik pompa

Input	Part	Sub Part	Alat ukur	Perhitungan			Output
				1	2	3	
Head	Pompa	Suction, Discharge	Pressure gage	-	$\Delta P,$ ΔZ	H_P	Kurva karakteristik
		-	-	H_P	WHP	η	
		Voltase, Arus	Clamp meter	-	BHP		
	Pipe line	Suction, Discharge	Pressure gage, Manometer raksa	-	$\Delta P,$ ΔZ	H_{PL}	

Urutan proses pengambilan data pada alat *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* dapat ditampilkan pada alur pengoperasian berikut ini.

1. Pengoperasian 1:

Pompa \longrightarrow Line 1 \longrightarrow Line 4

Data yang diperoleh:

- a. Pompa: 1. Tekanan suction (*pressure gage vacuum*)
2. Tekanan discharge (*pressure gage biasa*)
3. Tegangan dan arus pada pompa (*clamp meter*)
- b. Line 1: PVC (Δh manometer raksa)

2. Pengoperasian 2:

Pompa \longrightarrow Line 1 \longrightarrow Line 4

Data yang diperoleh:

- a. Line 4: 1. *Long radius elbow* 90° (Δh manometer raksa)
2. *Standard radius elbow* 90° (Δh manometer raksa)
3. *Elbow* 45° (Δh manometer raksa)
4. *Sudden enlargement* (Δh manometer raksa)
5. *Sudden contraction* (Δh manometer raksa)

3. Pengoperasian 3:

Pompa \longrightarrow Line 3 \longrightarrow Line 4

Data yang diperoleh:

- a. Line 3: 1. *Acrylic* (Δh manometer raksa)
2. *Ball valve* (Δh manometer raksa)

4. Pengoperasian 4:

Pompa \longrightarrow Line 2 \longrightarrow Line 4

Data yang diperoleh:

- a. Line 2: 1. *Orifice* (Δh manometer raksa)

5. Pengoperasian 5:

Pompa \longrightarrow Line 3 \longrightarrow Line 4

Data yang diperoleh:

- a. Line 3: 1. *Globe valve* (Δh manometer raksa)

6. Pengoperasian 6:

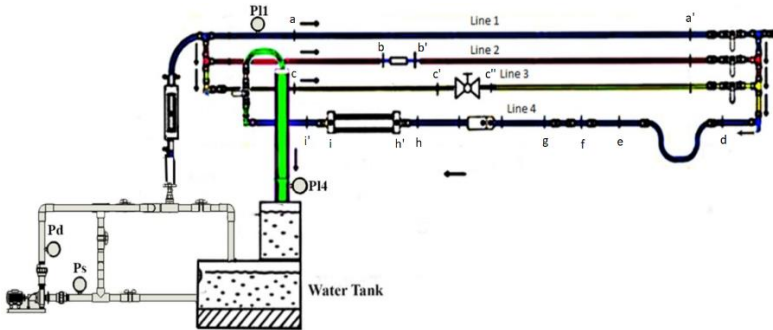
Pompa \longrightarrow Line 3 \longrightarrow Line 4

Data yang diperoleh:

- a. Line 3: 1. *Gate valve* (Δh manometer raksa)

3.8 Contoh Perhitungan

Perhitungan dilakukan untuk mendapatkan beberapa data yang diperlukan dalam penelitian ini. Perhitungan yang dilakukan meliputi perhitungan pada *head loss* mayor yang terdiri atas *friction factor* (f) dan *relative roughness* (e/D), perhitungan pada *head loss* minor yang terdiri atas *loss coefficient* (K_L) dan *discharge coefficient* (C_D), serta perhitungan pada performa pompa yang terdiri atas *head* pompa (H_P), *head pipeline* (H_{PL}), dan efisiensi pompa (η). Gambar 3.10 menunjukkan ilustrasi instalasi pompa dan perpipaan yang digunakan untuk mempermudah dalam proses perhitungan *head loss* mayor, *head loss* minor, dan performa pompa dengan peletakkan *pressure tap* sebagai titik acuan perhitungan.



Gambar 3.10 Ilustrasi pompa dan sistem perpipaan dengan peletakan *pressure tap* yang digunakan dalam penelitian

3.8.1 Contoh Perhitungan *Head Loss* Mayor

Contoh perhitungan *head loss* mayor dilakukan pada pipa *line I* berbahan *PVC* dengan menggunakan data pada kapasitas 40 L/min. Perhitungan *head loss* mayor memiliki beberapa parameter yang diperlukan diantaranya:

- Kecepatan Fluida

Kecepatan fluida pada *line I* dapat ditentukan menggunakan persamaan 2.2, sehingga nilai V adalah:

$$Q = 40 \text{ L/min}$$

$$D = 1 \text{ in}$$

$$Q = V A$$

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

$$V = \frac{40 \frac{\text{L}}{\text{min}}}{\frac{\pi (1 \text{ in})^2}{4}} = \frac{40 \frac{\text{L}}{\text{min}}}{0,785 \text{ in}^2}$$

$$x \left| \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{\text{L}} \right| x \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| x \left| \frac{1 \text{ in}^2}{6,45 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \right|$$

$$V = 1,316 \text{ m/s}$$

- *Pressure Drop* (ΔP)

Pressure drop pada pipa diperoleh dengan menggunakan persamaan 2.4 dengan penentuan data awal berupa selisih ketinggian (Δh) pada manometer raksa. Posisi *inlet* berada pada titik (a) dan *outlet* pada titik (a') seperti pada gambar 3.10. Selisih ketinggian tersebut mempresentasikan perbedaan *head* antara sisi *inlet* (kondisi 1) dan *outlet* (kondisi 2) pada pipa.

$$\begin{aligned} SG_{HG} &= 13,6 & h_1 &= 48,3 \text{ cm} \\ \rho &= 997 \text{ kg/m}^3 & h_2 &= 51,2 \text{ cm} \\ g &= 9,81 \text{ m/s}^2 & \Delta h &= (51,2 - 48,3) \text{ cm} \\ & & &= 2,9 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\Delta P = (SG_{HG}) \rho g \Delta h$$

$$\Delta P = (13,6) \times 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 2,9 \text{ cm} \times \left| \frac{0,01 \text{ m}}{\text{cm}} \right|$$

$$\Delta P = 3857,457 \text{ N/m}^2$$

- *Friction Factor* (f)

Nilai dari *friction factor* didapat dengan menggunakan persamaan 2.7, maka:

$$f = 2 \frac{D \Delta P}{L \rho v^2}$$

$$f = 2 \times \frac{1 \text{ in}}{3 \text{ m}} \times \frac{3857,457 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \times \frac{1}{(1,316 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2} \times \left| \frac{0,0254 \text{ in}}{\text{m}} \right|$$

$$f = 0,038$$

- *Relative Roughness* (e/D)

Nilai dari *relative roughness* didapat dengan menggunakan persamaan 2.11 dengan didasarkan pada parameter *friction factor* yang relatif konstan terhadap *Reynolds number*. Sehingga nilai *relative roughness*-nya adalah:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[\left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right]$$

$$e/D = 3,7 \left[10 \left(\frac{-\frac{1}{1,8\sqrt{f}}}{1,11} \right) - \frac{6,9}{Re} \right]^{\frac{1}{1,11}}$$

$$e/D = 3,7 \left[10 \left(\frac{-\frac{1}{1,8\sqrt{0,038}}}{1,11} \right) - \frac{6,9}{37329} \right]^{\frac{1}{1,11}}$$

$$e/D = 0,009$$

3.8.2 Contoh Perhitungan *Head Loss* Minor

3.8.2.1 Contoh Perhitungan *Loss Coefficient* pada *Elbow* dan *Sudden*

Contoh perhitungan *head loss* minor pada *elbow* dan *sudden* pada sistem perpipaan dilakukan pada *line IV* menggunakan data pada kapasitas 26 L/min yang selanjutnya digunakan untuk mencari *loss coefficient* (K_L) dari *Elbow* 45°. Perhitungan *head loss* minor memiliki beberapa parameter yang diperlukan diantaranya:

- Kecepatan Fluida

Kecepatan fluida pada *line IV* khususnya pada *elbow* 45° dapat ditentukan menggunakan persamaan 2.2, sehingga nilai V adalah:

$$Q = 26 \text{ L/min}$$

$$D = 3/4 \text{ in}$$

$$Q = V A$$

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

$$V = \frac{26 \frac{L}{min}}{\frac{\pi}{4} \left(\frac{3}{4} in\right)^2} = \frac{26 \frac{L}{min}}{0,442 in^2}$$

$$x \left| \frac{10^{-3} m^3}{L} \right| x \left| \frac{1 min}{60 s} \right| x \left| \frac{1 in^2}{6,45 \times 10^{-4} m^2} \right|$$

$$V = 1,521 m/s$$

- *Pressure Drop* (ΔP)

Pressure drop pada pipa diperoleh dengan menggunakan persamaan 2.4 dengan penentuan data awal berupa selisih ketinggian (Δh) pada manometer raksa. Posisi *inlet* berada pada titik (f) dan *outlet* pada titik (g) seperti pada gambar 3.10. Selisih ketinggian tersebut mempresentasikan perbedaan *head* antara sisi *inlet* (kondisi 1) dan *outlet* (kondisi 2) pada *fitting*.

$$SG_{HG} = 13,6 \qquad h_1 = 49,6 \text{ cm}$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3 \qquad h_2 = 50,1 \text{ cm}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 \qquad \Delta h = (50,1 - 49,6) \text{ cm}$$

$$\qquad \qquad \qquad = 0,5 \text{ cm}$$

$$\Delta P = (SG_{HG}) \rho g \Delta h$$

$$\Delta P = (13,6) x 997 \frac{kg}{m^3} x 9,81 \frac{m}{s^2} x 0,5 \text{ cm} x \left| \frac{0,01 m}{cm} \right|$$

$$\Delta P = 665,079 \text{ N/m}^2$$

- *Loss coefficient* (K_L)

Nilai dari *losses coefficient* didapat dengan menggunakan persamaan 2.14, maka:

$$K_L = 2 \frac{\Delta P}{\rho V^2}$$

$$K_L = 2 \times \frac{665,079 \frac{N}{m^2}}{997 \frac{kg}{m^3}} \times \frac{1}{(1,521 \frac{m}{s})^2}$$

$$K_L = 0,577$$

3.8.2.2 Contoh Perhitungan *Loss Coefficient* pada *Valve*

Contoh perhitungan *loss coefficient* dilakukan pada *ball valve* dengan fungsi bukaan katup 75% dan menggunakan data pada kapasitas 20 L/min. Parameter-parameter yang digunakan dalam perhitungan *loss coefficient* pada *ball valve* bukaan 75% adalah sebagai berikut:

- Kecepatan Fluida

Menentukan nilai kecepatan fluida pada *ball valve* bukaan 75% sesuai persamaan 2.2, maka:

$$Q = 20 \text{ L/min}$$

$$D = 3/4 \text{ in}$$

$$Q = V A$$

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

$$V = \frac{20 \frac{L}{min}}{\frac{\pi}{4} (3/4 \text{ in})^2} = \frac{20 \frac{L}{min}}{0,442 \text{ in}^2}$$

$$x \left| \frac{10^{-3} m^3}{L} \right| x \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| x \left| \frac{1 \text{ in}^2}{6,45 \times 10^{-4} m^2} \right|$$

$$V = 1,17 \text{ m/s}$$

- *Pressure Drop* (ΔP)

Pressure drop pada pipa diperoleh dengan menggunakan persamaan 2.4 dengan penentuan data awal berupa selisih ketinggian (Δh) pada manometer raksa. Posisi *inlet* berada pada titik (c') dan *outlet* pada titik (c'') seperti pada gambar 3.10. Selisih ketinggian tersebut mempresentasikan perbedaan *head* antara sisi *inlet* (kondisi 1) dan *outlet* (kondisi 2) pada *valve*.

$$\begin{aligned} SG_{HG} &= 13,6 & h_1 &= 48,9 \text{ cm} \\ \rho &= 997 \text{ kg/m}^3 & h_2 &= 50,8 \text{ cm} \\ g &= 9,81 \text{ m/s}^2 & \Delta h &= (50,8 - 48,9) \text{ cm} \\ & & &= 1,9 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\Delta P = (SG_{HG}) \rho g \Delta h$$

$$\Delta P = (13,6) \times 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 1,9 \text{ cm} \times \left| \frac{0,01 \text{ m}}{\text{cm}} \right|$$

$$\Delta P = 2527,299 \text{ N/m}^2$$

- *Loss coefficient* (K_L)

Nilai dari *losses coefficient* didapat dengan menggunakan persamaan 2.14, maka:

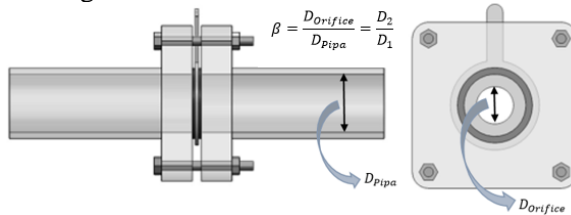
$$K_L = 2 \frac{\Delta P}{\rho} \frac{1}{V^2}$$

$$K_L = 2 \times \frac{2527,299 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \times \frac{1}{(1,17 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}$$

$$K_L = 3,703$$

3.8.2.3 Contoh Perhitungan *Discharge Coefficient* pada *Orifice*

Contoh perhitungan *discharge coefficient* pada *orifice* dilakukan dengan menggunakan data dengan kapasitas 40 L/min. Gambar 3.1 menunjukkan ilustrasi rasio β yang digunakan dalam penelitian ini. Parameter-parameter yang digunakan dalam perhitungan *head loss* minor pada *orifice* adalah sebagai berikut:



Gambar 3.11 Ilustrasi orifice yang digunakan pada line II

- Kecepatan Fluida

Kecepatan fluida pada *orifice* didapatkan dengan menggunakan persamaan 2.2 dengan terlebih dahulu menentukan diameter pada *orifice* (D_2).

$$\begin{aligned}
 Q &= 40 \text{ L/min} & \beta &= 0,6 \\
 D_1 &= 3/4 \text{ in} & D_2 &= D_1 \times \beta = 3/4 \text{ in} \times 0,6 \\
 & & &= 0,45 \text{ in}
 \end{aligned}$$

$$Q = V A$$

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

$$V = \frac{40 \frac{\text{L}}{\text{min}}}{\frac{\pi}{4}(0,45 \text{ in})^2} = \frac{40 \frac{\text{L}}{\text{min}}}{0,159 \text{ in}^2}$$

$$x \left| \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{\text{L}} \right| x \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| x \left| \frac{1 \text{ in}^2}{6,45 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \right|$$

$$V = 6,5 \text{ m/s}$$

- *Pressure Drop* (ΔP)

Pressure drop pada pipa diperoleh dengan menggunakan persamaan 2.4 dengan penentuan data awal berupa selisih ketinggian (Δh) pada manometer raksa. Posisi *inlet* berada pada titik (b) dan *outlet* pada titik (b') seperti pada gambar 3.10. Selisih ketinggian tersebut mempresentasikan perbedaan *head* antara sisi *inlet* (kondisi 1) dan *outlet* (kondisi 2) pada *orifice*.

$$\begin{aligned} SG_{HG} &= 13,6 & h_1 &= 30 \text{ cm} \\ \rho &= 997 \text{ kg/m}^3 & h_2 &= 68,4 \text{ cm} \\ g &= 9,81 \text{ m/s}^2 & \Delta h &= (68,4 - 30) \text{ cm} \\ & & &= 37,5 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\Delta P = (SG_{HG}) \rho g \Delta h$$

$$\Delta P = (13,6) \times 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 37,5 \text{ cm} \times \left| \frac{0,01 \text{ m}}{\text{cm}} \right|$$

$$\Delta P = 49880,9 \text{ N/m}^2$$

- *Discharge Coefficient* (C_D)

Nilai dari *discharge coefficient* didapat dengan menggunakan persamaan 2.20, maka:

$$C_D = \frac{Q \sqrt{\rho [1 - \beta^4]}}{A_2 \sqrt{2 \Delta P}}$$

$$C_D = \frac{40 \frac{\text{L}}{\text{min}} \sqrt{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} [1 - 0,6^4]}}{\frac{\pi}{4} (0,45 \text{ in})^2 \sqrt{2 \times 49880,9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} [1 - 0,6^4]}}$$

$$\times \left| \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{\text{L}} \right| \times \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right| \times \left| \frac{1 \text{ in}^2}{6,45 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \right|$$

$$C_D = 0,606$$

3.8.3 Contoh Perhitungan Performa Pompa

3.8.3.1 Perhitungan *Head* Pompa

Perhitungan *head* pompa menggunakan persamaan 2.22 dengan besar diameter *suction* dan *discharge* adalah 1 in. Perhitungan ini dilakukan dengan menggunakan kapasitas 50 L/min, sehingga:

$$Q = 50 \text{ L/min} \quad \rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$V_{suc} = V_{disc} \quad g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$h_g = 0,25 \text{ m}$$

$$P_{suc} = 45,5 \text{ cmHg} \times \left| \frac{-1333,224 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{\text{cmHg}} \right| = -60661,676 \text{ N/m}^2$$

$$P_{disc} = 11 \text{ psi} \times \left| \frac{6894 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{\text{psi}} \right| = 75834 \text{ N/m}^2$$

$$H_P = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + h_g$$

$$H_P = \frac{P_{disc} - P_{suc}}{\gamma} + h_g$$

$$H_P = \frac{75834 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} - (-60661,676 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + 0,25 \text{ m}$$

$$H_P = 14,206 \text{ m}$$

3.8.3.2 Perhitungan Daya dan Efisiensi Pompa

- Daya Hidrolik (*WHP*)

Daya hidrolik pompa didapatkan dengan menggunakan persamaan 2.24, maka:

$$WHP = \rho g Q H_p$$

$$WHP = 997 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 50 \frac{L}{min} \times 14,206 m$$

$$\times \left| \frac{10^{-3} m^3}{L} \right| \times \left| \frac{1 min}{60 s} \right|$$

$$WHP = 115,784 Watt$$

- Daya Poros (*BHP*)

Daya poros pompa didapatkan dengan menggunakan persamaan 2.25 dengan mengasumsikan efisiensi transmisi adalah 100%, maka:

$$BHP = \eta_{tr} V I \cos \varphi$$

$$BHP = 1 \times 223 Volt \times 1,5 A \times 0,8$$

$$BHP = 267,6 Watt$$

- Efisiensi

Daya poros pompa didapatkan dengan menggunakan persamaan 2.26, maka:

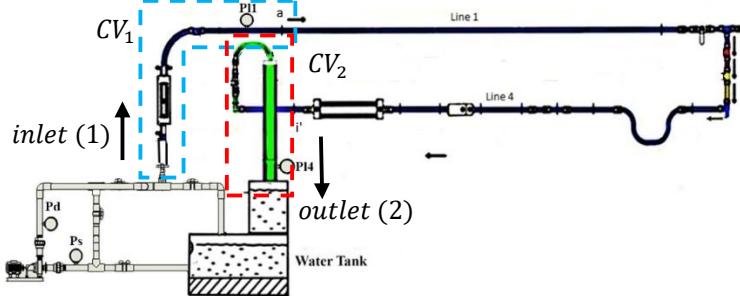
$$\eta = \frac{WHP}{BHP}$$

$$\eta = \frac{115,784 Watt}{267,6 Watt}$$

$$\eta = 43,26$$

3.8.3.3 Perhitungan *Head Pipeline*

Head pipeline diukur setelah *discharge* pompa hingga ujung akhir sistem perpipaan. *Pressure tap* yang digunakan sebagai keluaran fluida untuk mengukur tekanan pada manometer raksa hanya diletakkan pada titik (a) dan (i'), sehingga *head pipeline* sebelum *pressure tap* (a) dan setelah *pressure tap* (i') tidak terukur. Hal ini menjadikan *head pipeline* yang belum terukur tersebut dilakukan perhitungan secara empirik. Gambar 3.12 menunjukkan *control volume 1* (CV_1) dan *control volume 2* (CV_2) yang digunakan untuk perhitungan secara empirik pada *head pipeline* yang tidak dapat dilakukan pengukuran.



