



TUGAS AKHIR - TM 091486

**ANALISIS & PENGUJIAN KARAKTERISTIK PERFORMA
CUSSONS *FRICTION LOSS IN PIPE APPARATUS & SINGLE
STAGE CENTRIFUGAL PUMP***

“Pompa dengan Motor *NEWMAN Electric Motor 18030V1/5 1,5 hp; 2850 RPM*”

KENAN SIHOMBING
NRP. 2110100152

Dosen Pembimbing
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2014



FINAL PROJECT - TM 091486

**ANALYSIS & PERFORMANCE CHARACTERISTIC TESTING OF
CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE APPARATUS & SINGLE
STAGE CENTRIFUGAL PUMP**

“Pump with Motor NEWMAN Electric Motor 18030V1/5 1,5 hp; 2850 RPM”

KENAN SIHOMBING
NRP. 2110100152

Supervisor
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2014

**ANALISIS & PENGUJIAN KARAKTERISTIK
PERFORMA CUSSONS *FRICTION LOSS IN PIPE*
APPARATUS & SINGLE STAGE CENTRIFUGAL PUMP**
“Pompa dengan Motor NEWMAN *Electric Motor* 18030V1/5 1,5
hp; 2850 RPM”

Nama Mahasiswa : **Kenan Sihombing**
NRP : **2110 100 152**
Jurusan : **Teknik Mesin FTI – ITS**
Dosen Pembimbing : **Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD.**

ABSTRAK

CUSSONS friction loss in pipe apparatus adalah salah satu perangkat pengujian head loss perpipaan yang ada di Laboratorium Mekanika dan Mesin – mesin Fluida. Usia alat yang sudah tua serta perawatan yang minim menyebabkan terjadinya penurunan performa dari sistem ini. Untuk dapat mengembalikan fungsi dari fasilitas ini, perlu dilakukan analisis terhadap head loss sistem perpipaan, serta pengujian terhadap performa pompa yang meliputi efisiensi dan karakteristik kerjanya.

Sistem perpipaan *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* menggunakan material Polyvinyl Chloride (PVC) pada bingkai dengan dimensi 4,65 m × 0,924 m. Fitting perpipaan terdiri atas long radius elbow 90°, standard radius elbow 90°, elbow 45°, venturimeter, pipa sudden contraction, dan pipa sudden enlargement. 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 terhubung dengan motor NEWMAN electric motor 1,5 hp, 2850 RPM. Pengujian melibatkan pengukuran tekanan suction dan

tekanan discharge pompa menggunakan pressure gauge pada bagian inlet dan outlet. Variasi terhadap debit aliran (Q) dilakukan dengan sistem bypass dan discharge valve. Pompa dapat beroperasi pada kapasitas maksimal 70 L/min yang terukur pada rotameter merk Fisher Controls 2000. Variasi bilangan Reynolds pada aliran turbulen dilakukan pada debit 10 L/min hingga 70 L/min untuk pipa PVC diameter 3/2 in pada line I, debit 10 L/min hingga 60 L/min untuk pipa PVC diameter 3/4 in pada line II, serta debit 10 L/min hingga 50 L/min untuk pipa acrylic diameter 1/2 in hasil modifikasi pada line III, dengan variasi 2 L/min. Analisis terhadap performa sistem ditunjang dengan bantuan software Pipe Flow Expert v5.12.1.1.

Dari eksperimen, diperoleh data berupa grafik perbandingan friction factor (f) dan bilangan Reynolds (Re) pada nilai kekasaran relatif (e/D) tertentu dan koefisien losses (K_L) dan Re . Nilai e/D untuk masing-masing pipeline juga diperoleh melalui eksperimen. Data hasil eksperimen yang dianalisis menggunakan formulasi Swamee – Jain kemudian dibandingkan dengan analisis software sehingga diperoleh hasil, yakni η_p : 29% - 28,4%; H:17,1 m - 17 m untuk pipeline I, η_p : 26% - 26,2%; H:18,4 m - 18,34 m untuk pipeline II, dan η_p : 25,3% - 23,8%; H:19 m - 19,2 m untuk pipeline III. Penelitian dilakukan dengan variasi bilangan Reynolds (Re) pada aliran turbulen hingga debit maksimal 70 L/min.

Kata kunci: *Head loss, Darcy Weisbach, single stage centrifugal pump, bilangan Reynolds, friction factor.*

**ANALYSIS & PERFORMANCE CHARACTERISTIC
TESTING OF CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE
APPARATUS & SINGLE STAGE CENTRIFUGAL PUMP**
“Pump with Motor NEWMAN Electric Motor 18030V1/5 1,5 hp;
2850 RPM”

Name : **Kenan Sihombing**
NRP : **2110 100 152**
Major : **Mechanical Engineering, ITS**
Counsellor Lecturer : **Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD.**

ABSTRACT

CUSSONS friction loss in pipe apparatus is a piping head loss experiment facility in Fluid Mechanics and Turbo Machinery. An infrequent maintenance and a long term of use lead to a loss in performance of this system. Analysis to the head loss of the piping system and pumping system performance testing are required to restore this facility.

CUSSONS friction loss in pipe apparatus was mainly using Polyvinyl chloride (PVC) material for its piping system on a 4,65 m × 0,924 m square frame. Fittings such as long radius elbow 90°, short radius elbow 90°, elbow 45°, venture meter tube, sudden contraction pipe, and sudden enlargement pipe were included. Pressure taps were connected to a U Manometer of mercury with 13,6 specific gravity (SG). Pipe head loss is analyzed with Swamee – Jain formulae and Darcy Weisbach formulae. A single stage centrifugal pump was connected to NEWMAN electric motor 1,5 hp, 2850 RPM. Pumping system examination includes the measurement of suction pressure and discharge pressure using pressure gauges at inlet and outlet sections of the pumping unit. Flow rate was controlled by a bypass system and a discharge valve.

The maximum capacity of the pumping unit is 70 L/min, measured using a Fisher Controls 2000 flow meter. The variation of Reynolds number were from minimum to maximum capacity in the pipeline system. Flow rate varies from 10 L/min to 70 L/min for a 3/2" PVC pipe at line I, 10 L/min to 60 L/min for a 3/4" PVC pipe at line II, and 10 L/min to 50 L/min for a 1/2" acrylic pipe at line III with 2 L/min difference for each variation. System's performance analysis was also supported by Pipe Flow Expert v5.12.1.1 software.

Friction factor (f) versus Reynolds number (Re) for a certain value of relative roughness (e/D) and coefficient of losses (K_L) versus Re was obtained from the experiment. The value of e/D for each pipeline is also obtained from experiment and measurement using Swamee – Jain equation. It is acquired that the BEP for each pipeline from measurement compared to software analysis are η_p : 29% to 28,4%; H : 17,1 m to 17 m for pipeline I, η_p : 26% to 26,2%; H : 18,4 m to 18,34 m for pipeline II, and η_p : 25,3% to 23,8%; H : 19 m to 19,2 m for pipeline III. Experiment was done with Reynolds number variation in turbulent flow for a maximum flow rate of 70 L/min.

Key words: *Head loss, Darcy Weisbach, single stage centrifugal pump, Reynolds number, friction factor.*

**ANALISA & PENGUJIAN KARAKTERISTIK
PERFORMA CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE
APPARATUS & SINGLE STAGE CENTRIFUGAL
PUMP**

“Pompa dengan Motor NEWMAN *Electric Motor* 18030V1/5 1,5
hp; 2850 RPM”

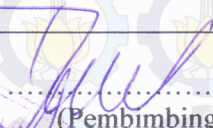

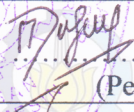

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
sarjana teknik pada Bidang Studi Konversi Energi Program S-1
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh:

Kenan Sihombing
NRP. 2110 100 152

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir

Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD (NIP. 196412281990031002)	 (Pembimbing)
Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT (NIP. 197104051997021001)	 (Penguji I)
Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD (NIP. 197512062005011002)	 (Penguji II)
Nur Ikhwan ST, MT (NIP. 196709151995121001)	 (Penguji III)

**SURABAYA
JULI, 2014**

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa karena hingga saat ini Penulis masih diberi kesempatan untuk merasakan berkat dan kasih-Nya. Segala puji bagi Allah atas penyertaan dan petunjuk yang diberikan-Nya sehingga Tugas Akhir ini dapat diselesaikan dengan baik.