Gambar 3.12 *Control volume* (CV) dalam perhitungan empirik

- Perhitungan *head pipeline* pada CV_1

Perhitungan *head pipeline* pada CV_1 dilakukan pada kondisi *gate valve fully open* pada posisi inlet (1) hingga menuju *pressure tap* pada titik (a) dengan kapasitas 50 L/min:

$$\begin{aligned}
 P_{disc} &= 75834 \text{ N/m}^2 & f_1 &= 0,033 \\
 P_{11} &= 55152 \text{ N/m}^2 & D &= 1 \text{ in} = 0,0254 \text{ m} \\
 L &= 70 \text{ cm} = 0,7 \text{ m} & V_1 &= 1,645 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$K_{L \text{ total}} = 2 \frac{\Delta P}{\rho} \frac{1}{V^2}$$

$$K_{L \text{ total}} = 2 \frac{P_{disc} - P_{l1}}{\rho V^2}$$

$$K_{L \text{ total}} = 2 \times \frac{(75834 - 55152) \frac{N}{m^2}}{997 \frac{kg}{m^3} \times (1,645 \frac{m}{s})^2}$$

$$K_{L \text{ total}} = 15,33$$

Koefisien ini berlaku total dari keluaran atau *discharge* pompa hingga *rotameter* sebelum *line* 1. Untuk mendapatkan *head pipeline* pada daerah CV_1 dengan komponen 1 *gate valve*, 2 *tee flanged*, 1 *tee threaded*, 1 *standard elbow* 90°, 1 *ball valve*, dan komponen mayor *losses*. Nilai K_L pada *fitting* diperoleh pada tabel 2.4 dan nilai f diperoleh dari hasil eksperimen pada kondisi kapasitas yang digunakan. Kapasitas yang digunakan pada kondisi maksimal sebesar 50 L/min, maka dilakukan perhitungan seperti berikut:

$$H_{CV1} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + K_L \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{CV1} = \left(f \frac{L}{D} + K_L \right) \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{CV1} = \left(K_{L \text{ total}} - \left(K_{L \text{ GV}} + 2 K_{L \text{ Tee fla}} + \right. \right.$$

$$\left. K_{L \text{ Tee thre}} + K_{L \text{ St EL}} + K_{L \text{ BV}} + f \frac{L}{D} \right) \times \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{CV1} = \left(15,33 - \left(0,15 + (2 \times 0,2) + 0,9 + 1,5 + \right. \right. \\ \left. \left. 0,05 + \left(0,033 \times \frac{0,7 \text{ m}}{0,0254 \text{ m}} \right) \right) \right) \times \frac{(1,645 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{CV1} = 11,42 \times \frac{(1,645)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \text{ m}$$

$$H_{CV1} = 1,576 \text{ m}$$

- Perhitungan empirik *head pipeline* pada CV_2 :

Perhitungan *head pipeline* pada CV_2 dimulai setelah *pressure tap* pada titik (i') hingga posisi *outlet* (2) yang terdapat 1 *standard elbow* 90° , 1 *ball valve*, 1 *long radius elbow* 90° , 1 *strainer*, dan komponen mayor *losses* dengan nilai K_L pada *fitting* diperoleh pada tabel 2.4 dan nilai f diperoleh dari hasil eksperimen pada kondisi kapasitas yang digunakan. Kapasitas yang digunakan berada pada kondisi maksimal sebesar 50 L/min:

$$D = 3/4 \text{ in} = 0,01905 \text{ m}$$

$$V_4 = 2,925 \text{ m/s}$$

$$H_{CV2} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + K_L \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{CV2} = \left(f \frac{L}{D} + K_L \right) \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{CV2} = \left(K_{L \text{ St EL}} + K_{L \text{ Lg EL}} + K_{L \text{ Strainer}} + K_{L \text{ BV}} + \right. \\ \left. f \frac{L}{D} \right) \times \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{CV2} = \left(1,5 + 0,7 + 5,95 + 0,05 + \right. \\ \left. \left(0,033 \times \frac{1 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} \right) \right) \times \frac{\left(2,925 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$H_{CV2} = 9,932 \times \frac{\left(2,925 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \text{ m}$$

$$H_{CV2} = 4,332 \text{ m}$$

- Perhitungan *head pipeline line I ke IV*

Perhitungan *head pipeline* 1-4 dilakukan dengan pengukuran menggunakan manometer raksa pada titik (a) dan (i') dengan kapasitas maksimal pada 50 L/min, sehingga perhitungan *head pipeline* seperti berikut:

$$\begin{aligned} SG_{HG} &= 13,6 & V_1 &= V_a = 1,645 \text{ m/s} \\ \Delta Z &= 0,2 & V_4 &= V_d = 2,925 \text{ m/s} \\ \rho &= 997 \text{ kg/m}^3 & \Delta h &= 0,3 \text{ m} \\ g &= 9,81 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

$$H_{L \ 1-4} = \frac{P_a - P_d}{\gamma} + \frac{V_a^2 - V_d^2}{2g} + (Z_a - Z_d)$$

$$H_{L \ 1-4} = \frac{\Delta P}{\rho g} + \frac{V_1^2 - V_4^2}{2g} + (\Delta Z)$$

$$\begin{aligned} H_{L \ 1-4} &= \frac{13,6 \times 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,3 \text{ m}}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \\ &\frac{\left(1,645 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 - \left(2,925 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + 0,2 \text{ m} \end{aligned}$$

$$H_{L\ 1-4} = 3,982\ m$$

sehingga *head pipeline* menjadi:

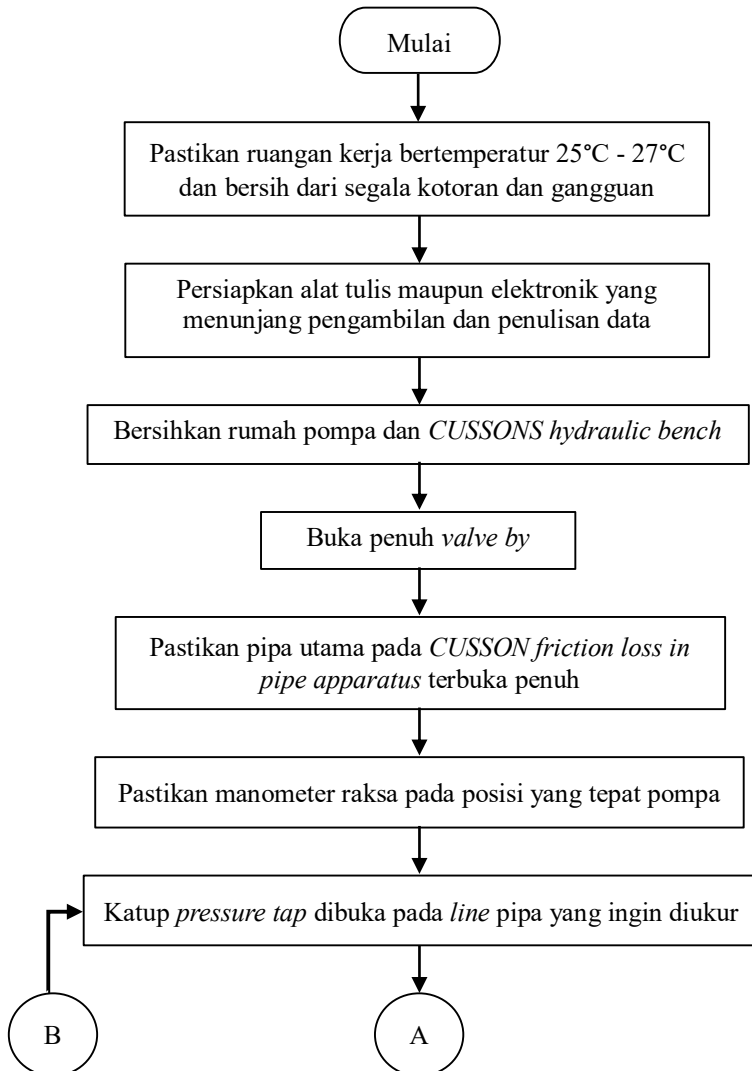
$$H_T = H_{CV1} + H_{L\ 1-4} + H_{CV2}$$

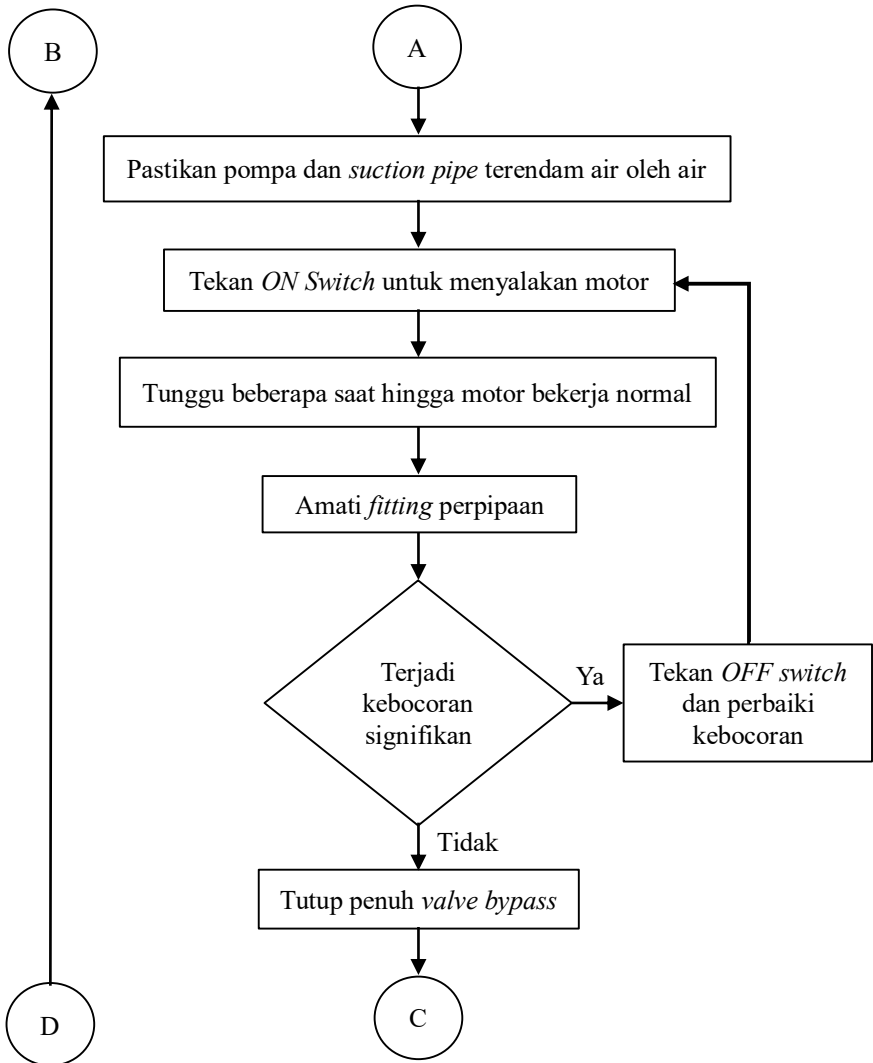
$$H_T = 1,576\ m + 3,982\ m + 4,332\ m$$

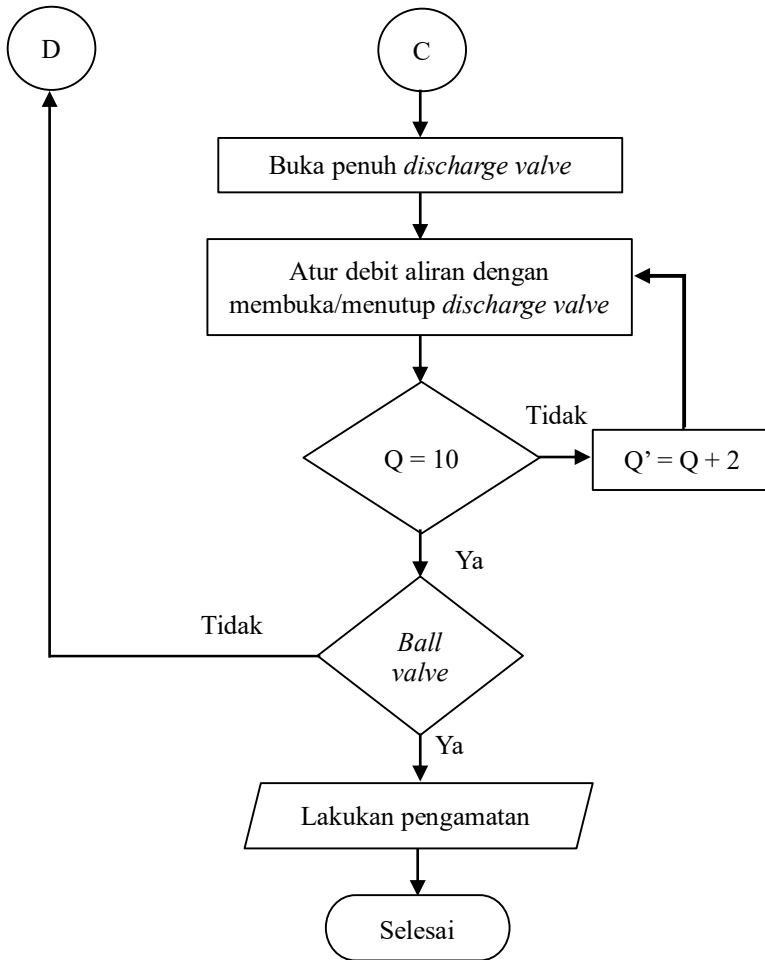
$$H_T = 9,89\ m$$

3.9 Flowchart Pengambilan Data

Flowchart pengambilan data dalam penelitian ini dapat diilustrasikan seperti gambar 3.13.







Gambar 3.13 *Flowchart* pengambilan data

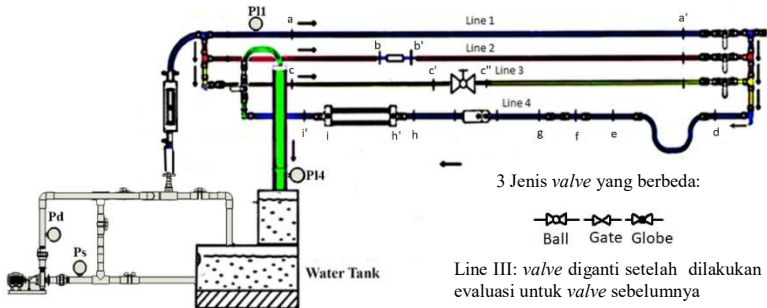
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Eksperimen dilakukan pada sistem perpipaan *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* dengan pompa sentrifugal *MQC 175*. Analisa dilakukan terhadap *head loss* yang melalui komponen minor *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°*, *sudden enlargement*, dan *sudden contraction* pada *line IV* dengan diameter $\frac{3}{4}$ in, 3 jenis *valve* yang berbeda (*gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve*) dengan bukaan 25%, 50%, 75%, dan 100% pada *line III* dengan diameter $\frac{3}{4}$ in, *orifice* ($\beta = 0,6$) pada *line II* dengan diameter $\frac{3}{4}$ in. Analisa juga dilakukan terhadap penggunaan bahan material pipa *PVC* pada *line I* dan *acrylic* pada *line III*, serta analisa pada performa pompa *MQC 175* yang ditunjukkan dalam kurva karakteristik kerja.