Penulis juga mengucapkan terima kasih kepada segenap pihak, yang secara langsung maupun tidak langsung, telah berperan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini. Ucapan terima kasih penulis sampaikan kepada:

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD selaku dosen pembimbing yang telah memberikan arahan dan bimbingan selama penyusunan Tugas Akhir ini
2. Arif Wahyudi, ST, MT, PhD selaku dosen wali yang telah memberikan arahan selama penulis menempuh pendidikan di Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS.
3. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT., Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD., dan Nur Ikhwan ST, MT selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Sutrisno dan Bapak Nur selaku karyawan Laboratorium Mekanika dan Mesin – mesin Fluida yang telah memberikan bantuan teknis yang sangat membantu dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
5. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS yang telah berperan dalam memberikan pengetahuan kepada penulis selama menempuh pendidikan.
6. Papa dan Mama tercinta yang telah merawat dan selalu memberikan kasih sayang, perhatian, dan dukungan

- kepada penulis hingga akhirnya dapat menyelesaikan pendidikan sarjana.
7. Kakak tersayang, Semaya Sihombing yang selalu memberikan motivasi bagi penulis dalam menempuh pendidikan sarjana di Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS.
 8. Adik tersayang, Joshua Sihombing yang selalu memberikan motivasi bagi penulis dalam menempuh pendidikan sarjana di Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS.
 9. Tante Sri, Om Tommy, Ester dan Bung Arthur serta seluruh kerabat di Kota Dumai yang tidak dapat disebutkan satu per satu, yang telah menjadi keluarga bagi penulis serta selalu memberikan perhatian selama penulis menempuh pendidikan sarjana.
 10. Deasy Tupamahu dan Samuel Nanlohy, serta seluruh kerabat di Cijantung, Jakarta Timur yang tidak dapat disebutkan satu per satu, yang telah memberikan motivasi bagi penulis selama menempuh pendidikan sarjana di Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS.
 11. Pauline Dian S yang telah memberikan dukungan moril kepada penulis ketika mengalami tantangan dan hambatan selama menempuh pendidikan sarjana di Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS.
 12. Nafiatun Nisa, Alfina Widyastuti, serta teman-teman yang tidak dapat disebutkan satu per satu, yang telah banyak membantu penulis, terutama dalam persiapan Seminar Tugas Akhir dan Sidang Tugas Akhir.
 13. Alif Arif Wicaksono, Dewi Fasholi K, Sebastianus Dwi Danuputro, Hindun Amalia, Safira Dina Nadila, dan seluruh sahabat yang telah menjadi keluarga bagi penulis selama menempuh pendidikan di Kota Surabaya.
 14. Irvan Anhar yang telah memberikan banyak masukan dan saran yang membangun bagi penulis.
 15. Mentari R Mukti yang selalu memberikan dukungan dan motivasi bagi penulis.

16. Ilman Patria, Novian Rahmat, Stefanus Rangga, Fernando Napitupulu, Fauzan Aristyo dan seluruh rekan pengurus Society of Petroleum Engineers (SPE) ITS Student Chapter yang selalu memberikan motivasi kepada penulis.
17. Seluruh penghuni Laboratorium Mekanika dan Mesin – mesin Fluida yang telah memberikan dukungan moril kepada penulis selama penyusunan Tugas Akhir ini.
18. Keluarga besar M53 sebagai “konco – konco” seperjuangan. Sampai bertemu lagi, kawan!
19. Adik-adik M54, M55, dan M56 yang telah memberikan doa dan dukungan bagi penulis selama penyusunan Tugas Akhir ini. Teruskan perjuangan kalian!
20. Shabrina Ramsky dan Desty Natalia yang selalu memberikan dorongan kepada penulis agar dapat segera menyelesaikan Tugas Akhir ini.
21. Semua pihak yang secara tidak langsung telah mendukung diselesaikannya Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa masih terdapat kelemahan dalam penyusunan Tugas Akhir ini. Oleh sebab itu, kritik dan saran yang membangun dari berbagai pihak sangat penulis harapkan demi penyempurnaan Tugas Akhir ini. Penulis berharap agar Tugas Akhir ini memberikan manfaat bagi siapa saja yang membacanya.

Surabaya, 2 Agustus 2014

Penulis

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
DAFTAR SIMBOL	xix
BAB 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 TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1. Kecepatan dan Kapasitas Aliran Fluida.....	5
2.2. Persamaan Energi	5
2.3. Sistem Perpipaan	7
2.4. Kerugian pada Sistem Perpipaan.....	9
2.4.1. <i>Head Loss</i> Mayor	9
2.4.2. <i>Head Loss</i> Minor	10
2.5. Performa Pompa Sentrifugal.....	14
2.5.1. Instalasi Pompa.....	14
2.5.2. Daya Pompa.....	15
2.5.3. <i>NPSH Available</i>	17
2.6. Kecepatan Spesifik Pompa	19
2.7. Karakteristik Pompa Sentrifugal.....	20
BAB 3 METODE PENELITIAN	21

3.1. Langkah-langkah Penelitian	21
3.1.1. Studi Literatur.....	21
3.1.2. Peninjauan Alat	21
3.1.3. Perhitungan dan Analisa <i>Head Loss</i> Perpipaan...	24
3.1.4. Analisa Pompa.....	31
3.1.5. Pemodelan Pipe Flow Expert v5.12.1.1	33
3.2. Prosedur Penelitian	36
3.2.1. Panduan Pengambilan Data.....	36
BAB 4 ANALISIS PERFORMA	37
4.1. Umum.....	37
4.2. Analisis <i>Head Loss</i> Mayor	37
4.2.1. <i>Flowchart</i> Analisis <i>Head Loss</i> Mayor.....	38
4.2.2. Contoh Perhitungan.....	40
4.2.3. Pembahasan	41
4.2.3.1 <i>Head Loss</i> Mayor pada <i>Line I</i>	41
4.2.3.2 <i>Head Loss</i> Mayor pada <i>Line II</i>	45
4.2.3.3 <i>Head Loss</i> Mayor pada <i>Line III</i>	48
4.2.3.4 Perbandingan Kurva $f - Re$	52
4.3 Analisis <i>Head Loss</i> Minor	54
4.3.1. <i>Flowchart</i> Analisis <i>Head Loss</i> Minor	55
4.3.2. Contoh Perhitungan.....	56
4.3.3. Pembahasan	58
4.3.3.1 <i>Head Loss</i> Minor pada <i>Long Radius Elbow</i> 90°	58
4.3.3.2 <i>Head Loss</i> Minor pada <i>Standard Radius Elbow</i> 90°	60
4.3.3.3 <i>Head Loss</i> Minor pada <i>Elbow 45°</i>	63
4.3.3.4 <i>Head Loss</i> Minor pada <i>Sudden Enlargement</i> ..	66
4.3.3.5 <i>Head Loss</i> Minor pada <i>Sudden Contraction</i>	69
4.3.4. Venturimeter.....	71
4.3.4.1 Analisis <i>Coefficient of Discharge</i> (C_d)	72

4.3.4.2	Grafik Hubungan $C_d - Re$ pada Venturimeter	75
4.4.	Analisis Performa Pompa	77
4.4.1.	Perhitungan <i>Head</i> Pompa	77
4.4.2.	Perhitungan Daya Pompa	80
4.4.3.	Grafik Karakteristik Kerja Pompa	82
4.5.	Analisis <i>Pipe Flow Expert</i> v5.12.1.1	85
4.5.1.	Titik Kerja pada <i>Pipeline</i> I	85
4.5.2.	Titik Kerja pada <i>Pipeline</i> II	88
4.5.3.	Titik Kerja pada <i>Pipeline</i> III	92
BAB 5	KESIMPULAN	97
5.1.	Rangkuman	97
5.2.	Kesimpulan	99
5.3.	Saran	100
DAFTAR	PUSTAKA	101
LAMPIRAN		103
BIODATA	PENULIS	107