4.1 Analisa Sistem Perpipaan

Analisa pada sistem perpipaan dilakukan pada empat *line* yang berbeda dengan adanya modifikasi *orifice* ($\beta = 0,6$) pada *line II* dan penggunaan *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* yang diuji satu persatu pada *line III*. Analisa meliputi *head loss* mayor dan *head loss* minor yang didapatkan dari perbedaan tekanan atau *pressure drop* yang terjadi pada komponen yang diteliti yang diperoleh dari alat ukur manometer raksa. Gambar 4.1 menunjukkan ilustrasi fasilitas sistem perpipaan *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* dan pompa *MQC 175* yang digunakan dalam eksperimen.



Gambar 4.1 Ilustrasi sistem perpipaan *Cussons friction loss in pipe apparatus*

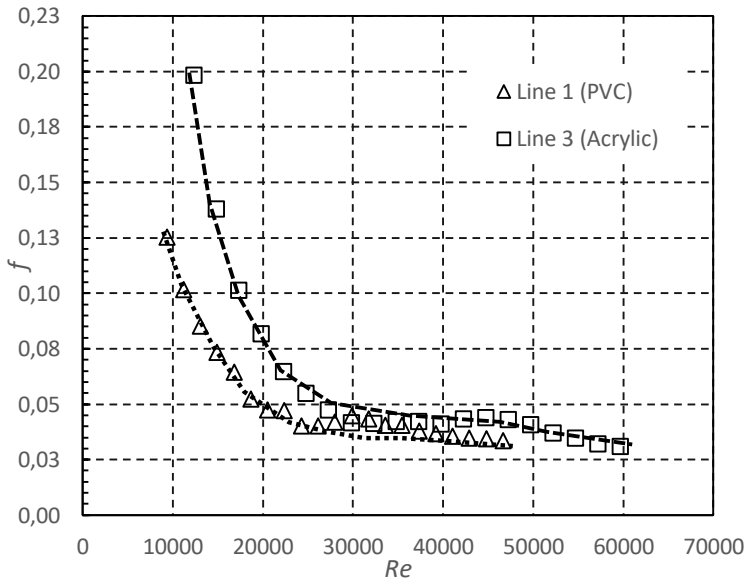
4.2 Analisa Head Loss Mayor

Analisa *head loss* mayor pada sistem perpipaan dilakukan pada *line I* dan *line III*. Pada *line I* menggunakan pipa berbahan *PVC* dan *line III* menggunakan pipa berbahan *acrylic*. Analisa dilakukan secara kuantitatif melalui *friction factor* pada *line I* dan *line III* yang didapatkan lewat eksperimen serta hubungan grafik *friction factor* (f) dengan *Reynolds number* (Re). Gambar 4.1 menunjukkan ilustrasi sistem perpipaan yang digunakan pada *line I* dan *III* untuk pengujian *head loss* mayor yang terkhusus pada penempatan *pressure tap* pada titik (a) dan (a') pada *line I* dan titik (c) dan (c') pada *line III*.

4.2.1 Head Loss Mayor pada Line I dan Line III

Analisa terkait *head loss* mayor pada *line I* yang berbahan *PVC* dan *line III* yang berbahan *acrylic* dilakukan dengan mengacu pada data kuantitatif yang diperoleh dari proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi debit yang telah ditentukan. Data kuantitatif yang telah diolah merupakan grafik hubungan nilai *friction factor* (f) terhadap *Reynolds number* (Re). Dari analisa ini dapat diketahui pengaruh penggunaan bahan material pipa terhadap *head loss*-nya. Eksperimen dilakukan pada debit 10 L/min hingga maksimal pada debit 50 L/min pada *line I* dan debit maksimal 48 L/min pada *line*

III dengan kenaikan debit 2 L/min. Gambar 4.2 menunjukkan grafik hubungan nilai *friction factor* (f) terhadap *Reynolds number* (Re) pada *line I* dan *line III*.



Gambar 4.2 Grafik hubungan *friction factor* (f) dan *Reynolds number* (Re) pada *line I* dan *line III*

Gambar 4.2 menunjukkan grafik hubungan nilai *friction factor* (f) terhadap *Reynolds number* (Re) pada *line I* dan *line III*. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *trendline* pada *line I* dan *line III* parabolik menurun hingga cenderung konstan pada debit tertentu seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Data hasil eksperimen pada *line I* saat debit 10 L/min dengan Re sebesar $9,33 \times 10^3$ didapatkan f maksimum sebesar 0,125. Selanjutnya nilai f turun tajam hingga debit 26 L/min dan naik kembali hingga debit 32 L/min. Kemudian *trendline* mengalami penurunan kembali secara perlahan hingga pada debit maksimum 50 L/min dan Re sebesar $4,6 \times 10^4$ dengan nilai f berada pada titik minimum sebesar 0,033. Sedangkan data hasil eksperimen pada *line III* saat debit 10

L/min dengan Re sebesar $1,24 \times 10^4$ didapatkan nilai f maksimum sebesar 0,198. Selanjutnya nilai f turun tajam hingga debit 32 L/min dan naik kembali hingga debit 36 L/min. Kemudian *trendline* mengalami penurunan kembali secara perlahan hingga pada debit maksimum 48 L/min dan Re sebesar $5,9 \times 10^4$ dengan nilai f berada pada titik minimum sebesar 0,031.

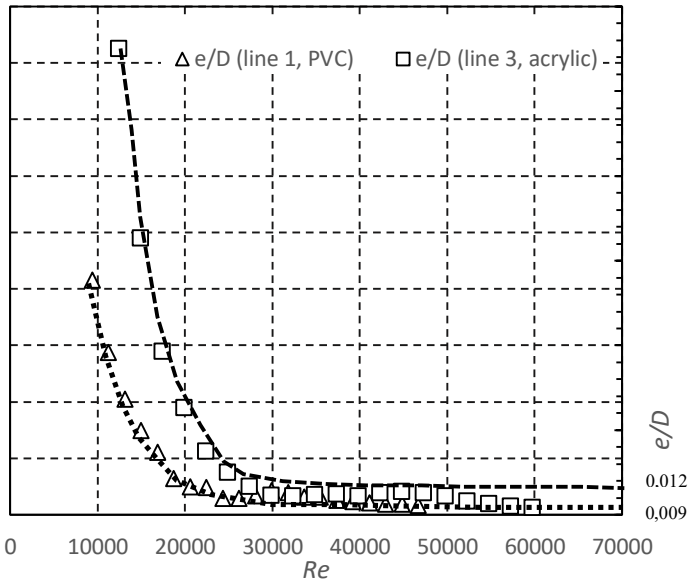
Berdasarkan teori yang ada bahwa untuk mendapatkan f diperoleh dari persamaan *head loss* mayor yang telah dimodifikasi menjadi $f = 2 \frac{D}{L} \frac{\Delta P}{\rho \bar{V}^2}$ sesuai dengan persamaan 2.7. Dari persamaan tersebut diperoleh bahwa $2 \frac{D}{L}$ adalah konstanta yang didapatkan berdasarkan data awal dan nilai f hanya dipengaruhi oleh perubahan *pressure* (ΔP) yang didapatkan dari perhitungan pada beda ketinggian manometer raksa (Δh). Nilai Δh pada manometer raksa berubah ubah seiring dengan kenaikan nilai debit yang diatur pada *rotameter*. Perubahan Nilai f juga dipengaruhi oleh nilai kuadrat dari kecepatan (\bar{V}^2) yang didapat dari perubahan pada nilai debit (Q) yang digunakan sesuai persamaan 2.2, yaitu $Q = V A$ sehingga semakin besar nilai debit yang diatur pada *rotameter* maka nilai kecepatan (V) yang dihasilkan juga seiring naik bersamaan dengan kenaikan *Reynolds number* sesuai persamaan 2.3, yaitu $Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$ dan berbanding terbalik terhadap nilai f dengan kenaikan nilai *Reynolds number*. Namun pada grafik kedua *line* diatas terdapat nilai f yang turun perlahan dan cenderung konstan seiring dengan kenaikan *Reynolds number* dengan kondisi debit mendekati maksimum. Hal ini diakibatkan nilai *pressure drop* (ΔP) disepanjang *line* lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran (\bar{V}^2).

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan untuk meneliti *head loss* mayor pada *line* I berbahan *PVC* dan *line* III berbahan *acrylic* pada rentang *Reynolds number* $> 2,2 \times 10^4$ sudah sesuai dengan teori yang ada dimana nilai f turun secara perlahan seiring dengan kenaikan *Reynolds number* dengan rata-rata nilai f pada *line* I yang berbahan *PVC* sebesar 0,39 dan rata-rata nilai f

pada *line* III yang berbahan *acrylic* sebesar 0,041. Namun pada rentang *Reynolds number* $< 2,2 \times 10^4$ pada *line* I (*PVC*) dan *line* III (*acrylic*) memiliki masing-masing nilai f yang turun tajam seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Hal ini terjadi karena pembacaan alat ukur manometer raksa yang digunakan pada rentang *Reynolds number* $< 2,2 \times 10^4$ pada kedua *line* kurang akurat dimana menunjukkan pembacaan pada manometer raksa dengan selisih level fluida raksa yang hanya berkisar 0,2 – 0,3 mm, yang mana nilai ini masih sangat kecil jika dilakukan pembacaan. Nilai f rata-rata total dari rentang *Reynolds number* 1×10^4 hingga 6×10^4 tertinggi sebesar 0,059 yang diperoleh pada *line* III yang berbahan *acrylic*. Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada dimana pada *line* III menggunakan material yang berbahan *acrylic* dan memiliki diameter yang lebih kecil jika dibandingkan pada *line* I yang materialnya berbahan *PVC*.

4.2.2 *Relative Roughness* pada *Line* I dan *Line* III

Analisa terkait *relative roughness* pada *line* I yang berbahan *PVC* dan *line* III yang berbahan *acrylic* dilakukan dengan mengacu pada data kuantitatif yang diperoleh dari proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi debit yang telah ditentukan. Data kuantitatif yang telah diolah merupakan nilai *relative roughness* (e/D) yang diperoleh dari nilai *friction factor* (f) yang relatif konstan, sehingga didapatkan grafik nilai *relative roughness* (e/D) yang konstan terhadap kenaikan *Reynolds number*. Dari analisa ini dapat diketahui nilai kekasaran relatif (e/D) dan absolut (e) terhadap bahan material pipa yang digunakan. Eksperimen dilakukan pada debit 10 L/min hingga maksimal pada debit 50 L/min dengan kenaikan debit 2 L/min. Gambar 4.3 menunjukkan grafik hubungan nilai *relative roughness* (e/D) pada *line* I dan *line* III.



Gambar 4.3 Grafik hubungan *relative roughness* (e/D) pada *line I* dan *line III*

Gambar 4.3 menunjukkan grafik hubungan *relative roughness* (e/D) pada *line I* dan *line III*. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *trendline relative roughness* pada kedua jenis pipa yang digunakan pada *line I* dan *line III* turun secara parabolik seiring dengan kenaikan *Reynolds number* dan *trendline* akan konstan pada kondisi *Reynolds number* $> 2,3 \times 10^4$. Data hasil eksperimen pada *line I* berbahan *PVC* saat debit 10 L/min dengan Re sebesar $9,33 \times 10^3$ didapatkan e/D maksimum sebesar 0,139. Selanjutnya nilai e/D turun tajam hingga debit 26 L/min dan turun kembali dengan relatif konstan tanpa perubahan signifikan hingga debit 50 L/min dengan nilai e/D minimum sebesar 0,006 dan Re sebesar $4,66 \times 10^4$. Sedangkan data hasil eksperimen pada *line III* berbahan *acrylic* saat debit 10 L/min dengan Re sebesar $1,24 \times 10^4$ didapatkan nilai e/D maksimum sebesar 0,275. Selanjutnya nilai

e/D turun tajam hingga debit 24 L/min. Kemudian *trendline* mengalami penurunan kembali secara perlahan dan relatif konstan tanpa adanya perubahan yang signifikan hingga debit maksimum 48 L/min dan Re sebesar $5,9 \times 10^4$ dengan nilai e/D berada pada titik minimum sebesar 0,004.

Berdasarkan teori yang ada bahwa untuk mendapatkan e/D diperoleh dari persamaan *Haaland* yang telah dimodifikasi menjadi $e/D = 3,7 \left(10^{(-1/1,8\sqrt{f})} - \frac{6,9}{Re} \right)^{1/1,11}$ sesuai dengan persamaan 2.11. Pada gambar 2.12 menunjukkan penggunaan *Moody diagram* yang dapat digunakan sebagai perbandingan dalam penentuan nilai e/D . Untuk persamaan *Haaland*, nilai *relative roughness* (e/D) dipengaruhi oleh *friction factor* (f) yang diperoleh dari persamaan $f = 2 \frac{D}{L} \frac{\Delta P}{\rho \bar{V}^2}$ dengan nilai *friction factor* dipengaruhi oleh perubahan *pressure* (ΔP) yang diperoleh dari perhitungan pada beda ketinggian manometer raksa (Δh) dan juga dipengaruhi oleh nilai kuadrat dari kecepatan (\bar{V}^2) yang didapat dari perubahan pada nilai debit (Q) yang digunakan sesuai persamaan $Q = V A$, sehingga semakin besar nilai debit yang diatur pada *rotameter* maka nilai kecepatan (V) yang dihasilkan seiring bertambah naik. Nilai *relative roughness* (e/D) tidak dipengaruhi oleh *Reynolds number* dimana sesuai persamaan $Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$ dengan penggunaan diameter (D) yang konstan dan nilai kecepatan (V) yang naik seiring dengan kenaikan debit sesuai persamaan $Q = V A$, akan menghasilkan *Reynolds number* yang semakin besar. Namun jika mengacu pada persamaan *Haaland* yang telah dimodifikasi menjadi persamaan *relative roughness* (e/D) dengan faktor pembagi pada bilangan *Reynolds* $\left(\frac{6,9}{Re} \right)$ akan menghasilkan nilai semakin kecil jika bilangan *Reynolds* yang semakin besar. Hal ini menjadikan pengaruh kenaikan *Reynolds number* terhadap *relative roughness* tidak memiliki pengaruh yang signifikan. Tabel 4.1 menunjukkan kekasaran absolut dari berbagai jenis material pipa yang umum digunakan dan dijadikan sebagai

acuan dalam perbandingan antara hasil eksperimen dengan teoritikal.

Tabel 4.1 Kekasaran absolut pipa

Material Pipa	Kekasaran Absolut (e)	
	(mm)	(in)
Riveted steel	0,9 – 9,0	0,0354 – 0,354
Commercial steel/welded steel	0,045	0,0018
Cast iron	0,26	0,0102
Galvanized iron	0,15	0,0059
Asphalted cast iron	0,12	0,0047
Wrought iron	0,045	0,0018
PVC, drawn tubing, and glass	0,0015	0,0000059
Concrete	0,3 – 3,0	0,0118 – 0,118

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan untuk meneliti *relative roughness* (e/D) sudah sesuai dengan teori yang ada dengan *trendline* e/D yang relatif konstan terhadap kenaikan *Reynolds number* pada *line I* yang berbahan *PVC* dan *line III* yang berbahan *acrylic* yang ditunjukkan pada kondisi *Reynolds number* $> 2,3 \times 10^4$. Nilai *relative roughness* (e/D) tertinggi diperoleh dan pada *line III* yang berbahan *acrylic* sebesar 0,012 dan pada *line I* yang berbahan *PVC* sebesar 0,009. Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada dimana tingkat kekasaran relatif pada suatu jenis pipa dipengaruhi oleh diameter pipa tersebut, dengan diameter yang lebih kecil pada pipa berbahan *acrylic* (*line III*) akan menghasilkan nilai *relative roughness* (e/D) yang lebih besar jika dibandingkan dengan pada pipa *PVC* (*line I*) dengan diameter yang lebih besar. Sedangkan untuk *absolute roughness* (e), dihasilkan dengan mengalikan nilai *relative roughness* terhadap diameter pipa yang digunakan, sehingga diperoleh nilai *absolute roughness* (e) untuk pipa berbahan *PVC* (*line I*) sebesar 0,00024 m atau 0,24 mm dan memiliki nilai tertinggi jika dibandingkan dengan nilai *absolute roughness* (e) pada pipa berbahan *acrylic* (*line III*) sebesar 0,00022 m atau 0,22 mm. Berdasarkan teori pada tabel 4.1 diatas, nilai *absolute roughness* (e) pada penggunaan material pipa

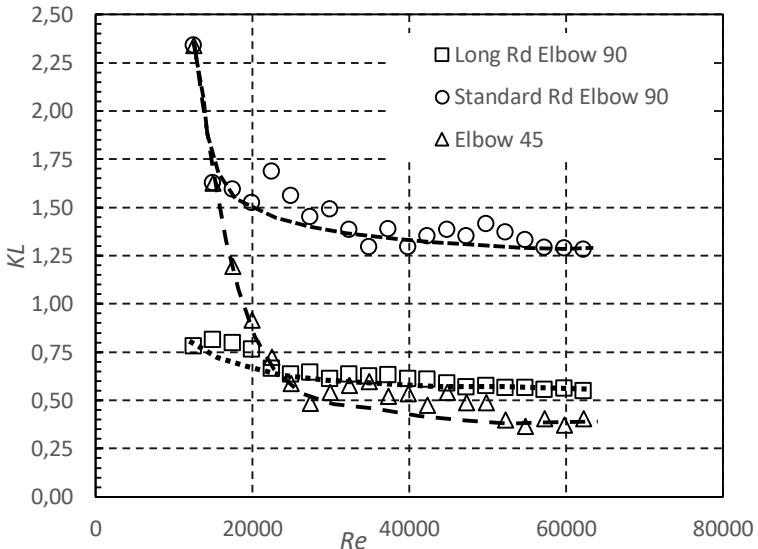
PVC, drawn tubing, dan *glass* diperoleh sebesar 0,0015 mm. Sedangkan pada eksperimen yang telah dilakukan pada penggunaan jenis material pipa didapatkan nilai *absolute roughness* (e) sebesar 0,24 mm pada pipa berbahan *PVC* (*line I*) dan 0,22 mm pada pipa berbahan *acrylic* (*line III*). Ketidaksesuai yang cukup jauh ini dapat terjadi karena penggunaan jenis pipa pada instalasi yang telah digunakan berulang kali dalam rentang waktu yang cukup lama, sehingga dapat menimbulkan *fouling factor* yang berlebihan pada dinding masing-masing pipa. Selanjutnya pada kondisi rentang *Reynolds number* $< 2,3 \times 10^4$ menunjukkan *trendline relative roughness* (e/D) yang turun tajam seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Hal ini tidak sesuai dengan teori yang ada dimana seharusnya dengan kenaikan *Reynolds number*, nilai *relative roughness* (e/D) akan selalu konstan. Ketidaksesuaian ini dapat terjadi karena kesalahan pembacaan pada manometer raksa dimana perbedaan level yang dihasilkan fluida raksa hanya berkisar 0,2 – 0,3 mm dengan skala pembacaan manometer raksa adalah 1 mm, yang mana nilai ini masih sangat kecil jika dilakukan pembacaan.

4.3 Analisa Head Loss Minor

Analisa *head loss* minor pada sistem perpipaan dilakukan terhadap *fitting-fitting* yang ada pada *line IV*, yaitu *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°*, *sudden enlargement*, dan *sudden contraction*. Analisa dilakukan secara kuantitatif melalui *loss coefficient* setiap *fitting* pada *line IV* yang didapatkan lewat eksperimen serta hubungan grafik *loss coefficient* (K_L) dengan *Reynolds number* (Re). Gambar 4.1 menunjukkan ilustrasi sistem perpipaan yang digunakan pada *line IV* untuk pengujian pada *fitting* perpipaan yang terkhusus pada penempatan *pressure tap* pada titik (d) dan (e) hingga pada titik (i) dan (i').

4.3.1 Head Loss Minor pada Long Radius Elbow 90°, Standard Radius Elbow 90°, dan Elbow 45°

Analisa terkait *head loss* minor pada *long radius elbow* 90°, *standard radius elbow* 90°, dan *elbow* 45° dilakukan dengan mengacu pada data kuantitatif yang diperoleh dari proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi debit yang telah ditentukan. Data kuantitatif yang telah diolah merupakan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re). Dari analisa ini dapat diketahui karakteristik aliran yang melalui *long radius elbow* 90°, *standard radius elbow* 90°, dan *elbow* 45°. Eksperimen dilakukan pada debit 10 L/min hingga maksimal pada debit 50 L/min dengan kenaikan debit 2 L/min. Gambar 4.4 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re) pada *long radius elbow* 90°, *standard radius elbow* 90°, dan *elbow* 45°.



Gambar 4.4 Grafik hubungan *loss coefficient* (K_L) dan *Reynolds number* (Re) pada *Long Radius Elbow* 90°, *Standard Radius Elbow* 90°, dan *Elbow* 45°

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *trendline* pada *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, dan *elbow 45°* parabolik menurun hingga cenderung konstan pada debit tertentu seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Data hasil eksperimen pada *long radius elbow 90°* dengan total penggunaan komponen berjumlah 4 buah, sehingga nilai *pressure drop* yang dihasilkan pada *long radius elbow 90°* diasumsikan sama pada masing-masing komponen *long radius elbow 90°*. Data eksperimen saat debit 10 L/min dengan *Re* sebesar $1,24 \times 10^4$ didapatkan $K_L = 0,780$. Selanjutnya pada debit 12 L/min nilai K_L naik dengan nilai maksimum sebesar 0,812 dan turun hingga debit 24 L/min. Kemudian pada debit 26 L/min *trendline* turun secara perlahan hingga relatif konstan hingga debit maksimum pada 50 L/min dengan *Re* sebesar $6,22 \times 10^4$ dan nilai K_L minimum sebesar 0,546. Pada data hasil eksperimen untuk *standard radius elbow 90°* saat debit 10 L/min dengan *Re* sebesar $1,24 \times 10^4$ didapatkan K_L maksimum sebesar 2,339. Selanjutnya nilai K_L menurun tajam pada debit 12 L/min dan meningkat pada debit 18 L/min. Kemudian *trendline* mengalami penurunan hingga debit 28 L/min dan selanjutnya cenderung konstan hingga debit akhir 50 L/min dengan *Re* sebesar $6,22 \times 10^4$ dan nilai K_L berada pada posisi minimum sebesar 1,279. Sedangkan data hasil eksperimen untuk *elbow 45°* saat debit 10 L/min dengan *Re* sebesar $1,24 \times 10^4$ didapatkan K_L maksimum sebesar 2,339 dan *trendline* turun tajam hingga debit 22 L/min. K_L naik kembali pada debit 28 L/min dan turun kembali hingga debit 34 L/min. Kemudian *trendline* cenderung konstan hingga debit maksimum pada 50 L/min dan nilai K_L minimum sebesar 0,362 pada debit 44 L/min dengan *Re* sebesar $5,47 \times 10^4$.

Berdasarkan teori yang ada bahwa untuk mendapatkan K_L diperoleh dari persamaan *head loss* minor yang telah dimodifikasi menjadi $K_L = 2 \frac{\Delta P}{\rho \bar{v}^2}$ sesuai dengan persamaan 2.14. Dari persamaan tersebut diketahui bahwa K_L dipengaruhi oleh perubahan *pressure* (ΔP) yang didapatkan dari perhitungan pada

beda ketinggian manometer raksa (Δh). Nilai Δh pada manometer raksa berubah ubah seiring dengan kenaikan nilai debit yang diatur pada *rotameter*. Perubahan Nilai K_L juga dipengaruhi oleh nilai kuadrat dari kecepatan (\bar{V}^2) yang didapat dari perubahan pada nilai debit (Q) yang digunakan sesuai persamaan 2.2, yaitu $Q = V A$ sehingga semakin besar nilai debit yang diatur pada *rotameter* maka nilai kecepatan (V) yang dihasilkan juga seiring naik bersamaan dengan kenaikan *Reynolds number* sesuai persamaan 2.3, yaitu $Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$ dan berbanding terbalik terhadap nilai K_L dengan kenaikan nilai *Reynolds number*. Namun pada grafik ketiga jenis *elbow* diatas terdapat nilai K_L yang turun perlahan dan cenderung konstan seiring dengan kenaikan *Reynolds number* dengan kondisi debit mendekati maksimum. Hal ini diakibatkan nilai *pressure drop* (ΔP) disepanjang *elbow* lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran (\bar{V}^2).

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan untuk meneliti *head loss* minor pada *long radius elbow* 90° , *standard radius elbow* 90° , dan *elbow* 45° sudah sesuai dengan teori yang ada dimana nilai K_L turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Untuk *long radius elbow* 90° didapatkan nilai K_L rata-rata sebesar 0,634, untuk *standard radius elbow* 90° didapatkan nilai K_L rata-rata sebesar 1,416, dan untuk *elbow* 45° didapatkan nilai K_L rata-rata sebesar 0,485. Hal ini sudah sesuai dengan teori pada tabel 2.4 dengan nilai K_L sebesar 0,7 pada *long radius elbow* 90° , K_L sebesar 1,5 pada *standard radius elbow* 90° , dan K_L sebesar 0,4 pada *elbow* 45° . Sedangkan pada *standard radius elbow* 90° saat debit 10 – 12 L/min dan pada *elbow* 45° saat debit 10 – 18 L/min memiliki *trendline* yang turun sangat tajam seiring dengan kenaikan *Reynolds number*, hal ini terjadi karena aliran yang masuk pada *standard radius elbow* 90° dan *elbow* 45° belum mengalami *recovery* aliran, sehingga saat dilakukannya pengukuran pada manometer raksa menimbulkan level fluida raksa yang fluktuatif.

4.3.2 Head Loss Minor pada *Sudden Contraction* dan *Sudden Enlargement*

Analisa terkait *head loss* minor pada *sudden contraction* dan *sudden enlargement* dilakukan dengan mengacu pada data kuantitatif yang diperoleh dari proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi debit yang telah ditentukan. Data kuantitatif yang telah diolah merupakan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re). Dari analisa ini dapat diketahui karakteristik aliran yang melalui *sudden contraction* dan *sudden enlargement*. Eksperimen dilakukan pada debit 10 L/min hingga maksimal pada debit 50 L/min dengan kenaikan debit 2 L/min. Gambar 4.5 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re) pada *sudden contraction* dan *sudden enlargement*.



Gambar 4.5 Grafik hubungan *loss coefficient* (K_L) dan *Reynolds number* (Re) pada *Sudden Contraction* dan *Sudden Enlargement*

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *trendline* pada *sudden contraction* dan *sudden enlargement* parabolik menurun tajam hingga cenderung turun secara perlahan pada debit tertentu seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Penggunaan *sudden contraction* dan *sudden enlargement* pada instalasi dengan perbandingan area (*AR*) sebesar 0,375. Data hasil eksperimen pada *sudden contraction* saat debit 10 L/min dengan *Re* sebesar $1,24 \times 10^4$ didapatkan K_L maksimum sebesar 2,339. Selanjutnya *trendline* turun tajam hingga pada debit 16 L/min dan turun kembali dengan perlahan hingga debit 34 L/min. Kemudian pada debit 36 L/min hingga debit maksimal pada 50 L/min, nilai K_L mengalami *trendline* yang naik dan turun dengan nilai K_L minimum terdapat debit 40 L/min sebesar 0,439 dengan *Re* sebesar $4,97 \times 10^4$. Sedangkan data hasil eksperimen untuk *sudden enlargement* saat debit 10 L/min dengan *Re* sebesar $1,24 \times 10^4$ didapatkan K_L maksimum sebesar 2,339 dan *trendline* turun tajam hingga debit 28 L/min. Selanjutnya K_L turun secara tajam kembali hingga debit 40 L/min. Kemudian K_L turun secara perlahan hingga debit maksimal pada 50 L/min dengan nilai K_L minimum sebesar 0,499 pada debit 50 L/min dengan *Re* sebesar $6,22 \times 10^4$.

Berdasarkan teori yang ada bahwa untuk mendapatkan K_L diperoleh dari persamaan *head loss* minor yang telah dimodifikasi menjadi $K_L = 2 \frac{\Delta P}{\rho \bar{V}^2}$ sesuai dengan persamaan 2.14. Dari persamaan tersebut diketahui bahwa K_L dipengaruhi oleh perubahan *pressure* (ΔP) yang diperoleh dari perhitungan beda ketinggian manometer raksa (Δh). Nilai Δh pada manometer raksa berubah ubah seiring dengan kenaikan nilai debit yang diatur pada *rotameter*. Perubahan nilai K_L juga dipengaruhi oleh nilai kuadrat dari kecepatan (\bar{V}^2) yang diperoleh dari perubahan pada nilai debit (Q) yang digunakan sesuai persamaan 2.2, yaitu $Q = V A$ sehingga semakin besar nilai debit yang diatur pada *rotameter* maka nilai kecepatan (V) yang dihasilkan seiring naik bersamaan dengan kenaikan *Reynolds number* sesuai persamaan 2.3, yaitu $Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$ dan berbanding terbalik terhadap nilai K_L dengan kenaikan nilai

Reynolds number. Namun pada grafik kedua jenis *sudden* diatas terdapat nilai K_L yang turun perlahan seiring dengan kenaikan *Reynolds number* dengan kondisi debit mendekati maksimum. Hal ini diakibatkan nilai *pressure drop* (ΔP) disepanjang *sedden* lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran (\bar{V}^2).

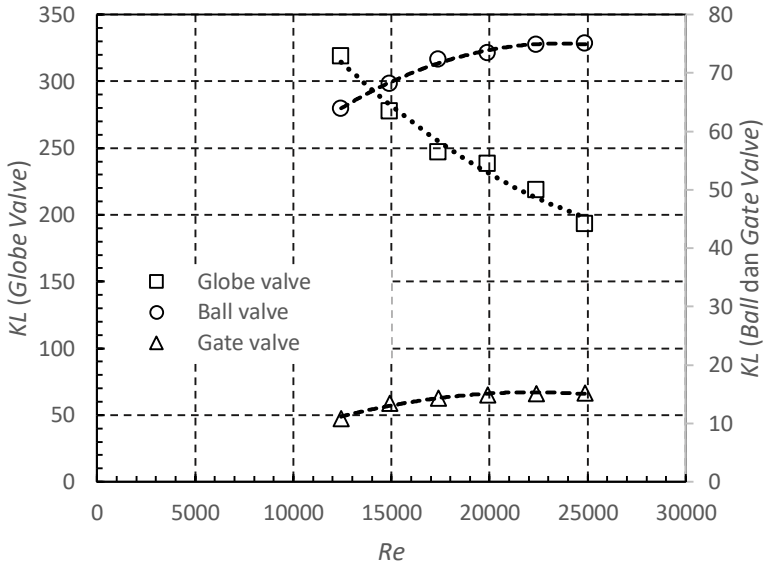
Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan untuk meneliti *head loss* minor pada *sudden contraction* dan *sudden enlargement* sudah sesuai dengan teori yang ada dimana nilai K_L turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Dengan penggunaan *rasio area* (AR) = 0,375 dan merata-rata nilai K_L pada rentang *Reynolds number* $> 3,7 \times 10^4$ untuk *sudden contraction* dan *Reynolds number* $> 3,9 \times 10^4$ untuk *sudden enlargement* didapatkan nilai K_L sebesar 0,501 pada *sudden contraction* dan K_L sebesar 0,604 pada *sudden enlargement*. Pada gambar 2.13 menunjukkan data empiris nilai K_L rata-rata dengan penggunaan *rasio area* (AR) yang dijadikan acuan dalam eksperimen. Berdasarkan gambar 2.13 tersebut dengan penggunaan *rasio area* (AR) = 0,375 seharusnya diperoleh nilai K_L sebesar 0,3 pada *sudden contraction* dan sebesar 0,45 pada *sudden enlargement*. Namun hasil eksperimen menunjukkan ketidaksesuaian dimana hasil dari nilai rata-rata K_L yang didapatkan pada *sudden contraction* sebesar 0,501 dan pada *sudden enlargement* sebesar 0,604. Sedangkan pada rentang debit 10 – 30 L/min atau rentang *Reynolds number* $1,2 \times 10^4 - 3,7 \times 10^4$ pada *sudden contraction* dan pada rentang debit 10 – 32 L/min atau rentang *Reynolds number* $1,2 \times 10^4 - 3,9 \times 10^4$ pada *sudden enlargement* memiliki *trendline* yang turun tajam seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Ketidaksesuaian pada *trendline* dan nilai K_L antara eksperimen dengan data empiris dapat terjadi karena kesalahan pembacaan selisih ketinggian fluida raksa pada manometer raksa. Hal ini dapat terjadi karena pada saat dilakukannya pembacaan manometer raksa masih terdapat gelumbung udara pada area *sudden* yang sulit untuk dinetralisir dengan peralatan yang ada, sehingga menyebabkan fluktuasi level raksa pada manometer raksa yang digunakan.

4.4 Analisa *Loss Coefficient* pada Valve

Analisa *loss coefficient* pada valve dilakukan terhadap 3 jenis valve yang berbeda, yaitu *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* pada line III pada sistem perpipaan. Penggunaan valve dilakukan dengan fungsi bukaan 25%, 50%, 75%, dan 100% pada masing-masing valve. Analisa dilakukan secara kuantitatif melalui *loss coefficient* pada setiap bukaan dan jenis valve yang didapatkan lewat eksperimen serta hubungan grafik *loss coefficient* (K_L) dengan *Reynolds number* (Re). Gambar 4.1 menunjukkan ilustrasi sistem perpipaan yang digunakan pada line III untuk pengujian pada ketiga jenis valve yang berbeda yang terkhusus pada penempatan *pressure tap* pada titik (c') dan (c'').

4.4.1 *Loss Coefficient* pada Gate Valve, Globe Valve, dan Ball Valve pada Bukaan 25%

Analisa terkait *loss coefficient* pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* pada bukaan 25% dilakukan dengan mengacu pada data kuantitatif yang diperoleh dari proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi debit yang telah ditentukan. Data kuantitatif yang telah diolah merupakan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re). Dari analisa ini dapat diketahui karakteristik aliran yang melalui *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan bukaan 25%. Eksperimen dilakukan pada debit 10 L/min hingga maksimal pada debit 20 L/min untuk menyeragamkan kapasitas aliran pada masing-masing jenis valve dengan kenaikan debit 2 L/min. Gambar 4.6 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan bukaan 25%.