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. Daftar nilai K_L untuk beberapa fitting perpipaan.	13
Tabel 2. 2. Karakteristik <i>orifice, flow nozzle, dan venture flow meter</i>	13
Tabel 3. 1. Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 3/2 in.	28
Tabel 3. 2. Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 3/4 in.	29
Tabel 3. 3. Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 1/2 in.	29
Tabel 4. 1. Data awal hasil eksperimen untuk <i>Head loss</i> mayor..	38
Tabel 4. 2. <i>Friction factor</i> dengan variasi debit (Q) pada <i>line I</i> .	42
Tabel 4. 3. <i>Friction factor</i> dengan variasi debit (Q) pada <i>line II</i>	46
Tabel 4. 4. <i>Friction factor</i> dengan variasi debit (Q) pada <i>line III</i>	49
Tabel 4. 5. Data awal hasil eksperimen untuk <i>head loss</i> minor.	55
Tabel 4. 6. <i>Coefficient of losses long radius elbow 90° (K_{L-el90})</i> dengan variasi debit (Q)	58
Tabel 4. 7. <i>Coefficient of losses standard radius elbow 90° ($K_{L-s.el90}$)</i> dengan variasi debit (Q).....	61
Tabel 4. 8. <i>Coefficient of losses elbow 45° (K_{L-el45})</i> dengan variasi debit (Q)	64
Tabel 4. 9. <i>Coefficient of losses sudden enlargement pipe (K_{L-enl})</i> dengan variasi debit (Q).	66
Tabel 4. 10. <i>Coefficient of losses sudden contraction pipe (K_{L-cont})</i> dengan variasi debit (Q).	69
Tabel 4. 11. <i>Coefficient of discharge (C_d)</i> dengan variasi debit (Q).	75
Tabel 4. 12. Tabel perhitungan <i>head</i> pompa.....	79
Tabel 4. 13. Data hasil perhitungan daya dan efisiensi pompa ..	81

Tabel 4. 14. Nilai *coefficient of losses* (K_L) pada CUSSONS
friction loss in pipe apparatus..... 84

Tabel 5. 1. Perbandingan hasil analisis *software* Pipe Flow Expert
dengan analisis manual..... 99

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1. <i>Control volume</i> untuk aliran melalui sebuah <i>elbow</i> 90°.....	6
Gambar 2. 2. <i>Fitting</i> dalam sistem perpipaan.....	8
Gambar 2. 3. Macam-macam <i>fitting</i> perpipaan.....	8
Gambar 2. 4. Macam-macam <i>valve</i>	9
Gambar 2. 5. Grafik nilai K_L <i>sudden contraction</i> dan <i>sudden enlargement</i>	11
Gambar 2. 6. Nilai K_L fungsi Re dan D_0/D_2 pada $10 < Re < 3500$	12
Gambar 2. 7. <i>Head loss</i> pada <i>orifice</i> , <i>flow nozzle</i> , dan <i>venture flow meter</i>	14
Gambar 2. 8. Ilustrasi perumusan <i>head</i> pada sistem perpipaan.....	15
Gambar 2. 9. Variasi efisiensi terhadap kecepatan spesifik.....	17
Gambar 2. 10. Perbedaan antara kondisi <i>suction lift</i> (a) dan <i>positive suction</i> (b).....	18
Gambar 2. 11. Tipe <i>impeller</i> berdasarkan kecepatan spesifik.....	19
Gambar 2. 12. Karakteristik pompa sentrifugal.....	20
Gambar 3. 1. Instalasi peralatan uji di laboratorium.....	22
Gambar 3. 2. Instrumentasi CUSSONS <i>Pressure Drop in Pipe Apparatus</i>	23
Gambar 3. 3. Model <i>hydraulic bench</i> beserta komponen-komponennya.....	24
Gambar 3. 4. Aplikasi manometer raksa untuk menentukan <i>differential pressure</i>	25
Gambar 3. 5. <i>Flowchart</i> pengujian Δh pada pipa dan <i>fitting</i> perpipaan.....	26
Gambar 3. 6. Grafik hubungan <i>friction factor</i> (f) dan Re	30
Gambar 3. 8. Pengukuran tekanan <i>suction</i> dan <i>discharge</i> pada pompa.....	31
Gambar 3. 9. Grafik performa kerja pompa sentrifugal.....	32

Gambar 3. 10. <i>Input data fluid properties pada software Pipe Flow Expert v5.12.1.1.</i>	33
Gambar 3. 11. <i>Pemilihan diameter dan material pipa.</i>	33
Gambar 3. 12. <i>Input koefisien losses pada fitting perpipaan.</i>	34
Gambar 3. 13. <i>Plot data karakteristik pompa sentrifugal.</i>	34
Gambar 3. 14. <i>Flowchart prosedur pemodelan Pipe Flow Expert v5.12.1.1</i>	35
Gambar 4. 1. <i>Ilustrasi CUSSONS friction loss in pipe apparatus.</i>	37
Gambar 4. 2. <i>Flowchart analisis head loss mayor.</i>	39
Gambar 4. 3. <i>Grafik hubungan f dan Re pada line I.</i>	43
Gambar 4. 4. <i>Grafik hubungan e/D dan Re pada line I.</i>	44
Gambar 4. 5. <i>Grafik hubungan f dan Re pada line II</i>	47
Gambar 4. 6. <i>Grafik hubungan e/D dan Re pada line II.</i>	48
Gambar 4. 7. <i>Grafik hubungan f dan Re pada line III.</i>	51
Gambar 4. 8. <i>Grafik hubungan e/D dan Re pada line III.</i>	52
Gambar 4. 9. <i>Kurva f - Re dengan variasi e/D.</i>	53
Gambar 4. 10. <i>Fitting pada CUSSONS friction loss in pipe apparatus.</i>	54
Gambar 4. 11. <i>Flowchart analisis head loss minor.</i>	56
Gambar 4. 12. <i>Grafik hubungan $K_{L-L.el90}$ dan Re pada long radius elbow 90°</i>	59
Gambar 4. 13. <i>Grafik hubungan $K_{L-S.el90}$ dan Re pada standard radius elbow 90°</i>	62
Gambar 4. 14. <i>Grafik hubungan K_{L-el45} dan Re pada elbow 45°.</i> 65	
Gambar 4. 15. <i>Grafik hubungan K_{L-enl} dan Re pada sudden enlargement pipe.</i>	67
Gambar 4. 16. <i>Grafik hubungan K_{L-cont} dan Re pada sudden contraction pipe.</i>	70
Gambar 4. 17. <i>Grafik hubungan C_d dan Re pada venturimeter.</i> 76	
Gambar 4. 18. <i>Grafik karakteristik kerja pompa.</i>	82

Gambar 4. 19. Sketsa <i>pipeline</i> I pada <i>software</i> Pipe Flow Expert v5.12.1.1	85
Gambar 4. 20. <i>Input data pipeline</i> I.	87
Gambar 4. 21. Hasil analisis <i>software</i> Pipe Flow Expert v5.12.1.1 terhadap <i>pipeline</i> I.	88
Gambar 4. 22. Sketsa <i>pipeline</i> II pada <i>software</i> Pipe Flow Expert v5.12.1.1.	89
Gambar 4. 23. <i>Input data pipeline</i> II.	90
Gambar 4. 24. Hasil analisis <i>software</i> Pipe Flow Expert v5.12.1.1 terhadap <i>pipeline</i> II.	91
Gambar 4. 25. Sketsa <i>pipeline</i> III pada <i>software</i> Pipe Flow Expert v5.12.1.1.	92
Gambar 4. 26. <i>Input data pipeline</i> III.	94
Gambar 4. 27. Hasil analisis <i>software</i> Pipe Flow Expert v5.12.1.1. terhadap <i>pipeline</i> III.	95
Gambar 5. 1. Perbandingan nilai K_L pada fitting elbow.	98

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR SIMBOL

ρ	: massa jenis fluida, kg/m ³	f	: <i>friction factor</i>
e	: kekasaran permukaan, m	L	: panjang pipa, m
Q	: debit aliran, m ³ /det	Le	: panjang ekuivalen, m
v	: kecepatan aliran, m/det	D	: diameter dalam pipa, m
A	: luas permukaan, m ²	Re	: bilangan Reynolds
p_1	: tekanan pada <i>suction</i> , N/m ²	Re_D	: bilangan Reynolds pada diameter tertentu
p_2	: tekanan pada <i>discharge</i> , N/m ²	μ	: viskositas absolut aliran, kg/(m.det)
\bar{V}	: kecepatan rata-rata, m/det	AR	: rasio luas permukaan
α	: koefisien fluks energi kinetik	K_L	: koefisien <i>losses</i> pada <i>fitting</i>
g	: percepatan gravitasi bumi, m/det ²	C_d	: koefisien <i>discharge</i>
γ	: berat jenis fluida, N/m ³	p	: perbedaan tekanan pada dua titik, N/m ²
z	: ketinggian permukaan, m	h	: perbedaan tekanan yang terbaca pada manometer, m
H_{lT}	: <i>head loss</i> total, m		
H_L	: <i>head loss</i> mayor		
H_m	: <i>head loss</i> minor		