Gambar 4.6 Grafik hubungan *loss coefficient* (K_L) dan *Reynolds number* (Re) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* pada bukaan 25%

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *trendline* pada *gate valve* bukaan 25% naik dengan relatif konstan tanpa perubahan yang signifikan seiring dengan kenaikan *Reynolds number* dan begitu juga pada *ball valve* bukaan 25% *trendline* mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Sedangkan pada *globe valve* bukaan 25% memiliki *trendline* yang turun dengan membentuk parabolik pada rentang *Reynolds number* yang digunakan. Pada *gate valve*, nilai K_L sebesar 10,914 pada debit 10 L/min dengan Re sebesar $1,2 \times 10^4$ dan pada debit maksimal 20 L/min dengan Re sebesar $2,4 \times 10^4$ memiliki K_L sebesar 15,202. Sedangkan pada *ball valve*, nilai K_L sebesar 63,925 pada debit 10 L/min dengan Re sebesar $1,2 \times 10^4$ dan pada debit maksimal 20 L/min dengan Re sebesar $2,4 \times 10^4$ memiliki K_L sebesar 75,034. Untuk *globe valve*, pada debit minimum 10 L/min dengan Re $1,2 \times$

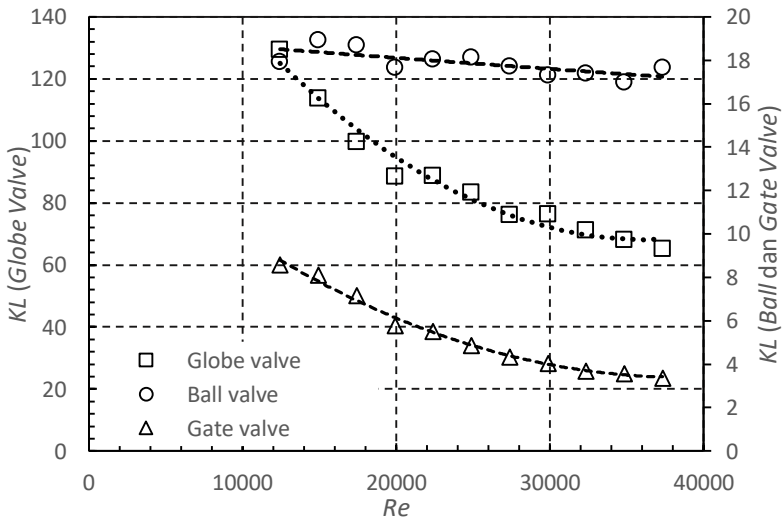
10^4 diperoleh K_L sebesar 318,847 dan turun hingga 193,335 pada debit maksimal 30 L/min dengan Re $2,4 \times 10^4$.

Berdasarkan teori yang ada bahwa untuk mendapatkan K_L diperoleh dari persamaan *head loss* minor yang telah dimodifikasi menjadi $K_L = 2 \frac{\Delta P}{\rho \bar{V}^2}$ sesuai dengan persamaan 2.14. Dari persamaan tersebut diketahui bahwa K_L dipengaruhi oleh perubahan *pressure* (ΔP) yang didapatkan dari perhitungan pada beda ketinggian manometer raksa (Δh). Nilai Δh pada manometer raksa berubah ubah seiring dengan kenaikan nilai debit yang diatur pada *rotameter*. Perubahan nilai K_L juga dipengaruhi oleh nilai kuadrat dari kecepatan (\bar{V}^2) yang didapat dari perubahan pada nilai debit (Q) yang digunakan sesuai persamaan 2.2, yaitu $Q = V A$ sehingga semakin besar nilai debit yang diatur pada *rotameter* maka nilai kecepatan (V) yang dihasilkan juga seiring naik bersamaan dengan kenaikan *Reynolds number* sesuai persamaan 2.3, yaitu $Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$ dan berbanding terbalik terhadap nilai K_L dengan kenaikan nilai *Reynolds number*.

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan untuk meneliti *loss coefficient* (K_L) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan bukaan 25% belum sesuai dengan teori yang ada, khususnya pada kedua jenis *valve*, yaitu *gate valve* dan *ball valve* dimana *trendline* yang dihasilkan naik dengan relatif konstan tanpa perubahan yang signifikan dan pada *gate valve* dengan rata-rata nilai K_L yang dihasilkan sebesar 14,008 dimana belum berkesesuaian dengan literatur pada tabel 2.4 dengan bukaan 25% seharusnya diperoleh K_L sebesar 17. Sedangkan untuk nilai *loss coefficient* (K_L) terbesar diperoleh pada *globe valve* yang telah sesuai dengan teori yang ada dimana sesuai dengan fungsinya, *globe valve* digunakan untuk mengontrol laju aliran jika dibandingkan pada *ball valve* dan *gate valve* yang hanya untuk membuka dan menutup laju aliran fluida.

4.4.2 Loss Coefficient pada Gate Valve, Globe Valve, dan Ball Valve pada Buka 50%

Analisa terkait *loss coefficient* pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* pada buka 50% dilakukan dengan mengacu pada data kuantitatif yang diperoleh dari proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi debit yang telah ditentukan. Data kuantitatif yang telah diolah merupakan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re). Dari analisa ini dapat diketahui karakteristik aliran yang melalui *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan buka 50%. Eksperimen dilakukan pada debit 10 L/min hingga maksimal pada debit 30 L/min untuk menyeragamkan kapasitas aliran pada masing-masing jenis *valve* dengan kenaikan debit 2 L/min. Gambar 4.7 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan buka 50%.



Gambar 4.7 Grafik hubungan *loss coefficient* (K_L) dan *Reynolds number* (Re) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* pada buka 50%

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *trendline* pada *gate valve* bukaan 50% turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number*, namun pada *ball valve* memiliki *trendline* yang turun dengan relatif konstan tanpa perubahan yang signifikan seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Sedangkan pada *globe valve* memiliki *trendline* yang turun dengan membentuk parabolik pada rentang *Reynolds number* yang digunakan. Pada *gate valve*, nilai K_L sebesar 8,575 pada debit 10 L/min dengan Re sebesar $1,2 \times 10^4$ dan pada debit maksimal 30 L/min dengan Re sebesar $3,7 \times 10^4$ memiliki K_L sebesar 3,378. Sedangkan pada *ball valve*, nilai K_L sebesar 17,930 pada debit 10 L/min dengan Re sebesar $1,2 \times 10^4$ dan pada debit maksimal 30 L/min dengan Re sebesar $3,7 \times 10^4$ memiliki K_L sebesar 17,670. Untuk *globe valve*, pada debit minimum 10 L/min dengan Re $1,2 \times 10^4$ diperoleh K_L sebesar 129,410 dan turun hingga 65,311 pada debit maksimal 30 L/min dengan Re $3,7 \times 10^4$.

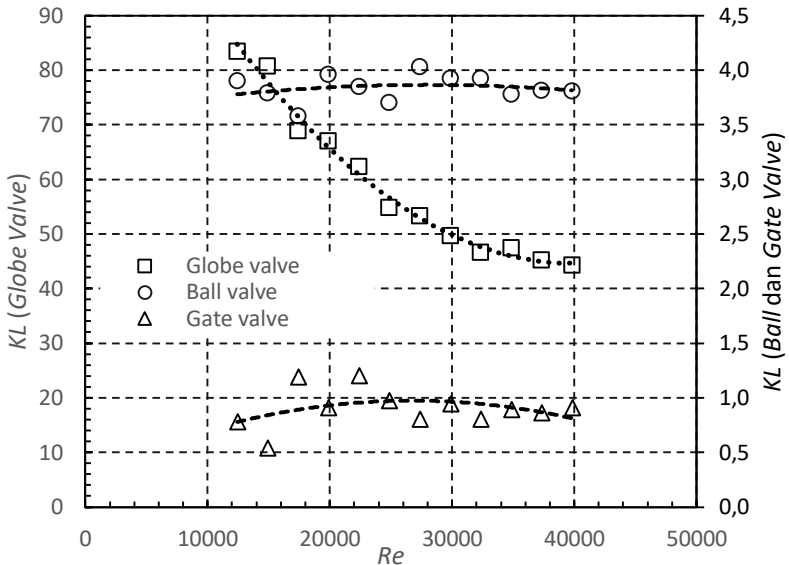
Berdasarkan teori yang ada bahwa untuk mendapatkan K_L diperoleh dari persamaan *head loss* minor yang telah dimodifikasi menjadi $K_L = 2 \frac{\Delta P}{\rho \bar{V}^2}$ sesuai dengan persamaan 2.14. Dari persamaan tersebut diketahui bahwa K_L dipengaruhi oleh perubahan *pressure* (ΔP) yang didapatkan dari perhitungan pada beda ketinggian manometer raksa (Δh). Nilai Δh pada manometer raksa berubah ubah seiring dengan kenaikan nilai debit yang diatur pada *rotameter*. Perubahan nilai K_L juga dipengaruhi oleh nilai kuadrat dari kecepatan (\bar{V}^2) yang didapat dari perubahan pada nilai debit (Q) yang digunakan sesuai persamaan 2.2, yaitu $Q = V A$ sehingga semakin besar nilai debit yang diatur pada *rotameter* maka nilai kecepatan (V) yang dihasilkan juga seiring naik bersamaan dengan kenaikan *Reynolds number* sesuai persamaan 2.3, yaitu $Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$ dan berbanding terbalik terhadap nilai K_L dengan kenaikan nilai *Reynolds number*.

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan untuk meneliti *loss coefficient* (K_L) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan bukaan 50% telah sesuai dengan teori yang ada

dimana ketiga jenis *valve* yang digunakan memiliki nilai K_L yang turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number*-nya. Namun rata-rata nilai K_L yang dihasilkan khususnya pada *gate valve* adalah sebesar 5,373 dimana belum berkesesuaian dengan literatur pada tabel 2.4 dengan bukaan 50% seharusnya diperoleh K_L sebesar 2,1. Sedangkan untuk nilai *loss coefficient* (K_L) terbesar diperoleh pada *globe valve* yang telah sesuai dengan teori yang ada dimana sesuai dengan fungsinya, *globe valve* digunakan untuk mengontrol laju aliran jika dibandingkan pada *ball valve* dan *gate valve* yang hanya untuk membuka dan menutup laju aliran fluida.

4.4.3 *Loss Coefficient* pada *Gate Valve*, *Globe Valve*, dan *Ball Valve* pada Bukaan 75%

Analisa terkait *loss coefficient* pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* pada bukaan 75% dilakukan dengan mengacu pada data kuantitatif yang diperoleh dari proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi debit yang telah ditentukan. Data kuantitatif yang telah diolah merupakan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re). Dari analisa ini dapat diketahui karakteristik aliran yang melalui *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan bukaan 75%. Eksperimen dilakukan pada debit 10 L/min hingga maksimal pada debit 32 L/min untuk menyeragamkan kapasitas aliran pada masing-masing jenis *valve* dengan kenaikan debit 2 L/min. Gambar 4.8 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan bukaan 75%.



Gambar 4.8 Grafik hubungan *loss coefficient* (K_L) dan *Reynolds number* (Re) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* pada bukaan 75%

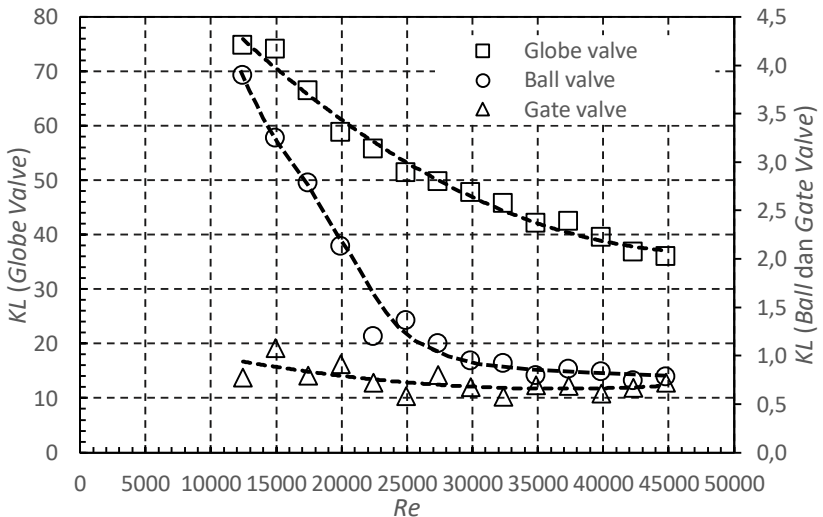
Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa pada *gate valve* dan *ball valve* dengan bukaan 75% memiliki *trendline* yang naik dan turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Sedangkan pada *globe valve* memiliki *trendline* yang turun dengan membentuk parabolik pada rentang *Reynolds number* yang digunakan. Pada *gate valve*, nilai K_L sebesar 0,780 pada debit 10 L/min dengan Re sebesar $1,2 \times 10^4$ dan pada debit maksimal 32 L/min dengan Re sebesar $3,9 \times 10^4$ memiliki K_L sebesar 0,914. Sedangkan pada *ball valve*, nilai K_L sebesar 3,898 pada debit 10 L/min dengan Re sebesar $1,2 \times 10^4$ dan pada debit maksimal 32 L/min dengan Re sebesar $3,9 \times 10^4$ memiliki K_L sebesar 3,807. Untuk *globe valve*, pada debit minimum 10 L/min dengan Re $1,2 \times 10^4$ diperoleh K_L sebesar 83,415 dan turun hingga 44,232 pada debit maksimal 32 L/min dengan Re $3,9 \times 10^4$.

Berdasarkan teori yang ada bahwa untuk mendapatkan K_L diperoleh dari persamaan *head loss* minor yang telah dimodifikasi menjadi $K_L = 2 \frac{\Delta P}{\rho \bar{V}^2}$ sesuai dengan persamaan 2.14. Dari persamaan tersebut diketahui bahwa K_L dipengaruhi oleh perubahan *pressure* (ΔP) yang didapatkan dari perhitungan pada beda ketinggian manometer raksa (Δh). Nilai Δh pada manometer raksa berubah ubah seiring dengan kenaikan nilai debit yang diatur pada *rotameter*. Perubahan nilai K_L juga dipengaruhi oleh nilai kuadrat dari kecepatan (\bar{V}^2) yang didapat dari perubahan pada nilai debit (Q) yang digunakan sesuai persamaan 2.2, yaitu $Q = V A$ sehingga semakin besar nilai debit yang diatur pada *rotameter* maka nilai kecepatan (V) yang dihasilkan juga seiring naik bersamaan dengan kenaikan *Reynolds number* sesuai persamaan 2.3, yaitu $Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$ dan berbanding terbalik terhadap nilai K_L dengan kenaikan nilai *Reynolds number*.

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan untuk meneliti *loss coefficient* (K_L) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan bukaan 75% belum sesuai dengan teori yang ada khususnya pada kedua jenis *valve*, yaitu *gate valve* dan *ball valve* dimana *trendline* yang dihasilkan naik dan turun seiring kenaikan *Reynolds number*-nya dan pada *gate valve* dengan rata-rata nilai K_L yang dihasilkan sebesar 0,903 dimana belum berkesesuaian dengan literatur pada tabel 2.4 dengan bukaan 75% seharusnya diperoleh K_L sebesar 0,26. Sedangkan untuk nilai *loss coefficient* (K_L) terbesar diperoleh pada *globe valve* yang telah sesuai dengan teori yang ada dimana sesuai dengan fungsinya, *globe valve* digunakan untuk mengontrol laju aliran jika dibandingkan pada *ball valve* dan *gate valve* yang hanya untuk membuka dan menutup laju aliran fluida.

4.4.4 Loss Coefficient pada Gate Valve, Globe Valve, dan Ball Valve pada Buka 100%

Analisa terkait *loss coefficient* pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* pada buka 100% dilakukan dengan mengacu pada data kuantitatif yang diperoleh dari proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi debit yang telah ditentukan. Data kuantitatif yang telah diolah merupakan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re). Dari analisa ini dapat diketahui karakteristik aliran yang melalui *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan buka 100%. Eksperimen dilakukan pada debit 10 L/min hingga maksimal pada debit 36 L/min untuk menyeragamkan kapasitas aliran pada masing-masing jenis *valve* dengan kenaikan debit 2 L/min. Gambar 4.9 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) terhadap *Reynolds number* (Re) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan buka 100%.



Gambar 4.9 Grafik hubungan *loss coefficient* (K_L) dan *Reynolds number* (Re) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* pada buka 100%

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa pada *gate valve* dan *ball valve* dengan bukaan 100% memiliki *trendline* yang turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Begitu juga pada *globe valve* memiliki *trendline* yang turun dengan membentuk parabolik pada rentang *Reynolds number* yang digunakan. Pada *gate valve*, nilai K_L sebesar 0,780 pada debit 10 L/min dengan Re sebesar $1,2 \times 10^4$ dan pada debit maksimal 36 L/min dengan Re sebesar $4,4 \times 10^4$ memiliki K_L sebesar 0,722. Sedangkan pada *ball valve*, nilai K_L sebesar 3,898 pada debit 10 L/min dengan Re sebesar $1,2 \times 10^4$ dan pada debit maksimal 36 L/min dengan Re sebesar $4,4 \times 10^4$ memiliki K_L sebesar 0,782. Untuk *globe valve*, pada debit minimum 10 L/min dengan Re $1,2 \times 10^4$ diperoleh K_L sebesar 74,840 dan turun hingga 36,031 pada debit maksimal 36 L/min dengan Re $4,4 \times 10^4$.

Berdasarkan teori yang ada bahwa untuk mendapatkan K_L diperoleh dari persamaan *head loss* minor yang telah dimodifikasi menjadi $K_L = 2 \frac{\Delta P}{\rho \bar{V}^2}$ sesuai dengan persamaan 2.14. Dari persamaan tersebut diketahui bahwa K_L dipengaruhi oleh perubahan *pressure* (ΔP) yang didapatkan dari perhitungan pada beda ketinggian manometer raksa (Δh). Nilai Δh pada manometer raksa berubah ubah seiring dengan kenaikan nilai debit yang diatur pada *rotameter*. Perubahan nilai K_L juga dipengaruhi oleh nilai kuadrat dari kecepatan (\bar{V}^2) yang didapat dari perubahan pada nilai debit (Q) yang digunakan sesuai persamaan 2.2, yaitu $Q = V A$ sehingga semakin besar nilai debit yang diatur pada *rotameter* maka nilai kecepatan (V) yang dihasilkan juga seiring naik bersamaan dengan kenaikan *Reynolds number* sesuai persamaan 2.3, yaitu $Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$ dan berbanding terbalik terhadap nilai K_L dengan kenaikan nilai *Reynolds number*.

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan untuk meneliti *loss coefficient* (K_L) pada *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* dengan bukaan 100% sudah sesuai dengan teori yang ada dimana pada ketiga jenis *valve*, yaitu *gate valve*, *globe valve*, dan *ball valve* memiliki *trendline* yang turun seiring dengan

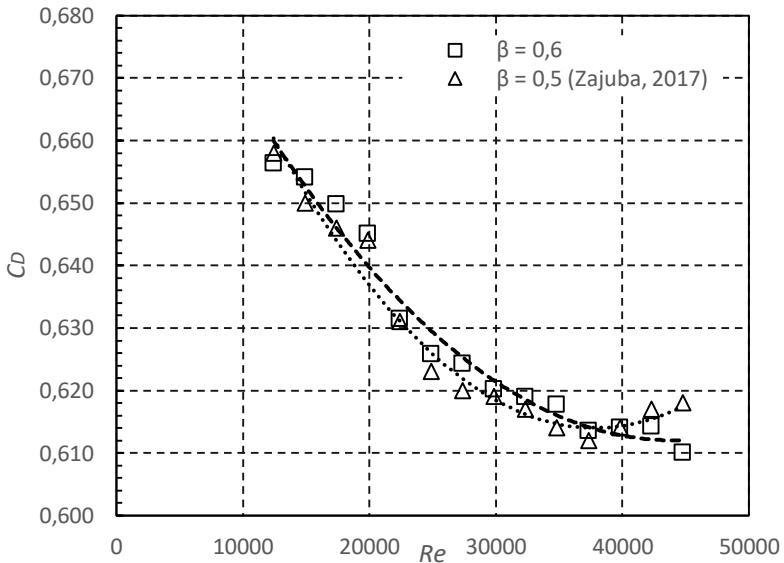
kenaikan *Reynolds number*-nya. Pada ketiga jenis *valve* yang digunakan didapatkan rata-rata nilai K_L pada *gate valve* sebesar 0,738, pada *globe valve* sebesar 51,567, dan pada *ball valve* sebesar 1,546. Namun hasil rata-rata nilai K_L ini belum berkesesuaian dengan literatur yang ada seperti pada tabel 2.4 dimana nilai K_L seharusnya yang diperoleh pada *valve* bukaan 100% atau *fully open* adalah sebesar 0,15 pada *gate valve*, 10 pada *globe valve*, dan 0,05 pada *ball valve*. Perbedaan yang cukup jauh antara hasil yang diperoleh dari eksperimen dengan literatur yang ada pada tabel 2.4 dapat terjadi karena pembacaan manometer raksa dengan level yang masih fluktuatif, sehingga pembacaannya kurang akurat dan pada peletakkan posisi *downstream* dari *pressure tap* yang belum baik yang masih menimbulkan gelembung udara pada aliran pada rentan kapasitas awal hingga menengah. Untuk nilai *loss coefficient* (K_L) terbesar diperoleh pada *globe valve* yang telah sesuai dengan teori yang ada dimana sesuai dengan fungsinya, *globe valve* digunakan untuk mengontrol laju aliran jika dibandingkan pada *ball valve* dan *gate valve* yang hanya untuk membuka dan menutup laju aliran fluida.

4.5 Analisa Discharge Coefficient pada Orifice

Analisa *discharge coefficient* pada *orifice* dilakukan pada *line II* dengan rasio $\beta = 0,6$ (perbandingan diameter *orifice* terhadap *diameter inside* pipa) pada sistem perpipaan. Analisa dilakukan secara kuantitatif melalui *loss coefficient* pada setiap bukaan dan jenis *valve* yang didapatkan lewat eksperimen serta hubungan grafik *discharge coefficient* (C_D) dengan *Reynolds number* (Re). Gambar 4.1 menunjukkan ilustrasi sistem perpipaan yang digunakan pada *line II* untuk pengujian pada *orifice* yang terkhusus pada penempatan *pressure tap* pada titik (b) dan (b').

Analisa terkait *discharge coefficient* pada *orifice* dilakukan dengan mengacu pada data kuantitatif yang diperoleh dari proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi debit yang telah ditentukan. Data kuantitatif yang telah diolah merupakan grafik hubungan nilai *discharge*

coefficient (C_D) terhadap *Reynolds number* (Re). Dari analisa ini dapat diketahui karakteristik aliran yang melalui *orifice* dengan $\beta = 0,6$. Eksperimen dilakukan pada debit 10 L/min hingga debit akhir 36 L/min dengan kenaikan debit 2 L/min. Gambar 4.10 menunjukkan grafik hubungan nilai *discharge coefficient* (C_D) terhadap *Reynolds number* (Re) pada *orifice*.



Gambar 4.10 Grafik hubungan *discharge coefficient* (C_D) dan *Reynolds number* (Re) pada *orifice*

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *trendline* pada *orifice* dengan $\beta = 0,6$ dan $\beta = 0,5$ mengalami penurunan perlahan dengan bentuk parabolik dari debit awal 10 L/min hingga debit akhir 36 L/min seiring dengan kenaikan *Reynolds number*. Data hasil eksperimen dengan debit 10 L/min dan Re sebesar $1,24 \times 10^4$ didapatkan C_D maksimum pada *orifice* ($\beta = 0,6$) sebesar 0,656 dan pada *orifice* ($\beta = 0,5$) sebesar 0,658. Selanjutnya *trendline* pada masing-masing rasio β mengalami penurunan hingga pada debit 28 L/min. Selanjutnya pada *orifice* ($\beta = 0,6$) C_D turun dan

konstan hingga debit terakhir 36 L/min, sedangkan pada *orifice* ($\beta = 0,5$) C_D naik hingga debit akhir 36 L/min. Nilai C_D minimum pada *orifice* ($\beta = 0,6$) berada pada debit 36 L/min dengan $Re = 44795$ sebesar 0,610, sedangkan *orifice* ($\beta = 0,5$) berada pada debit 30 L/min dengan $Re = 37329$ sebesar 0,612. Dari grafik diatas juga dapat terlihat bahwa penggunaan $\beta = 0,6$ memiliki rata-rata nilai C_D lebih tinggi dibandingkan pada $\beta = 0,5$.

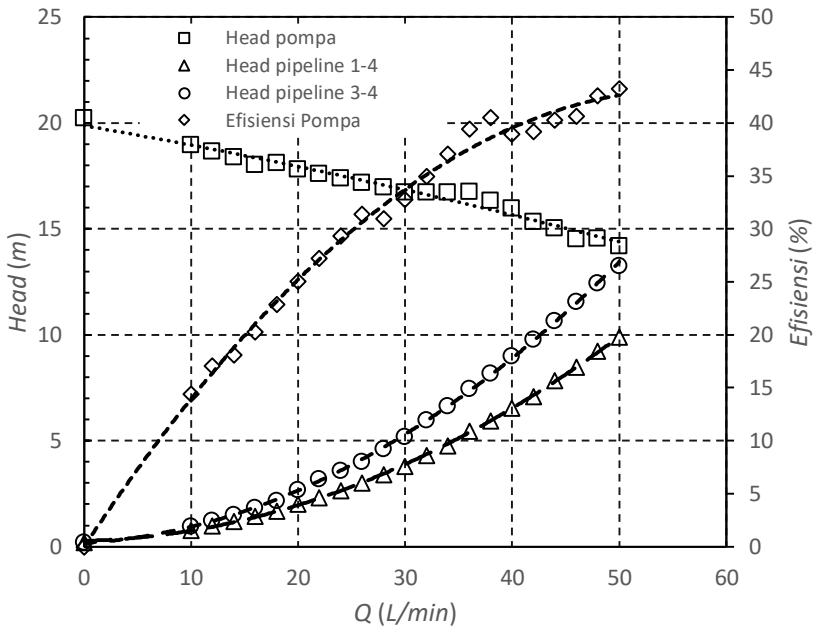
Berdasarkan teori yang ada bahwa untuk mendapatkan *discharge coefficient* (C_D) diperoleh dari persamaan *bernouli* yang telah dimodifikasi menjadi $C_D = \frac{Q \sqrt{\rho[1-\beta^4]}}{A_2 \sqrt{2\Delta P}}$ sesuai dengan persamaan 2.20. Dari persamaan tersebut diketahui bahwa C_D dipengaruhi oleh perubahan debit (Q) dan perubahan *pressure* (ΔP) yang didapatkan dari perhitungan pada beda ketinggian manometer raksa (Δh) yang berubah ubah seiring dengan kenaikan nilai debit yang diatur pada *rotameter*. Berdasarkan persamaan 2.2, yaitu $Q = V A$, diketahui nilai kecepatan (V) berbanding lurus dengan nilai debit (Q). Semakin tinggi kenaikan debit seiring dengan kenaikan pada kecepatan aliran, maka bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula sesuai persamaan 2.3 ($Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$). Sehingga kecepatan aliran (V) berbanding lurus dengan nilai (C_D) dan Re .

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan untuk meneliti *discharge coefficient* pada *orifice* sudah sesuai dengan teori yang ada dimana nilai C_D turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number* dan konstan hingga pada *Reynolds number* tertentu. Pada gambar 2.15 dengan penggunaan berbagai macam rasio β yang dijadikan sebagai acuan dalam eksperimen telah menunjukkan kesesuaian dengan hasil eksperimen dimana pada penggunaan *orifice* dengan rasio $\beta = 0,6$ memiliki nilai C_D yang lebih tinggi dibandingkan *orifice* dengan rasio $\beta = 0,5$. Pada gambar 2.15 tersebut juga menunjukkan kesesuaian terhadap rata-rata nilai C_D dimana pada rasio $\beta = 0,6$ dengan rentang debit 18 – 28 L/min atau dengan rentang *Reynolds number* $2,4 \times 10^4 - 3,4 \times$

10^4 memiliki nilai $C_D = 0,631 - 0,618$ dan pada literature dengan rentang *Reynolds number* tersebut memiliki nilai C_D sebesar 0,632 hingga 0,618. Namun pada kondisi *Reynolds number* $< 2,4 \times 10^4$ nilai C_D yang dihasilkan melebihi data literatur dan pada *Reynolds number* $> 3,4 \times 10^4$ nilai C_D yang dihasilkan belum memenuhi data literatur. Ketidaksesuaian ini terjadi pada kondisi kapasitas rendah dan tinggi dimana saat proses pengambilan data pada pembacaan manometer raksa masih belum akurat yang ditandai dengan fluktuasi level fluida raksa yang digunakan.

4.6 Analisa Performa Pompa

Analisa performa pompa dilakukan pada masing-masing komponen yang berhubungan pada kurva karakteristik pompa yang terdiri atas *head* pompa, *head pipeline*, dan efisiensi pompa terhadap kapasitas aliran. Analisa dilakukan pada penggunaan pompa *MQC 175* dengan daya pompa 300 Watt dan putaran 2850 rpm dilakukan dengan mengacu pada data kuantitatif yang diperoleh dari proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi debit yang telah ditentukan. Data kuantitatif yang telah diolah merupakan grafik karakteristik kerja pompa yang terdiri dari *head* pompa dalam satuan meter pada posisi ordinat primer, efisiensi pompa dalam persentase yang terletak pada ordinat sekunder, dan kapasitas aliran dalam satuan L/min yang terletak pada absis primer. Dari analisa ini dapat diketahui performa pompa *MQC 175*. Eksperimen dilakukan pada debit 0 L/min hingga maksimal pada debit 50 L/min dengan kenaikan debit 2 L/min. Gambar 4.11 menunjukkan grafik karakteristik kerja pompa *MQC 175*.



Gambar 4.11 Grafik kurva karakteristik kerja pompa MQC 175

Dari grafik diatas menampilkan empat buah kurva, dimana keempat kurva tersebut terdiri atas kurva $Q - H$ pompa, kurva *head pipeline* 1-4 ($H_{PL\ 1-4}$), kurva *head pipeline* 3-4 ($H_{PL\ 3-4}$), dan kurva efisiensi pompa. Terlihat pada kurva $Q - H$ pompa memiliki *trendline* yang menurun seiring dengan kenaikan kapasitas aliran. Saat debit minimal 0 L/min *head* pompa (H_P) yang dihasilkan sebesar 20,23 m dan terus menurun hingga debit maksimum pada 50 L/min dengan nilai H_P sebesar 14,20 m. Untuk kurva *head pipeline* 1-4 ($H_{PL\ 1-4}$) didapatkan dari operasi perhitungan *head loss* yang melalui komponen *discharge* pompa setelah *gate valve*, *line I*, *line IV*, dan komponen akhir yang menuju tandon dengan bentuk *trendline* yang meningkat seiring dengan kenaikan kapasitas aliran dengan $H_{PL\ 1-4}$ maksimum berada pada debit 50 L/min sebesar 9,88 m. Untuk kurva *head pipeline* 3-4

($H_{PL\ 3-4}$) juga didapatkan dari operasi perhitungan *head loss* yang melalui komponen *discharge* pompa setelah *gate valve*, *line III*, *line IV*, dan komponen akhir yang menuju tandon dengan bentuk *trendline* yang meningkat seiring dengan kenaikan kapasitas aliran dengan $H_{PL\ 3-4}$ maksimum berada pada debit 50 L/min sebesar 13,25 m. Sedangkan untuk kurva efisiensi pompa memiliki *trendline* yang meningkat seiring dengan kenaikan kapasitas aliran. Efisiensi maksimum berada pada debit maksimal 50 L/min sebesar 43,27%.

Dalam kurva karakteristik kerja pompa memiliki 2 jenis titik utama, yaitu titik kerja (*work point*) dan titik efisiensi maksimum atau *best efficiency point (BEP)*. Pada kurva karakteristik kerja pompa *MQC 175* diatas, titik kerja (*work point*) diperoleh dari perpotongan antara kurva $Q - H$ pompa dengan kurva *head pipeline*. Sedangkan untuk *best efficiency point (BEP)* diperoleh saat perpotongan antara kurva $Q - H$ pompa dengan kurva *head pipeline* dengan kapasitas aliran yg sama terhadap kurva efisiensi pompa.

Pada gambar 4.11 diatas, titik efisiensi maksimum (*best efficiency point, BEP*) diperoleh pada kondisi kapasitas maksimum, yaitu 50 L/min dengan efisiensi 43,27%. Untuk titik kerja (*work point*) tidak dijumpai pada eksperimen yang dilakukan baik pada *head pipeline 1-4* ($H_{PL\ 1-4}$) maupun pada *head pipeline 3-4* ($H_{PL\ 3-4}$). Hal ini terjadi karena kurva $Q - H$ pompa dengan kurva *head pipeline 1-4* dan juga dengan kurva *head pipeline 3-4* belum mengalami perpotongan dalam rentang kapasitas 10 L/min hingga 50 L/min yang digunakan dalam eksperimen. Tidak adanya titik perpotongan antara kurva *head* pompa dengan kurva *head pipeline* dapat disebabkan oleh instalasi sistem perpipaan yang digunakan dimana pompa sudah tidak dapat menaikkan kapasitas aliran yang sesuai dengan spesifikasi pada pompa.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil eksperimen yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa:

1. Nilai *friction factor* (f) yang dihasilkan dari eksperimen semakin turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number* baik pada penggunaan pipa *PVC* dan *acrylic*. *Friction factor* (f) rata-rata terbesar diperoleh pada material pipa berbahan *acrylic* sebesar 0,059.
2. Nilai *relative roughness* (e/D) yang dihasilkan dari eksperimen relatif konstan pada rentang *Reynolds number* $> 2,3 \times 10^4$ pada masing-masing material pipa berbahan *PVC* dan *acrylic*. Untuk nilai *absolute roughness* (e) yang dihasilkan pada pipa berbahan *PVC* (*line I*) sebesar 0,24 mm dan pada pipa berbahan *acrylic* (*line III*) memiliki nilai *absolute roughness* (e) sebesar 0,22 mm.
3. Nilai *loss coefficient* (K_L) pada *fitting elbow* yang dihasilkan dari eksperimen semakin turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number* yang digunakan. Nilai *loss coefficient* (K_L) tertinggi pada jenis *elbow* yang digunakan berturut-turut pada *standard radius elbow* 90° , *long radius elbow* 90° , dan *elbow* 45° .
4. Nilai *loss coefficient* (K_L) pada *fitting sudden* yang dihasilkan dari eksperimen semakin turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number* yang digunakan. Nilai *loss coefficient* (K_L) tertinggi pada jenis *sudden* yang digunakan secara berurutan diperoleh pada *sudden enlargement* dan *sudden contraction* dengan penggunaan *area ratio* (AR) $\leq 0,375$.
5. Nilai *loss coefficient* (K_L) pada *valve* yang dihasilkan dari eksperimen semakin turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number* yang dikehendaki. Nilai *loss coefficient* (K_L) tertinggi pada bukaan *valve* untuk ketiga jenis *valve*

yang digunakan berturut-turut pada bukaan 25%, 50%, 75%, dan 100%. Penggunaan *globe valve* yang memiliki fungsi mengatur laju aliran memiliki nilai *loss coefficient* (K_L) yang lebih tinggi jika dibandingkan pada *gate valve* dan *ball valve* yang hanya berfungsi untuk membuka dan menutup aliran.

6. Nilai *discharge coefficient* (C_D) pada *orifice* ($\beta = 0,6$) yang dihasilkan dari eksperimen semakin turun seiring dengan kenaikan *Reynolds number* yang dikehendaki. Pada *orifice* ($\beta = 0,6$) rata-rata memiliki nilai *discharge coefficient* (C_D) yang lebih tinggi jika dibandingkan pada *orifice* ($\beta = 0,5$).

5.2 Saran

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan terhadap *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* dengan menggunakan pompa sentrifugal *MQC 175*, terdapat beberapa saran yang dapat diberikan untuk memperbaiki dan meningkatkan kembali performa dari sistem perpipaan dan pompa yang digunakan. Adapun saran-saran tersebut adalah sebagai berikut:

1. Perlunya dilakukan pembersihan dan perawatan terhadap komponen *fitting* perpipaan terutama *fitting* pada *line IV*, sehingga analisa terkait *head loss* minornya dapat akurat.
2. Perlunya dilakukan simulasi numerik pada *valve*, untuk melihat fenomena aliran fluida yang mengalir di dalamnya, sehingga dapat menambah dan mendukung analisa terhadap penggunaan *valve*.