β	:	rasio diameter			temperature
$NPSH_a$:	<i>Net Power</i>			kerja, m
		<i>Suction Head</i>	h_{st}	:	tekanan statik,
		tersedia,			m
		m	h_{fs}	:	<i>losses</i> pada
$NPSH_R$:	<i>Net Power</i>			bagian suction
		<i>Suction Head</i>			pompa,
		dibutuhkan, m			m
H_p	:	<i>head</i> pompa	n_s	:	kecepatan
W_{HP}	:	daya air			spesifik
		pompa, watt			pompa, rpm
B_{HP}	:	daya poros	n	:	putaran
		pompa, watt			pompa, rpm
η_p	:	efisien	SG_{Hg}	:	<i>specific</i>
		pompa			<i>gravity</i> raksa
h_a	:	tekanan			terhadap
		absolut			fluida acuan
		permukaan			air
		fluida,	V	:	tegangan kerja
		m			motor, V
h_{vpa}	:	tekanan	I	:	arus listrik, A
		<i>vapour</i> fluida	$\cos \varphi$:	<i>power factor</i>
		pada			motor listrik

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pada dasarnya, sistem perpompaan digunakan untuk memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat lain. Sistem perpompaan digunakan untuk mengatasi perbedaan energi diantara titik asal yang memiliki energi lebih rendah dibandingkan titik tujuan. Dalam aplikasinya, fluida tersebut disirkulasikan melalui sistem perpipaan yang memiliki tujuan dan manfaat yang beraneka ragam. Saat ini, sistem perpompaan berperan terhadap hampir 20% kebutuhan energi listrik dunia, serta sekitar 25% hingga 50% terhadap penggunaan energi dalam operasi berbagai pabrik industri (US DOE, 2004).

Perbedaan energi per satuan berat fluida antara titik asal dan titik tujuan disebut dengan tahanan sistem. Tahanan sistem itu disebut juga dengan *head*. *Head* dikelompokkan menjadi *head* statik dan *head* gesekan/friksi, yang disebut juga sebagai *head* dinamis. *Head* statik merupakan perbedaan ketinggian dan perbedaan tekanan antara titik asal dengan daerah tujuan fluida yang dipompakan. Sementara itu, *head* gesekan/friksi merupakan tahanan yang timbul akibat adanya *joint* atau sambungan pipa, serta gesekan yang terjadi dalam sistem perpipaan. Untuk dapat memindahkan fluida dari daerah asal menuju daerah tujuan tersebut, pompa harus memiliki spesifikasi yang mencukupi untuk mengatasi tahanan-tahanan yang terjadi.

Karena pentingnya faktor-faktor penyebab timbulnya tahanan dalam sistem perpompaan tersebut, maka perlu dilakukan analisis guna mengetahui nilai dari tahanan yang ada pada keseluruhan sistem perpompaan. Setelah nilai tahanan diketahui, maka dapat dilakukan pemilihan pompa yang tepat. Meskipun pompa yang digunakan dalam sistem sudah memiliki spesifikasi

yang mencukupi, pengujian terhadap performa pompa harus dilakukan. Hal ini untuk memastikan bahwa dengan sistem perpipaan dan sistem perpompaan yang ada, sejumlah fluida dapat dipindahkan guna memenuhi kebutuhan sesuai dengan yang diinginkan.

Laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri (FTI), Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), Surabaya, erat kaitannya dengan sistem perpipaan dan perpompaan. Peningkatan pemahaman mahasiswa terhadap aplikasi sistem perpipaan dan perpompaan perlu dilakukan, terutama aplikasi yang berkaitan dengan dunia industri. Berbagai riset dan penelitian yang dilakukan berkaitan dengan laboratorium ini diarahkan kepada konsep-konsep perhitungan dan perencanaan sistem perpipaan dan perpompaan dalam dunia industri.

CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* merupakan salah satu peralatan pengujian yang dapat dijumpai di Laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida, Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS, Surabaya. Peralatan ini digunakan untuk melakukan pengujian terhadap *headloss* yang terjadi dalam sistem perpipaan. Namun, pompa beserta instrumen perpipaan diperkirakan telah mengalami penurunan performa. Hal ini diakibatkan usia pompa yang sudah sangat tua dan minimnya perawatan yang dilakukan terhadap sistem. Karena itu, pengujian terhadap performa pompa dan sistem perpipaan yang digunakan dalam penelitian ini perlu dilakukan.

Pengujian dilakukan untuk mengetahui apakah fasilitas pompa yang ada masih memiliki performa kerja yang layak. Pompa sentrifugal *single stage* dalam pengujian ini terhubung melalui poros dengan NEWMAN *Electric Motor* 18030V1/5, dengan spesifikasi daya 1,5 hp/1,1 kW dan putaran mesin 2850 RPM, pada voltase $240 \pm 6\%$ dan arus 8,8 ampere. Penelitian terhadap sistem perpompaan dilakukan terkait *headloss* yang terjadi di sepanjang sistem perpipaan beserta *fitting* yang digunakannya. Debit aliran sebagai salah satu variabel dalam pengujian ini diukur

menggunakan fasilitas pengukuran berupa rotameter. Rotameter yang digunakan adalah Fisher Controls 2000, dengan satuan pembacaan *Liters per minute water* (L/min) 20°C dengan rentang pembacaan 0 hingga 100 L/min.

Melalui penelitian ini, diharapkan peralatan uji CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* dapat difungsikan kembali sebagai salah satu fasilitas praktikum di Laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida. Selain itu, peralatan ini diharapkan mampu beroperasi optimal ditunjang dengan data-data performansi yang lengkap.

1.2. Perumusan Masalah

Analisis dilakukan terhadap *headloss* sistem perpipaan CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*. Fasilitas pengukuran berupa Rotameter Fisher Controls 2000 menunjukkan pembacaan kapasitas maksimal pompa adalah 70 L/min. Pembacaan rotameter terhadap kapasitas pemompaan dianggap baik. Karena usia pompa yang sudah sangat tua dan minimnya perawatan, maka dilakukan pengujian terhadap performa pompa. Dalam kasus ini, digunakan pompa jenis *single stage centrifugal pump* dengan *electric motor* jenis NEWMAN pada daya *input* 1,5 hp/1,1 kW dan putaran mesin 2850 RPM. Permasalahan tersebut kemudian dapat dirumuskan sebagai berikut:

1. Berapakah *head* efektif instalasi yang dimiliki sistem?
2. Bagaimanakah perbandingan analisis *Head loss* dan *head* efektif sistem oleh *software* Pipe Flow Expert v5.12.1.1 dengan hasil analisis dengan perhitungan manual?
3. Bagaimanakah efisiensi kerja pompa dengan motor NEWMAN *Electric Motor 18030V1/5* yang digunakan?
4. Bagaimanakah *coefficient of losses* (K_L) masing-masing *fitting* yang digunakan dalam pengujian ini?
5. Berapakah *head loss total* yang terjadi di dalam sistem perpipaan?

6. Bagaimanakah grafik karakteristik kerja aktual pompa serta grafik hubungan antara f dan Re dari sistem perpipaan?

1.3. Batasan Masalah

Batasan masalah yang ada dalam analisis sistem perpompaan dan perpipaan dalam penilitan ini adalah sebagai berikut:

1. Aliran di dalam pipa diasumsikan berada dalam kondisi *steady flow, incompressible*.
2. Tidak terjadi perpindahan panas dari dan ke dalam pipa.
3. Fluida kerja yang digunakan merupakan air pada temperature kerja $25^{\circ}C$.
4. Tidak terjadi kebocoran pada sistem perpipaan yang digunakan.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan yang dapat dirumuskan melalui analisis terhadap performa pompa dan sistem perpipaan adalah sebagai berikut:

1. Memberikan kesempatan bagi adanya penambahan fasilitas praktikum yang ada di laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida.
2. Mengevaluasi performansi dari sistem perpompaan dan sistem perpipaan yang ada.
3. Mengetahui efisiensi dari pompa yang sedang digunakan.
4. Melakukan analisis numerik terhadap *head loss* perpipaan dan karakteristik kerja aktual pompa dengan *software* Pipe Flow Expert v5.12.1.1.
5. Menghasilkan modul praktikum dengan peralatan pengujian berupa CUSSON *Friction Loss in Pipe Apparatus*.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Pipa merupakan *solid boundary* yang digunakan sebagai media untuk mengalirkan fluida. Fluida tersebut dapat berupa air, minyak, gas, uap air, dan sebagainya. Namun, sistem perpipaan tidak dapat berdiri sendiri. Pompa, *fitting*, dan komponen lainnya dibutuhkan dalam sistem perpipaan agar pendistribusian fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain dapat berlangsung dengan baik.

2.1. Kecepatan dan Kapasitas Aliran Fluida

Penentuan kecepatan di sejumlah titik pada suatu penampang membantu dalam menentukan besarnya kapasitas aliran. Oleh karena itu, pengukuran kecepatan merupakan fase yang penting dalam analisis aliran fluida.

Besarnya kecepatan akan mempengaruhi nilai kapasitas fluida yang mengalir dalam suatu pipa. Kapasitas aliran (Q) untuk fluida yang *incompressible* dapat dinyatakan dengan perumusan:

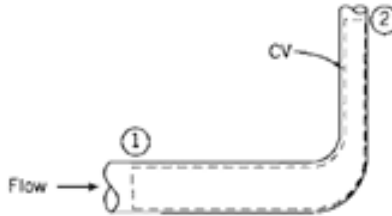
$$Q = V A \quad (2.1)$$

dimana :

Q	= laju aliran volumetrik, (m ³ /det)
A	= luas penampang aliran, (m ²)
V	= kecepatan aliran fluida, (m/det)

2.2. Persamaan Energi

Hukum kekekalan energi menyatakan energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan, namun dapat diubah dari suatu bentuk ke bentuk lain. Energi total atau *head* pada suatu titik dalam aliran *steady* adalah konstan di sepanjang aliran fluida tersebut selama tidak terjadi *energy transfer*. Konsep ini dituliskan ke dalam bentuk persamaan Bernoulli dengan *control volume* seperti yang ditunjukkan dalam gambar 2.1.



Gambar 2. 1. Control volume untuk aliran melalui sebuah *elbow* 90°.

dengan asumsi :

- W_s , W_{other} , dan $W_{shear} = 0$
- *Steady flow*
- *Incompressible flow*
- *Internal energy* dan *pressure* seragam sepanjang aliran

Fluida yang mengalir pada sebuah pipa akan mengalami kerugian energi. Kerugian energi terjadi akibat kekasaran permukaan pipa serta penggunaan *fittings*. Kerugian energi atau *Head loss* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + z_2 + h_{l_T} \quad (2.2)$$

dimana:

- | | |
|-----------------------------|---|
| p_1 dan p_2 | = tekanan pada titik 1 dan 2 |
| \bar{V}_1 dan \bar{V}_2 | = kecepatan aliran rata-rata pada titik 1 dan 2 |
| z_1 dan z_2 | = perbedaan ketinggian antara titik 1 dan 2 |
| γ | = berat jenis fluida, ρg |
| g | = percepatan gravitasi, 9,81 m/det ² |
| α | = koefisien fluks energi kinetik |
| | $\alpha = 1$, untuk aliran turbulen |
| | $\alpha = 2$, untuk aliran laminar |
| h_{l_T} | = <i>Head loss</i> total di sepanjang pipa |

2.3. Sistem Perpipaan

Sistem perpipaan dibedakan menjadi dua, 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 bercabang merupakan gabungan dari sistem perpipaan yang dipasang seri dan paralel.

Sistem perpipaan meliputi semua komponen dari lokasi awal hingga lokasi tujuan. Adapun komponen-komponen tersebut adalah sebagai berikut:

a. Pipa

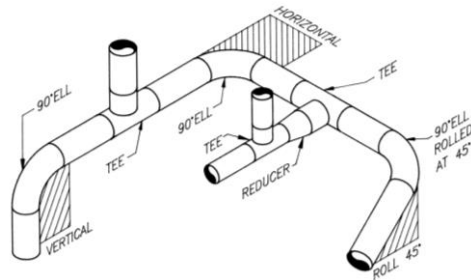
Pipa merupakan komponen utama dalam sistem perpipaan. Beberapa aspek yang perlu diperhatikan dalam proses pemilihan pipa diantaranya adalah kecepatan aliran, tekanan fluida, pemasangan sistem perpipaan, fungsi sistem perpipaan, dan sebagainya.

b. *Flanges*

Flange adalah istilah untuk sambungan antara pipa dengan katup, bejana, pompa, dan lainnya. Teknik sambungan selain *flange* dapat berupa las (*welding joint*) atau dengan uliran (*threaded joint*) seperti menyambung baut dengan mur.

c. *Fitting*

Fitting adalah elemen yang mempunyai bentuk dasar pipa dengan bentuk yang bermacam-macam. *Fitting* dapat berbentuk siku (*elbow*), pipa bercabang (*tee*), pipa yang berbeda ukuran antara ujungnya (*reducer*), dan lain-lain. Penggunaan berbagai *fitting* dalam sistem perpipaan dimodelkan dalam gambar 2.2.



Gambar 2. 2. *Fitting* dalam sistem perpipaan. (Parisher dan Rhea, 2002)

Untuk sambungan dengan pipa, *fitting* dapat dibagi menjadi jenis las (*welding end*), dan jenis uliran (*threaded end*). Beberapa *fitting* perpipaan yang umum digunakan di dalam sistem perpipaan ditunjukkan oleh gambar 2.3.



a. *Reducer*

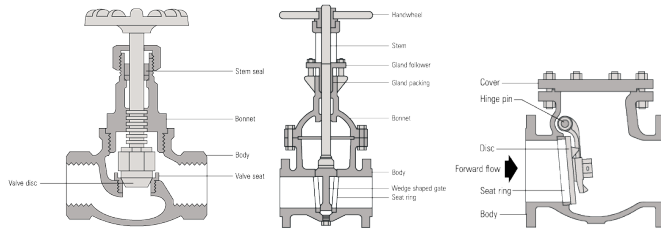
b. *Elbow*

c. *Branch Tee*

Gambar 2. 3. Macam-macam *fitting* perpipaan.
(<http://www.abwplastics.co.uk>)

d. *Valve*

Valve merupakan komponen pendukung pada sistem perpipaan. Adapun fungsi dari *valve* adalah mengatur laju aliran dalam sebuah pipa, menutup atau membuka aliran, mencegah aliran balik (*one way valve*), dan mengatur tekanan. Gambar 2.4 menunjukkan contoh-contoh *valve* yang umum digunakan dalam sistem perpipaan.



a. *Globe valve* b. *Gate valve* c. *Check valve*
Gambar 2. 4. Macam-macam *valve*. (Smith, et al, 1983)

Setiap jenis *valve* mempunyai fungsi khusus. *Globe valve* pada gambar 2.4a, dilakukan untuk melakukan pengaturan debit. *Gate valve* pada gambar 2.4b digunakan untuk menutup-membuka suatu aliran (*fully open* atau *fully close*). Untuk mencegah terjadinya *back flow*, pemasangan *check valve*, seperti pada gambar 2.4c, adalah yang paling tepat.

2.4. Kerugian pada Sistem Perpipaan

Fluida yang mengalir pada sebuah pipa akan mengalami kerugian energi. Kerugian energi ini disebut dengan *headloss*. Terdapat dua jenis *head loss* yang terjadi di dalam sistem perpipaan. *Head loss* dapat berupa *head loss* mayor dan *head loss* minor.

2.4.1. *Head Loss* Mayor

Head loss mayor merupakan kerugian yang terjadi pada pipa utama dari sistem perpipaan. Adapun perumusan untuk menentukan nilai *head loss mayor* adalah sebagai berikut:

$$h_L = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g} \quad (2.4)$$

dimana:

h_L	=	<i>head loss</i> mayor, m	D	=	diameter pipa, m
\bar{V}^2	=	kecepatan rata-rata aliran, m/det	g	=	percepatan gravitasi, m/det ²
L	=	panjang pipa, m	f	=	<i>friction factor</i>

Untuk mendapatkan harga f digunakan perumusan sebagai berikut:

- Untuk aliran laminar, *Darcy-Weisbach* memberikan persamaan :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.5)$$

- Untuk aliran turbulen, digunakan perumusan *Haaland* (Fox, et al, 2003), yaitu :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log_{10} \left[\left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (2.6)$$

dimana: Re = Bilangan *Reynolds*, yang besarnya adalah:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (2.7)$$

dimana:

ρ	=	massa jenis fluida, kg/m ³
v	=	kecepatan aliran, m/det
D	=	<i>inside</i> diameter pipa, m
μ	=	viskositas absolut cairan, kg/(m.det)

Dengan demikian, diketahui bahwa nilai f merupakan fungsi dari Re (Bilangan Reynolds) dan e/D . Nilai e merupakan *wall roughness* dari pipa sedangkan D adalah *inside* diameter dari pipa tersebut.