DAFTAR PUSTAKA

- Dahmani Z. S. 2017. “Studi Karakteristik Pompa Sentrifugal dan *Cussons Friction Loss Apparatus* dengan Modifikasi *Orifice* dan *Ball Valve*”. Indonesia: Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
- Larock B. E., Jeppson R. W., Watters G. Z. 2000. “*Hydraulics of Pipeline System*”. United States of America: CRC Press
- Menon E. S. 2005. “*Gas Pipeline Hydraulics*”. United States of America: Taylor & Francis Group
- Munson B. R., Young D. F., Okiishi T.H., Huebsch W. W. 2009. “*Fundamentals of Fluid Mechanics Sixth Edition*. United States of America: John Wiley & Sons, Inc
- Napitipulu F. 2015. “Analisa dan Pengujian Karakteristik Aliran pada *Cussons Friction Loss In Pipe Apparatus & Single Stage Centrifugal Pump*, Modifikasi *Line* Pipa dengan Penambahan *Globe Valve, Gate Valve, dan Ball Valve*”. Indonesia: Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
- Pritchard P. J., Leylegian J.C. 2011. “*Fox and McDonalds Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition*. United States of America: John Wiley & Sons, Inc
- Pudjanarsa A., Nursuhud D. 2013. “Mesin Konversi Energi”. Indonesia: ANDI Yogyakarta
- Sriyono D. 1992. “Turbin, Pompa, dan Kompresor”. Indonesia: Erlangga
- Syabana K. E. 2016. “Studi & Pengujian Karakteristik Aliran pada *Cussons Friction Loss In Pipe Apparatus & Single Stage Centrifugal Pump*, Modifikasi Penambahan *Orifice* dan *Ball Valve*”. Indonesia: Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
- Westaway C.R., Loomis A.W. 1984. “*Cameron Hydraulic Data Sixteenth Edition*”. United States of America: Ingersoll-Rand Company

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

A.1 Friction Factor (f) pada Line I (PVC)

Q (L/min)	V (m/s)	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Re	f
10	0,329	49,6	50,2	0,006	798,095	9332	0,125
12	0,395	49,6	50,3	0,007	931,110	11199	0,101
14	0,461	49,6	50,4	0,008	1064,126	13065	0,085
16	0,527	49,5	50,4	0,009	1197,142	14932	0,073
18	0,592	49,5	50,5	0,01	1330,158	16798	0,064
20	0,658	49,5	50,5	0,01	1330,158	18665	0,052
22	0,724	49,4	50,5	0,011	1463,173	20531	0,047
24	0,790	49,3	50,6	0,013	1729,205	22398	0,047
26	0,856	49,2	50,5	0,013	1729,205	24264	0,040
28	0,921	49,1	50,6	0,015	1995,236	26130	0,040
30	0,987	49	50,8	0,018	2394,284	27997	0,042
32	1,053	48,8	51	0,022	2926,347	29863	0,045
34	1,119	48,7	51,1	0,024	3192,378	31730	0,043
36	1,185	48,6	51,1	0,025	3325,394	33596	0,040
38	1,251	48,4	51,2	0,028	3724,441	35463	0,040
40	1,316	48,3	51,2	0,029	3857,457	37329	0,038
42	1,382	48,2	51,3	0,031	4123,488	39196	0,037
44	1,448	48,1	51,4	0,033	4389,520	41062	0,036
46	1,514	48	51,5	0,035	4655,551	42929	0,035
48	1,580	47,8	51,6	0,038	5054,599	44795	0,034
50	1,645	47,7	51,7	0,04	5320,630	46662	0,033

$$D = 1 \text{ in}$$

$$L = 3 \text{ m}$$

$$SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.2 Friction Factor (*f*) pada Line III (acrylic)

Q (L/min)	V (m/s)	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Re	f
10	0,585	48,9	50,9	0,02	2660,315	12443	0,198
12	0,702	48,9	50,9	0,02	2660,315	14932	0,138
14	0,819	48,9	50,9	0,02	2660,315	17420	0,101
16	0,936	48,9	51	0,021	2793,331	19909	0,081
18	1,053	48,9	51	0,021	2793,331	22398	0,064
20	1,170	48,8	51	0,022	2926,347	24886	0,054
22	1,287	48,8	51,1	0,023	3059,362	27375	0,047
24	1,404	48,7	51,1	0,024	3192,378	29863	0,041
26	1,521	48,5	51,3	0,028	3724,441	32352	0,041
28	1,638	48,2	51,5	0,033	4389,520	34841	0,042
30	1,755	47,9	51,7	0,038	5054,599	37329	0,042
32	1,872	47,7	51,9	0,042	5586,662	39818	0,041
34	1,989	47,3	52,3	0,05	6650,788	42306	0,043
36	2,106	46,9	52,6	0,057	7581,898	44795	0,044
38	2,223	46,6	52,8	0,062	8246,977	47284	0,043
40	2,340	46,4	52,9	0,065	8646,024	49772	0,040
42	2,457	46,4	52,9	0,065	8646,024	52261	0,036
44	2,574	46,3	53	0,067	8912,055	54750	0,034
46	2,691	46,2	53	0,068	9045,071	57238	0,032
48	2,808	46	53,1	0,071	9444,118	59727	0,031

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$L = 1,5 \text{ m} \quad \rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

**A.3 Loss Coefficient (K_L) pada Long Radius Elbow 90°
pada Line IV**

Q (L/min)	V (m/s)	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Re	Kl
10	0,585	49,7	50,1	0,004	133,016	12443	0,780
12	0,702	49,6	50,2	0,006	199,524	14932	0,812
14	0,819	49,5	50,3	0,008	266,032	17420	0,795
16	0,936	49,4	50,4	0,01	332,539	19909	0,761
18	1,053	49,3	50,4	0,011	365,793	22398	0,662
20	1,170	49,2	50,5	0,013	432,301	24886	0,633
22	1,287	49,1	50,7	0,016	532,063	27375	0,644
24	1,404	49	50,8	0,018	598,571	29863	0,609
26	1,521	48,8	51	0,022	731,587	32352	0,634
28	1,638	48,6	51,1	0,025	831,348	34841	0,621
30	1,755	48,4	51,3	0,029	964,364	37329	0,628
32	1,872	48,2	51,4	0,032	1064,126	39818	0,609
34	1,989	48	51,6	0,036	1197,142	42306	0,607
36	2,106	47,8	51,7	0,039	1296,904	44795	0,586
38	2,223	47,7	51,9	0,042	1396,665	47284	0,567
40	2,340	47,4	52,1	0,047	1562,935	49772	0,573
42	2,457	47,2	52,3	0,051	1695,951	52261	0,563
44	2,574	46,9	52,5	0,056	1862,221	54750	0,564
46	2,691	46,7	52,7	0,06	1995,236	57238	0,553
48	2,808	46,4	53	0,066	2194,760	59727	0,558
50	2,925	46,3	53,3	0,07	2327,776	62215	0,546

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

**A.4 Loss Coefficient (K_L) pada Standard Radius Elbow
90° pada Line IV**

Q (L/min)	V (m/s)	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Re	Kl
10	0,585	49,8	50,1	0,003	399,047	12443	2,339
12	0,702	49,8	50,1	0,003	399,047	14932	1,624
14	0,819	49,8	50,2	0,004	532,063	17420	1,591
16	0,936	49,7	50,2	0,005	665,079	19909	1,523
18	1,053	49,6	50,3	0,007	931,110	22398	1,684
20	1,170	49,6	50,4	0,008	1064,126	24886	1,559
22	1,287	49,5	50,4	0,009	1197,142	27375	1,450
24	1,404	49,4	50,5	0,011	1463,173	29863	1,489
26	1,521	49,3	50,5	0,012	1596,189	32352	1,384
28	1,638	49,3	50,6	0,013	1729,205	34841	1,293
30	1,755	49,1	50,7	0,016	2128,252	37329	1,386
32	1,872	49,1	50,8	0,017	2261,268	39818	1,294
34	1,989	49	51	0,02	2660,315	42306	1,349
36	2,106	48,9	51,2	0,023	3059,362	44795	1,384
38	2,223	48,6	51,1	0,025	3325,394	47284	1,350
40	2,340	48,5	51,4	0,029	3857,457	49772	1,413
42	2,457	48,4	51,5	0,031	4123,488	52261	1,370
44	2,574	48,3	51,6	0,033	4389,520	54750	1,329
46	2,691	48,2	51,7	0,035	4655,551	57238	1,289
48	2,808	48	51,8	0,038	5054,599	59727	1,286
50	2,925	47,9	52	0,041	5453,646	62215	1,279

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.5 Loss Coefficient (K_L) pada Elbow 45° Line IV

Q (L/min)	V (m/s)	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Re	Kl
10	0,585	49,7	50	0,003	399,047	12443	2,339
12	0,702	49,7	50	0,003	399,047	14932	1,624
14	0,819	49,7	50	0,003	399,047	17420	1,193
16	0,936	49,8	50,1	0,003	399,047	19909	0,914
18	1,053	49,8	50,1	0,003	399,047	22398	0,722
20	1,170	49,8	50,1	0,003	399,047	24886	0,585
22	1,287	49,7	50	0,003	399,047	27375	0,483
24	1,404	49,7	50,1	0,004	532,063	29863	0,541
26	1,521	49,6	50,1	0,005	665,079	32352	0,577
28	1,638	49,5	50,1	0,006	798,095	34841	0,597
30	1,755	49,5	50,1	0,006	798,095	37329	0,520
32	1,872	49,5	50,2	0,007	931,110	39818	0,533
34	1,989	49,5	50,2	0,007	931,110	42306	0,472
36	2,106	49,4	50,3	0,009	1197,142	44795	0,541
38	2,223	49,4	50,3	0,009	1197,142	47284	0,486
40	2,340	49,3	50,3	0,01	1330,158	49772	0,487
42	2,457	49,3	50,2	0,009	1197,142	52261	0,398
44	2,574	49,3	50,2	0,009	1197,142	54750	0,362
46	2,691	49,2	50,3	0,011	1463,173	57238	0,405
48	2,808	49,2	50,3	0,011	1463,173	59727	0,372
50	2,925	49,1	50,4	0,013	1729,205	62215	0,405

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

**A.6 Loss Coefficient (K_L) pada Sudden Contraction Line
IV**

Q (L/min)	V (m/s)	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Re	Kl
10	0,585	49,8	50,1	0,003	399,047	12443	2,339
12	0,702	49,8	50,1	0,003	399,047	14932	1,624
14	0,819	49,8	50,1	0,003	399,047	17420	1,193
16	0,936	49,8	50,1	0,003	399,047	19909	0,914
18	1,053	49,7	50,1	0,004	532,063	22398	0,962
20	1,170	49,7	50,2	0,005	665,079	24886	0,974
22	1,287	49,7	50,2	0,005	665,079	27375	0,805
24	1,404	49,7	50,2	0,005	665,079	29863	0,677
26	1,521	49,7	50,3	0,006	798,095	32352	0,692
28	1,638	49,6	50,3	0,007	931,110	34841	0,696
30	1,755	49,6	50,3	0,007	931,110	37329	0,606
32	1,872	49,6	50,3	0,007	931,110	39818	0,533
34	1,989	49,6	50,3	0,007	931,110	42306	0,472
36	2,106	49,5	50,4	0,009	1197,142	44795	0,541
38	2,223	49,5	50,4	0,009	1197,142	47284	0,486
40	2,340	49,5	50,4	0,009	1197,142	49772	0,439
42	2,457	49,4	50,4	0,01	1330,158	52261	0,442
44	2,574	49,3	50,5	0,012	1596,189	54750	0,483
46	2,691	49,2	50,6	0,014	1862,221	57238	0,516
48	2,808	49,1	50,7	0,016	2128,252	59727	0,541
50	2,925	49	50,8	0,018	2394,284	62215	0,561

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

**A.7 Loss Coefficient (K_L) pada Sudden Enlargement
pada Line IV**

Q (L/min)	V (m/s)	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Re	Kl
10	0,585	49,7	50	0,003	399,047	12443	2,339
12	0,702	49,7	50,1	0,004	532,063	14932	2,165
14	0,819	49,6	50,1	0,005	665,079	17420	1,989
16	0,936	49,6	50,2	0,006	798,095	19909	1,827
18	1,053	49,6	50,2	0,006	798,095	22398	1,444
20	1,170	49,6	50,3	0,007	931,110	24886	1,364
22	1,287	49,6	50,3	0,007	931,110	27375	1,127
24	1,404	49,5	50,3	0,008	1064,126	29863	1,083
26	1,521	49,5	50,4	0,009	1197,142	32352	1,038
28	1,638	49,5	50,4	0,009	1197,142	34841	0,895
30	1,755	49,4	50,5	0,011	1463,173	37329	0,953
32	1,872	49,4	50,5	0,011	1463,173	39818	0,837
34	1,989	49,4	50,5	0,011	1463,173	42306	0,742
36	2,106	49,4	50,5	0,011	1463,173	44795	0,662
38	2,223	49,3	50,6	0,013	1729,205	47284	0,702
40	2,340	49,3	50,6	0,013	1729,205	49772	0,633
42	2,457	49,3	50,6	0,013	1729,205	52261	0,575
44	2,574	49,3	50,7	0,014	1862,221	54750	0,564
46	2,691	49,2	50,7	0,015	1995,236	57238	0,553
48	2,808	49,2	50,7	0,015	1995,236	59727	0,508
50	2,925	49,2	50,8	0,016	2128,252	62215	0,499

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.8 Loss Coefficient (K_L) pada Gate Valve dengan bukaan 25% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Kl
10	0,585	12443	49,6	51	0,014	1862,221	10,914
12	0,702	14932	49	51,5	0,025	3325,394	13,534
14	0,819	17420	48,4	52	0,036	4788,567	14,319
16	0,936	19909	47,8	52,7	0,049	6517,772	14,922
18	1,053	22398	47,1	53,4	0,063	8379,992	15,158
20	1,170	24886	46,3	54,1	0,078	10375,229	15,202
22	1,287	27375	45,6	54,6	0,09	11971,418	14,496
24	1,404	29863	44,7	55,6	0,109	14498,717	14,752
26	1,521	32352	43,8	56,5	0,127	16893,001	14,646
28	1,638	34841	42,6	57,6	0,15	19952,363	14,915
30	1,755	37329	41,5	58,7	0,172	22878,709	14,899
32	1,872	39818	40,1	60,1	0,2	26603,150	15,226
34	1,989	42306	38,7	61,4	0,227	30194,576	15,308
36	2,106	44795	37,1	62,9	0,258	34318,064	15,519
38	2,223	47284	35,7	64,2	0,285	37909,489	15,386
40	2,340	49772	34,1	65,8	0,317	42165,993	15,445
42	2,457	52261	32,6	67,2	0,346	46023,450	15,291

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.9 Loss Coefficient (K_L) pada Gate Valve dengan bukaan 50% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Kl
10	0,585	12443	49,7	50,8	0,011	1463,173	8,575
12	0,702	14932	49,5	51	0,015	1995,236	8,121
14	0,819	17420	49,4	51,2	0,018	2394,284	7,159
16	0,936	19909	49,3	51,2	0,019	2527,299	5,786
18	1,053	22398	49,1	51,4	0,023	3059,362	5,534
20	1,170	24886	49	51,5	0,025	3325,394	4,872
22	1,287	27375	48,9	51,6	0,027	3591,425	4,349
24	1,404	29863	48,7	51,7	0,03	3990,473	4,060
26	1,521	32352	48,6	51,8	0,032	4256,504	3,690
28	1,638	34841	48,4	52	0,036	4788,567	3,580
30	1,755	37329	48,2	52,1	0,039	5187,614	3,378
32	1,872	39818	48	52,3	0,043	5719,677	3,274
34	1,989	42306	47,8	51,5	0,037	4921,583	2,495
36	2,106	44795	47,6	51,6	0,04	5320,630	2,406
38	2,223	47284	47,4	51,7	0,043	5719,677	2,321
40	2,340	49772	47,2	53	0,058	7714,914	2,826
42	2,457	52261	46,8	53,2	0,064	8513,008	2,828
44	2,574	54750	46,6	53,4	0,068	9045,071	2,738
46	2,691	57238	46,3	53,6	0,073	9710,150	2,689
48	2,808	59727	46	53,8	0,078	10375,229	2,639

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.10 Loss Coefficient (K_L) pada Gate Valve dengan bukaan 75% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	K_L
10	0,585	12443	50,2	50,3	0,001	133,016	0,780
12	0,702	14932	50,2	50,3	0,001	133,016	0,541
14	0,819	17420	50,1	50,4	0,003	399,047	1,193
16	0,936	19909	50,1	50,4	0,003	399,047	0,914
18	1,053	22398	50	50,5	0,005	665,079	1,203
20	1,170	24886	50	50,5	0,005	665,079	0,974
22	1,287	27375	50	50,5	0,005	665,079	0,805
24	1,404	29863	49,9	50,6	0,007	931,110	0,947
26	1,521	32352	49,9	50,6	0,007	931,110	0,807
28	1,638	34841	49,8	50,7	0,009	1197,142	0,895
30	1,755	37329	49,7	50,7	0,01	1330,158	0,866
32	1,872	39818	49,6	50,8	0,012	1596,189	0,914
34	1,989	42306	49,3	51	0,017	2261,268	1,146
36	2,106	44795	49,2	51,1	0,019	2527,299	1,143
38	2,223	47284	49	51,3	0,023	3059,362	1,242
40	2,340	49772	48,6	51,6	0,03	3990,473	1,462
42	2,457	52261	48,3	52	0,037	4921,583	1,635
44	2,574	54750	47,7	52,3	0,046	6118,725	1,852
46	2,691	57238	47,4	52,6	0,052	6916,819	1,916
48	2,808	59727	47,2	52,7	0,055	7315,866	1,861