2.4.2. *Head Loss Minor*

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

$$h_{L_m} = K_L \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.8)$$

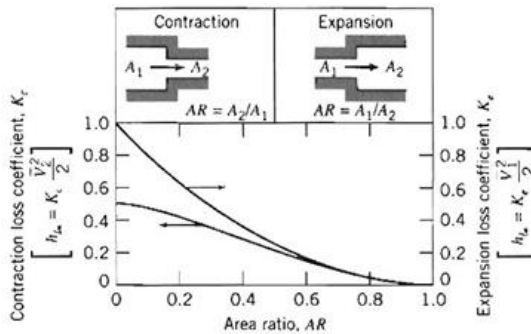
atau dapat juga menggunakan persamaan berikut :

$$h_{L_m} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.9)$$

dimana:

h_{Lm}	= Head loss minor, m	K_L	= koefisien gesek
Le	= panjang ekuivalen, m	D	= inside diameter, m
\bar{V}^2	= kecepatan rata-rata aliran, m/det	g	= percepatan gravitasi, m/det ²

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 2.5 menunjukkan pengaruh nilai AR terhadap K_L .

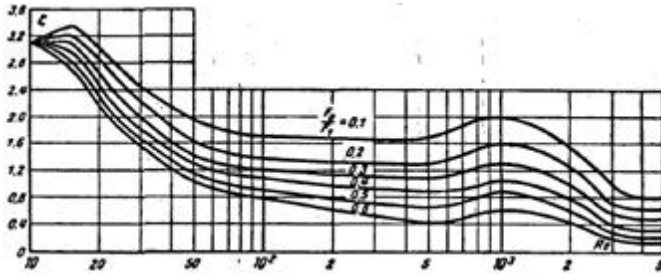


Gambar 2.5. Grafik nilai K_L *sudden contraction* dan *sudden enlargement*. (Fox, et al, 2003)

Analisis terhadap nilai K_L pada *sudden enlargement* dan *sudden contraction* dilakukan pada dua rentang nilai bilangan Reynolds. Adapun nilai K_L pada *sudden enlargement* dan *sudden contraction* adalah (Idel'chik, 1966):

- Untuk aliran dengan bilangan Reynolds $10 < Re < 3500$:

$$K_L = \frac{\Delta H}{\frac{\rho \bar{V}_0^2}{2g}} = f\left(Re, \frac{D_0}{D_2}\right) \quad (2.10)$$



Gambar 2. 6. Nilai K_L fungsi Re dan D_0/D_2 pada $10 < Re < 3500$

- Untuk aliran dengan bilangan Reynolds $Re > 3500$:

$$K_L = \frac{\Delta H}{\frac{\rho V_0^2}{2g}} = \left(1 - \frac{D_0}{D_2}\right)^2 \quad (2.11)$$

dimana:

- ΔH = kerugian tekanan, kg/m^2
- ρ = massa jenis fluida kerja, kg/m^3
- V_0 = kecepatan pada *narrowest section*, m/s^2
- g = percepatan gravitasi bumi, $9,81 \text{ m/s}^2$
- D_0/D_2 = rasio diameter

Berdasarkan persamaan 2.10 dan 2.11, diketahui bahwa pada nilai $10 < Re < 3500$, nilai K_L akan berfluktuasi seiring dengan perubahan nilai Re . Namun, pada nilai $Re > 3500$, K_L akan memiliki nilai konstan yang sebanding dengan nilai $(1 - D_0/D_2)^2$.

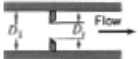


Pada tabel 2.1 ditunjukkan nilai K_L untuk beberapa *fitting* perpipaan. Nilai K_L tersebut merupakan acuan dalam berbagai eksperimen untuk menentukan nilai koefisien gesek *fitting*. Nilai K_L pada tabel 2.1 digunakan untuk menentukan nilai *head loss* minor menggunakan persamaan (2.8).

Tabel 2. 1. Daftar nilai K_L untuk beberapa *fitting* perpipaan. (Westaway dan Loomis, 1984)

Fitting	K_L
Standard Tee	
Thru flow	
3/4 in	0.50
3/2 in	0.42
Thru branch	
3/4 in	1.50
3/2 in	1.26
Gate valve, fully open	0.2
3/4 open	1.0
1/2 open	5.6
1/4 open	17.0
Standard Elbow 90°	0.75
Elbow, 45°	0.34 – 0.4
Long radius elbow, 90°	0.34 – 0.4
Short radius elbow, 90°	0.8
Close return bend, 180°	1.25
Rotary meter	10
Disk or Woble Meter	3.4 – 10

Karakteristik *head loss* pada komponen-komponen ini dapat dilihat pada Tabel 2.2.

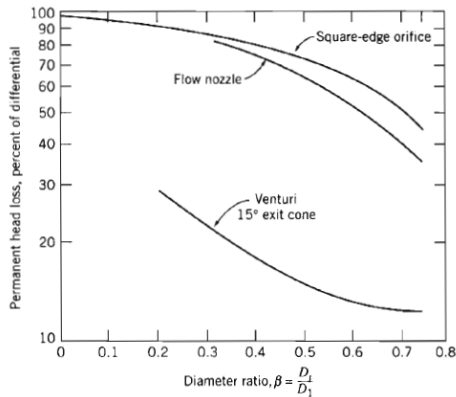
Tabel 2. 2. Karakteristik *orifice*, *flow nozzle*, dan *venture flow meter*. (Fox, et al, 2003)

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

Data eksperimental menunjukkan *discharge coefficient* (C_d) venturimeter berkisar antara 0,980 hingga 0,995 pada bilangan

Reynolds yang tinggi ($Re_{D_1} > 2 \times 10^5$), dimana nilai *head loss* pada venturimeter berkisar pada nilai 10% hingga 15% dari *discharge differential pressure*. (Miller, 1996)

Kehilangan energi pada venturimeter dapat dinyatakan dalam bentuk diferensial tekanan, Δp , di sepanjang aliran. *Pressure losses* pada venturimeter, orificemeter, dan *flow nozzle* dapat diamati pada grafik yang ditunjukkan gambar 2.6.



Gambar 2.7. *Head loss pada orifice, flow nozzle, dan venture flow meter.* (Fox, et al, 2003)

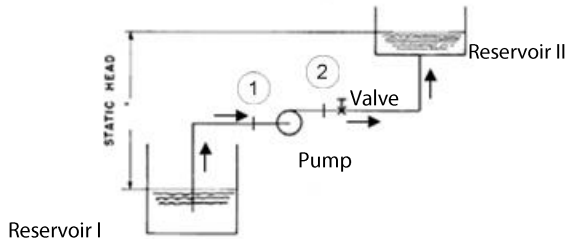
2.5. Performa Pompa Sentrifugal

Dalam menentukan performa pompa, kriteria yang umumnya dijadikan parameter berupa nilai *head*, daya dan *Net Positive Suction Head* (NPSH) pompa. Kriteria tersebut adalah diperlukan dalam pemilihan pompa. Selain itu, debit dan putaran pompa juga dibutuhkan. Instalasi pompa, daya pompa, efisiensi, kecepatan spesifik, dan karakteristik pompa sangat menentukan performa dari pompa sentrifugal yang digunakan.

2.5.1. Instalasi Pompa

Head pompa adalah energi per satuan berat yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah fluida sesuai dengan kondisi instalasi pompa atau tekanan yang umumnya dinyatakan

dalam satuan panjang. *Head* total pompa adalah parameter jarak terjauh yang harus dimiliki pompa untuk mengalirkan fluida dalam satuan jarak. Gambar 2.7 menunjukkan ilustrasi untuk menghitung besar *head* yang dibutuhkan dalam suatu sistem perpipaan.



Gambar 2. 8. Ilustrasi perumusan *head* pada sistem perpipaan. (Larock, et al, 1984)

Dari gambar 2.7 di atas, *head* pompa bisa didapatkan dengan perumusan sebagai berikut:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + z_1 + H_p = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + z_2 + h_{lT} \quad (2.12)$$

atau,

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_{lT} \quad (2.13)$$

dimana:

$p_2 - p_1 / \gamma$	= selisih <i>head</i> tekanan	$\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2 / 2g$	= selisih <i>head</i> kecepatan
$(z_2 - z_1)$	= selisih <i>head</i> statis	h_{lT}	= <i>head loss</i> total

2.5.2. Daya Pompa

Daya pompa adalah besarnya energi per satuan waktu atau kecepatan melakukan kerja. Beberapa pengertian daya dijelaskan sebagai daya hidrolik dan daya poros pompa.

a. **Daya Hidrolik (W_p)**

Daya hidrolik adalah daya yang dibutuhkan poros pompa untuk memutar impeler saat memindahkan sejumlah fluida dengan kondisi yang diinginkan. Besarnya daya poros yang dibutuhkan dapat dihitung dengan:

$$W_p = \gamma QH = \rho g Q_p H_p \quad (2.14)$$

dimana:

W_{HP}	=	daya air pompa, Watt
ρ	=	densitas fluida, kg/m ³
H_p	=	head pompa, m
Q_p	=	kapasitas pompa, m ³ /s

b. **Daya Poros Pompa (B_p)**

Nilai B_p dapat ditentukan melalui nilai daya motor. Daya motor sebanding dengan nilai dari *electrical power* (E_p). Alhasil, daya poros dapat dihitung dengan perumusan:

$$B_p = \eta \cdot E_p = \eta \cdot VI \cos \varphi \quad (2.15)$$

dimana:

B_p	=	daya poros, watt (W)	I	=	arus listrik, ampere (A)
E_p	=	<i>electrical power</i> , watt (W)	$\cos \varphi$	=	<i>power factor</i>
V	=	tegangan listrik, volt (V)	η	=	efisiensi kerja motor

c. **Efisiensi Pompa**

Nilai dari efisiensi pompa bervariasi terhadap putaran spesifik yang dimiliki pompa. Putaran spesifik pompa dipengaruhi oleh tipe impeler yang dimiliki pompa itu sendiri. Gambar 2.8 menjelaskan variasi efisiensi (η_{op}) terhadap putaran spesifik.

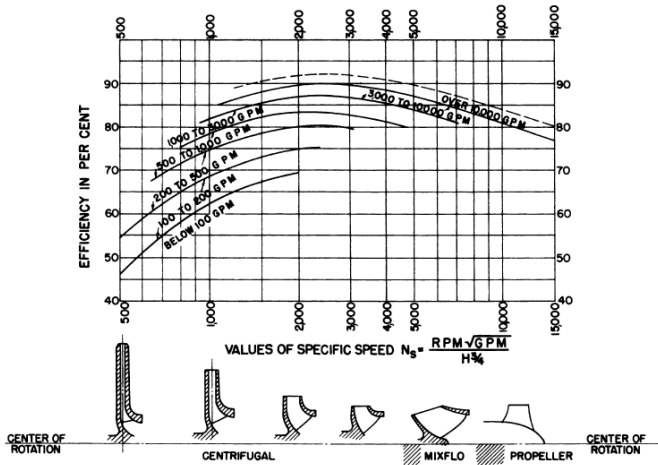
$$\eta_p = \frac{W_p}{B_p} \quad (2.16)$$

dimana:

B_{HP} = daya poros pompa, watt

W_{HP} = daya air pompa, watt

η_p = efisiensi pompa



Gambar 2. 9. Variasi efisiensi terhadap kecepatan spesifik.
(Karassik dan McGuire, 2001)

2.5.3. NPSH Available

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 *centerline* pompa (gambar 2.9a), dan *positive suction* untuk suplai *suction* di atas *centerline* pompa (gambar 2.9b).

Untuk *suction lift*:

$$NPSH_{available} = h_a - h_{vpa} - h_{st} - h_{fs} \quad (2.17)$$

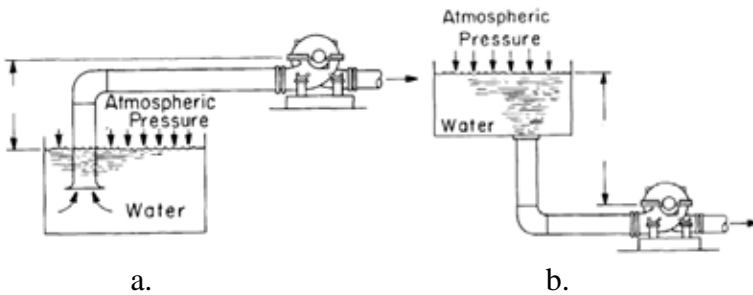
Untuk *positive suction*:

$$NPSH_{available} = h_a - h_{vpa} + h_{st} - h_{fs} \quad (2.18)$$

dimana:

- h_a adalah tekanan absolut di permukaan fluida dalam tangki dengan satuan meter.
- h_{vpa} adalah *vapor pressure* fluida kerja saat temperatur pemompaan dalam satuan meter.
- h_{st} adalah *static height* dalam satuan meter.
- h_{fs} adalah *Head loss* pada sisi *suction* dalam satuan meter.

Kedua kondisi tersebut diilustrasikan pada gambar 2.9.



Gambar 2. 10. Perbedaan antara kondisi *suction lift* (a) dan *positive suction* (b). (Westaway dan Loomis, 1984)

Nilai *head* dapat dihasilkan dengan rumusan sebagai berikut :

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (2.19)$$

dimana:

Δp	=	perbedaan tekanan, N/m^2
ρ	=	massa jenis, kg/m^3
g	=	percepatan gravitasi, m/s^2
H	=	<i>head</i> , m






2.6. Kecepatan Spesifik Pompa

Kecepatan spesifik adalah model bilangan yang digunakan untuk mengklasifikasikan pompa. *Specific speed* dirumuskan sebagai berikut (Menon, 2010):

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (2.20)$$

dimana: n = putaran pompa, (rpm)
 H = Head pompa, (m)
 Q = Kapasitas pompa, (m³/s)

Nilai kecepatan spesifik digunakan untuk memilih bentuk *impeller* yang digunakan dalam perancangan pompa dan menghitung jumlah sudu dalam *impeller* pompa. Gambar 2.10 menunjukkan klasifikasi tipe *impeller* berdasarkan kecepatan spesifik.

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{st} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 2.5$	$n_{st} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 2$	$n_{st} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 1.8-1.4$	$n_{st} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 1.2-1.1$	$n_{st} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 0.8$

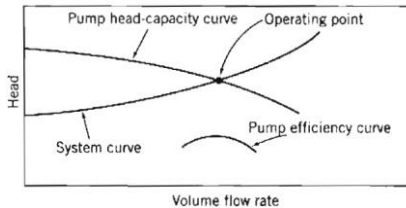
Gambar 2. 11. Tipe impeller berdasarkan kecepatan spesifik.
 (Khetagurov, 1966)

2.7. Karakteristik Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal memiliki banyak nilai positif dibanding tipe pompa yang lain. Nilai positif itu antara lain:

1. Konstruksinya lebih sederhana daripada pompa lainnya.
2. Debit dan tekanan yang dihasilkan lebih stabil dan konstan.
3. Dari segi dimensi dan bobot lebih kecil daripada pompa resiprokating (torak).
4. Mampu bekerja pada rpm yang tinggi.

Gambar 2.11 menunjukkan titik operasi pompa yang merupakan perpotongan antara kurva pompa dan kurva *pipeline*. beberapa kurva, seperti kurva pompa, efisiensi pompa, daya pompa, dan karakteristik dari *pipeline* pompa.



Gambar 2. 12. Karakteristik pompa sentrifugal. (Fox, et al, 2003)

BAB 3

METODE PENELITIAN

CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* merupakan fasilitas pengujian *Head loss* perpipaan. Karena faktor usia alat dan perawatan yang minim, diperlukan adanya penelitian mengenai performa dari sistem. Sistem tersebut mencakup fasilitas perpompaan dan perpipaan.

Penelitian dilakukan untuk menguji karakteristik kerja aktual pompa, serta analisis *Head loss* pada sistem perpipaan. Metodologi penelitian diperlukan sebagai pedoman dalam penelitian agar didapatkan hasil yang baik.

3.1. Langkah-langkah Penelitian

Langkah-langkah penelitian meliputi studi literatur, peninjauan alat, perhitungan dan analisis *Head loss* perpipaan, perhitungan dan analisis performa pompa, serta pemodelan menggunakan *software* Pipe Flow Expert.

3.1.1. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk mengetahui dan memahami beberapa hal mengenai:

- a. Sistem perpipaan meliputi komponen pada sistem perpipaan, kekasaran material, *code*, dan standar yang umum digunakan.
- b. Teori dan persamaan dasar dalam perhitungan pompa serta sistem perpipaan.
- c. Instrumentasi dari sistem perpipaan dalam rangka melakukan peninjauan ulang performa sistem perpompaan dan perpipaan.

3.1.2. Peninjauan Alat

Berdasarkan hasil peninjauan, diketahui bahwa sistem terdiri atas *friction loss in pipe apparatus* merk CUSSONS beserta

water circulating unit merk CUSSONS. Komponen masing-masing peralatan yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*

Peralatan yang diuji merupakan sistem perpipaan yang terdapat di Laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida. Adapun wujud dari instalasi sistem perpompaan dapat diamati pada gambar 3.1.