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.11 Loss Coefficient (K_L) pada Gate Valve dengan bukaan 100% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Kl
10	0,585	12443	50,2	50,3	0,001	133,016	0,780
12	0,702	14932	50,2	50,4	0,002	266,032	1,083
14	0,819	17420	50,2	50,4	0,002	266,032	0,795
16	0,936	19909	50,1	50,4	0,003	399,047	0,914
18	1,053	22398	50,1	50,4	0,003	399,047	0,722
20	1,170	24886	50,1	50,4	0,003	399,047	0,585
22	1,287	27375	50	50,5	0,005	665,079	0,805
24	1,404	29863	50	50,5	0,005	665,079	0,677
26	1,521	32352	50	50,5	0,005	665,079	0,577
28	1,638	34841	49,9	50,6	0,007	931,110	0,696
30	1,755	37329	49,8	50,6	0,008	1064,126	0,693
32	1,872	39818	49,8	50,6	0,008	1064,126	0,609
34	1,989	42306	49,7	50,7	0,01	1330,158	0,674
36	2,106	44795	49,6	50,8	0,012	1596,189	0,722
38	2,223	47284	49,4	50,9	0,015	1995,236	0,810
40	2,340	49772	49,1	51,1	0,02	2660,315	0,974
42	2,457	52261	48,9	51,2	0,023	3059,362	1,016
44	2,574	54750	48,7	51,4	0,027	3591,425	1,087
46	2,691	57238	48,5	51,6	0,031	4123,488	1,142
48	2,808	59727	48,3	51,7	0,034	4522,536	1,150

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.12 Loss Coefficient (K_L) pada Globe Valve dengan bukaan 25% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Kl
10	0,585	12443	29,1	70	0,409	54403,443	318,847
12	0,702	14932	24,2	75,5	0,513	68237,081	277,725
14	0,819	17420	18,8	80,9	0,621	82602,782	246,999
16	0,936	19909	10,3	88,6	0,783	104151,334	238,441
18	1,053	22398	4,4	95,3	0,909	120911,319	218,715
20	1,170	24886	0,6	99,8	0,992	131951,626	193,335

$$D = 0,75 \text{ in}$$

$$SG = 13,6$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.13 Loss Coefficient (K_L) pada Globe Valve dengan bukaan 50% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Kl
10	0,585	12443	41,6	58,2	0,166	22080,615	129,410
12	0,702	14932	39,2	60,2	0,21	27933,308	113,688
14	0,819	17420	37,3	62,4	0,251	33386,954	99,834
16	0,936	19909	35,8	64,9	0,291	38707,584	88,616
18	1,053	22398	31,4	68,3	0,369	49082,812	88,785
20	1,170	24886	28,4	71,2	0,428	56930,742	83,415
22	1,287	27375	26,1	73,4	0,473	62916,451	76,186
24	1,404	29863	21,5	78	0,565	75153,900	76,469
26	1,521	32352	18,9	80,7	0,618	82203,735	71,269
28	1,638	34841	15,3	83,9	0,686	91248,806	68,213
30	1,755	37329	11,9	87,3	0,754	100293,877	65,311

$$D = 0,75 \text{ in}$$

$$SG = 13,6$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.14 Loss Coefficient (K_L) pada Globe Valve dengan bukaan 75% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	K_L
10	0,585	12443	44,6	55,3	0,107	14232,685	83,415
12	0,702	14932	42,2	57,1	0,149	19819,347	80,665
14	0,819	17420	41,1	58,4	0,173	23011,725	68,810
16	0,936	19909	38,9	60,9	0,22	29263,465	66,995
18	1,053	22398	36,9	62,8	0,259	34451,080	62,318
20	1,170	24886	35,7	63,8	0,281	37377,426	54,765
22	1,287	27375	33,3	66,4	0,331	44028,214	53,314
24	1,404	29863	31,6	68,3	0,367	48816,781	49,671
26	1,521	32352	29,6	70	0,404	53738,364	46,590
28	1,638	34841	25,9	73,6	0,477	63448,514	47,431
30	1,755	37329	23,6	75,7	0,521	69301,207	45,129
32	1,872	39818	20,6	78,7	0,581	77282,152	44,232

$$D = 0,75 \text{ in}$$

$$SG = 13,6$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.15 Loss Coefficient (K_L) pada Globe Valve dengan bukaan 100% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	K _L
10	0,585	12443	45,1	54,7	0,096	12769,512	74,840
12	0,702	14932	43	56,7	0,137	18223,158	74,168
14	0,819	17420	41,6	58,3	0,167	22213,631	66,423
16	0,936	19909	40,2	59,5	0,193	25672,040	58,773
18	1,053	22398	38,3	61,5	0,232	30859,654	55,822
20	1,170	24886	36,7	63,1	0,264	35116,159	51,452
22	1,287	27375	34,4	65,3	0,309	41101,867	49,771
24	1,404	29863	32,2	67,5	0,353	46954,560	47,776
26	1,521	32352	29,9	69,6	0,397	52807,254	45,783
28	1,638	34841	28,6	71	0,424	56398,679	42,161
30	1,755	37329	25	74,1	0,491	65310,734	42,530
32	1,872	39818	23,7	75,7	0,52	69168,191	39,588
34	1,989	42306	22,2	76,8	0,546	72626,601	36,821
36	2,106	44795	19,6	79,5	0,599	79676,435	36,031

$$D = 0,75 \text{ in}$$

$$SG = 13,6$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.16 Loss Coefficient (K_L) pada Ball Valve dengan bukaan 25% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	K _L
10	0,585	12443	45,8	54	0,082	10907,292	63,925
12	0,702	14932	43,6	56,2	0,126	16759,985	68,213
14	0,819	17420	40,7	58,9	0,182	24208,867	72,389
16	0,936	19909	37,7	61,8	0,241	32056,796	73,390
18	1,053	22398	33,8	64,9	0,311	41367,899	74,830
20	1,170	24886	30,4	68,9	0,385	51211,065	75,034
22	1,287	27375	26,3	72,8	0,465	61852,325	74,897
24	1,404	29863	21,7	77,3	0,556	73956,758	75,251
26	1,521	32352	16,5	82,5	0,66	87790,396	76,113
28	1,638	34841	10,3	88,4	0,781	103885,302	77,660
30	1,755	37329	6,2	92,2	0,86	114393,547	74,493

$$D = 0,75 \text{ in}$$

$$SG = 13,6$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.17 Loss Coefficient (K_L) pada Ball Valve dengan bukaan 50% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	K _L
10	0,585	12443	48,7	51	0,023	3059,362	17,930
12	0,702	14932	48,1	51,6	0,035	4655,551	18,948
14	0,819	17420	47,5	52,2	0,047	6251,740	18,694
16	0,936	19909	47	52,8	0,058	7714,914	17,662
18	1,053	22398	46,1	53,6	0,075	9976,181	18,046
20	1,170	24886	45,2	54,5	0,093	12370,465	18,125
22	1,287	27375	44,3	55,3	0,11	14631,733	17,718
24	1,404	29863	43,4	56,2	0,128	17026,016	17,324
26	1,521	32352	42,2	57,3	0,151	20085,379	17,414
28	1,638	34841	41,2	58,3	0,171	22745,694	17,004
30	1,755	37329	39,5	59,9	0,204	27135,213	17,670
32	1,872	39818	38,2	61,1	0,229	30460,607	17,434
34	1,989	42306	36,7	62,6	0,259	34451,080	17,466
36	2,106	44795	35,1	64,1	0,29	38574,568	17,444
38	2,223	47284	33,3	65,8	0,325	43230,119	17,546
40	2,340	49772	31	68	0,37	49215,828	18,028
42	2,457	52261	29,9	69	0,391	52009,159	17,280

$$D = 0,75 \text{ in}$$

$$SG = 13,6$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.18 Loss Coefficient (K_L) pada Ball Valve dengan bukaan 75% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Kl
10	0,585	12443	49,6	50,1	0,005	665,079	3,898
12	0,702	14932	49,5	50,2	0,007	931,110	3,790
14	0,819	17420	49,4	50,3	0,009	1197,142	3,580
16	0,936	19909	49,2	50,5	0,013	1729,205	3,959
18	1,053	22398	49,1	50,7	0,016	2128,252	3,850
20	1,170	24886	48,9	50,8	0,019	2527,299	3,703
22	1,287	27375	48,6	51,1	0,025	3325,394	4,027
24	1,404	29863	48,4	51,3	0,029	3857,457	3,925
26	1,521	32352	48,1	51,5	0,034	4522,536	3,921
28	1,638	34841	47,9	51,7	0,038	5054,599	3,779
30	1,755	37329	47,6	52	0,044	5852,693	3,811
32	1,872	39818	47,3	52,3	0,05	6650,788	3,807
34	1,989	42306	46,9	52,6	0,057	7581,898	3,844
36	2,106	44795	46,6	52,8	0,062	8246,977	3,729
38	2,223	47284	46,3	53,1	0,068	9045,071	3,671
40	2,340	49772	45,8	53,5	0,077	10242,213	3,752
42	2,457	52261	45,4	53,9	0,085	11306,339	3,756
44	2,574	54750	45,1	54,2	0,091	12104,433	3,664
46	2,691	57238	44,6	54,6	0,1	13301,575	3,684
48	2,808	59727	44,3	54,8	0,105	13966,654	3,553

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.19 Loss Coefficient (K_L) pada Ball Valve dengan bukaan 100% pada Line III

Q (L/min)	V (m/s)	Re	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Kl
10	0,585	12443	49,6	50,1	0,005	665,079	3,898
12	0,702	14932	49,6	50,2	0,006	798,095	3,248
14	0,819	17420	49,5	50,2	0,007	931,110	2,784
16	0,936	19909	49,5	50,2	0,007	931,110	2,132
18	1,053	22398	49,6	50,1	0,005	665,079	1,203
20	1,170	24886	49,5	50,2	0,007	931,110	1,364
22	1,287	27375	49,5	50,2	0,007	931,110	1,127
24	1,404	29863	49,5	50,2	0,007	931,110	0,947
26	1,521	32352	49,4	50,2	0,008	1064,126	0,923
28	1,638	34841	49,4	50,2	0,008	1064,126	0,795
30	1,755	37329	49,3	50,3	0,01	1330,158	0,866
32	1,872	39818	49,2	50,3	0,011	1463,173	0,837
34	1,989	42306	49,2	50,3	0,011	1463,173	0,742
36	2,106	44795	49,1	50,4	0,013	1729,205	0,782
38	2,223	47284	49	50,4	0,014	1862,221	0,756
40	2,340	49772	49	50,4	0,014	1862,221	0,682
42	2,457	52261	48,9	50,5	0,016	2128,252	0,707
44	2,574	54750	48,8	50,5	0,017	2261,268	0,685
46	2,691	57238	48,8	50,5	0,017	2261,268	0,626
48	2,808	59727	48,7	50,5	0,018	2394,284	0,609

$$D = 0,75 \text{ in} \quad SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.20 Discharge Coefficient (C_D) pada Orifice pada Line II

Q (L/min)	β	V (m/s)	h1 (cm)	h2 (cm)	Δh (m)	ΔP (N/m ²)	Re	Cd	Cd Zajuba ($\beta = 0,5$)
10	0,6	0,585	48,9	50,9	0,02	2660,315	12443	0,656	0,658
12	0,6	0,702	48,5	51,4	0,029	3857,457	14932	0,654	0,650
14	0,6	0,819	47,9	51,9	0,04	5320,630	17420	0,650	0,646
16	0,6	0,936	47,3	52,6	0,053	7049,835	19909	0,645	0,644
18	0,6	1,053	46,4	53,4	0,07	9311,103	22398	0,631	0,631
20	0,6	1,170	45,6	54,4	0,088	11705,386	24886	0,626	0,623
22	0,6	1,287	44,7	55,4	0,107	14232,685	27375	0,624	0,620
24	0,6	1,404	43,7	56,6	0,129	17159,032	29863	0,620	0,619
26	0,6	1,521	42,5	57,7	0,152	20218,394	32352	0,619	0,617
28	0,6	1,638	41	58,7	0,177	23543,788	34841	0,618	0,614
30	0,6	1,755	39,4	60	0,206	27401,245	37329	0,614	0,612
32	0,6	1,872	38	61,4	0,234	31125,686	39818	0,614	0,614
34	0,6	1,989	36,6	63	0,264	35116,159	42306	0,614	0,617
36	0,6	2,106	34,9	64,9	0,3	39904,726	44795	0,610	0,618
38	0,6	2,223	33	66,4	0,334	44427,261	47284	0,610	
40	0,6	2,340	30,9	68,4	0,375	49880,907	49772	0,606	
42	0,6	2,457	28,9	70,3	0,414	55068,521	52261	0,606	
44	0,6	2,574	27,8	74,2	0,464	61719,309	54750	0,600	

$$D_{Pipa} = 0,75 \text{ in}$$

$$D_{Orifice} = 0,01143 \text{ in}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.21 Performa Pompa MQC 175

Q (L/mi n)	Ps (cm Hg)	Pd (psi)	V (Vol t)	I (A)	H _{PL} 1-4 (m)	H _{PL3-4} (m)	H _P (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η (%)
0	7	27	223	1,2	0,2	0,2	20,23	214,08	0	0
10	8	25	223	1,2	0,72	0,92	18,96	214,08	30,91	14,44
12	8,5	24,5	223	1,2	0,93	1,19	18,67	214,08	36,53	17,07
14	9	24	223	1,3	1,11	1,44	18,39	231,92	41,97	18,10
16	9	23,5	223	1,3	1,35	1,74	18,04	231,92	47,05	20,29
18	9,5	23,5	223	1,3	1,56	2,05	18,10	231,92	53,13	22,91
20	10	23	223	1,3	1,86	2,55	17,82	231,92	58,11	25,06
22	11	22,5	223	1,3	2,13	3,04	17,60	231,92	63,14	27,23
24	12	22	223	1,3	2,46	3,42	17,39	231,92	68,04	29,34
26	13	21,5	223	1,3	2,77	3,79	17,17	231,92	72,79	31,39
28	14	21	223	1,4	3,14	4,37	16,96	249,76	77,41	30,99
30	15	20,5	223	1,4	3,46	4,92	16,74	249,76	81,88	32,79
32	17,5	20	223	1,4	3,96	5,66	16,73	249,76	87,28	34,95
34	20	19,5	223	1,4	4,36	6,29	16,72	249,76	92,67	37,11
36	23	19	223	1,4	4,99	7,05	16,77	249,76	98,45	39,42
38	25	18	223	1,4	5,45	7,76	16,34	249,76	101,25	40,54
40	27,5	17	223	1,5	5,99	8,53	15,98	267,6	104,20	38,94
42	30,5	15,5	223	1,5	6,46	9,26	15,33	267,6	104,97	39,23
44	36	14	223	1,5	7,18	10,08	15,02	267,6	107,76	40,27
46	40	12,5	223	1,5	7,74	10,94	14,51	267,6	108,82	40,67
48	43	12	223	1,5	8,43	11,74	14,57	267,6	114	42,60
50	45,5	11	223	1,5	9,01	12,51	14,20	267,6	115,78	43,27

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$








$$\cos \varphi = 0,8$$

$$SG = 13,6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000893 \text{ N.s/m}^2$$

A.22 Loss Coefficient (K_L) pada Perhitungan CV_1 dan CV_2

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	
Long radius 45°, flanged	0.2	
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, flanged	1.0	
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	
Gate, 1/2 closed	0.26	
Gate, 1/2 closed	2.1	
Gate, 3/4 closed	17	
Swing check, forward flow	2	
Swing check, backward flow	∞	
Ball valve, fully open	0.05	
Ball valve, 1/2 closed	5.5	
Ball valve, 3/4 closed	210	

BIODATA PENULIS



Septian Hidayat dilahirkan di Baubau, 14 September 1998, merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Pertiwi Pasarwajo, SDN 68 Buton, SMPN 1 Buton, SMAN 1 Pasarwajo. Setelah lulus dari SMAN 1 Pasarwajo pada tahun 2016, penulis melanjutkan ke jenjang perkuliahan S1 di Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS pada tahun 2016-2020. Penulis terdaftar dengan NRP 02111640000210.

Di Departemen Teknik Mesin, penulis mengambil bidang studi Konversi Energi sebagai bahasan Tugas Akhir. Selama masa perkuliahan, penulis telah mengikuti berbagai macam kegiatan akademik dan non akademik. Ditahun pertama penulis aktif dalam kegiatan kepanitiaan yang diselenggarakan oleh Jurusan dan aktif dalam kegiatan minat bakat UKM ITS Badminton Community dengan pengutusan salah satu atlet dalam kegiatan “sparing atlet” dengan beberapa kampus di Surabaya. Pada tahun kedua dan ketiga, penulis aktif menjadi pengurus inti UKM ITS Badminton Community dan menjadi atlet Teknik Mesin dalam lingkup fakultas dan institut, serta menjadi atlet ITS dalam kompetisi di region Jawa Timur. Penulis sempat meraih juara 2 Ganda Putra dalam kompetisi POMITS 2019 dan juara 2 beregu fakultas dalam kompetisi Badminton Dies Natalis ITS 59. Pada tahun terakhir, penulis fokus pada penelitian alat *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* yang dibimbing oleh Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. Penulis memiliki motto hidup “*Jangan pulang sebelum membawa hasil*” yang menjadikan penulis selalu berusaha untuk meraih impian. Semua informasi yang hendak disampaikan kepada penulis dapat disampaikan melalui email septian.hidayat14@gmail.com.