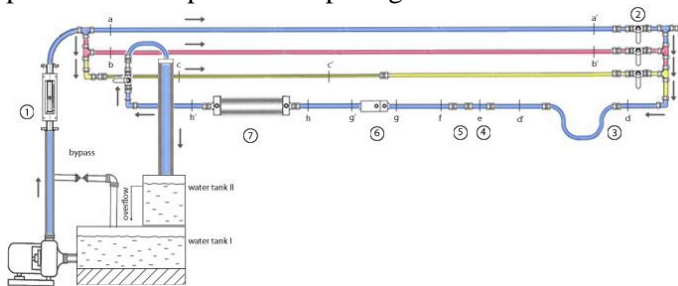
Gambar 3. 1. Instalasi peralatan uji di laboratorium

Pipa pada fasilitas ini menggunakan material dominan *Polyvinyl Chloride (PVC) Pipe (P5160 Friction Loss in Pipes, Catalogue Cussons Technology)*. Perpipaan terdiri atas empat buah *Line* yang dapat dimodifikasi.

- *Line I* : Pipa PVC dengan diameter $D = 3/2$ in dan panjang $L = 3$ m
- *Line II* : Pipa PVC dengan diameter $D = 3/4$ in dan panjang $L = 3$ m
- *Line III* : Pipa Acrylic dengan diameter $D = 1/2$ in dan panjang $L = 1$ m

- *Line IV* : Pipa dengan variasi *fitting* dan *flow meter*.

Modifikasi dilakukan terhadap *Line III* dengan mengganti pipa metal menggunakan pipa *acrylic* pada diameter $D = 1/2$ in. Pengujian juga dilakukan untuk menentukan nilai kekasaran pipa jenis *acrylic* yang akan digunakan. Instalasi komponen yang digunakan dalam peralatan ini dapat diamati pada gambar 3.2.



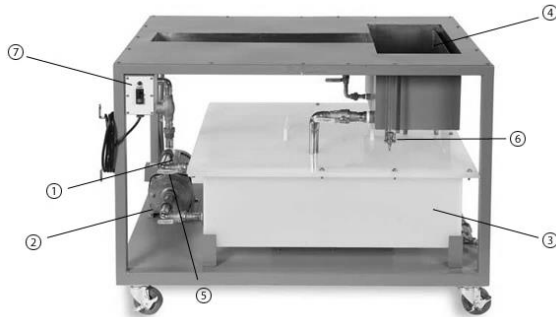
Gambar 3. 2. Instrumentasi *CUSSONS friction loss in pipe apparatus*.

Keterangan:

- | | |
|------------------------------------|---|
| ① Rotameter Fisher 2000 | ⑤ <i>Elbow 45°</i> |
| ② <i>Gate valve</i> | ⑥ Venturimeter |
| ③ <i>Long radius elbow 90°</i> | ⑦ <i>Sudden contraction/enlargement pipe</i> |
| ④ <i>Standard radius elbow 90°</i> | ⑧ <i>Pressure Tap</i> |
| | (a-a', b-b', c-c', d-d', d'-e, e-f, g-g', h-h') |

2. *CUSSONS Water Circulating Unit*

Peralatan ini terdiri atas komponen *rotating* yang berfungsi memindahkan fluida kerja. Secara umum, konstruksi dari *hydraulic bench* dapat diamati pada gambar 3.3.



Gambar 3. 3. Model *hydraulic bench* beserta komponen-komponennya. ([www. hampden.com](http://www.hampden.com))

Beberapa komponen penting yang terdapat pada peralatan ini adalah sebagai berikut:

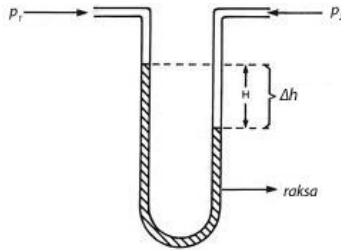
- ① *Single-stage centrifugal pump*
- ② *NEWMAN Electric Motor 18030V1/5*
(daya *input*: 1,5 hp/1,1 kW, RPM: 2850, $240 \pm 6\%$ volts, 8,8 amps)
- ③ *Water tank I (main reservoir)*
- ④ *Water tank II*
- ⑤ *By-pass valve*
- ⑥ *Load hanger*
- ⑦ *ON/OFF Switch*

3.1.3. Perhitungan dan Analisis *Head Loss* Perpipaan

Adapun parameter yang diperlukan guna melakukan analisis *Head loss* dapat diuraikan sebagai berikut:

1. Menghitung nilai *friction factor* (f).

Dalam analisis nilai f , digunakan alat manometer raksa. Manometer raksa digunakan untuk menentukan perbedaan tekanan antara dua titik pada sistem perpipaan. Penggunaan manometer raksa dapat diamati pada gambar 3.4.



Gambar 3. 4. Aplikasi manometer raksa untuk menentukan *differential pressure*.

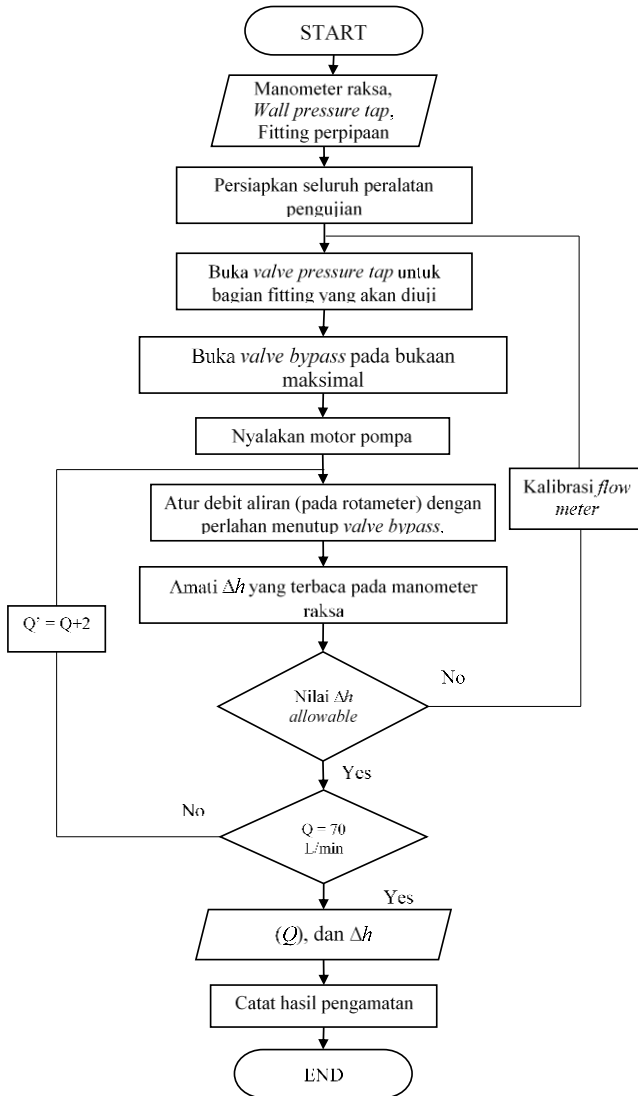
Perbedaan tekanan dihitung menggunakan persamaan hidrostatik sebagai berikut:

$$\Delta p = (SG_{Hg})\rho g \Delta h \quad (3.1)$$

dimana:

- Δp = perbedaan tekanan, Pa
- SG_{Hg} = *specific gravity of fluid*
untuk fluida pengukur raksa, $SG = 13,6$
- ρ = rapat jenis massa fluida referensi (H_2O),
 997 kg/m^3
- g = percepatan gravitasi bumi, m/s^2
- Δh = perbedaan ketinggian raksa pada
manometer, m

Alur perhitungan nilai f dapat diamati pada gambar 3.5.



Gambar 3. 5. Flowchart pengujian Δh pada pipa dan fitting perpipaan.

Setelah nilai Δh ditemukan, melalui proses perhitungan ditemukan nilai dari f . Adapun persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai f adalah sebagai berikut.

$$h_L = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\bar{V}_1^2 - \bar{V}_2^2}{2g} + (z_2 - z_1) \quad (3.1)$$

untuk $\bar{V}_1^2 = \bar{V}_2^2$ dan $z_1 = z_2$,

$$h_L = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (3.2)$$

berdasarkan persamaan Darcy Weisbach,

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

dengan menghubungkan persamaan 3.2 ke dalam persamaan Darcy Weisbach, maka selanjutnya perhitungan terhadap f menjadi sebagai berikut.

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

$$f = 2 \frac{D}{L} \cdot \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2} \quad (3.3)$$

dimana:

Δp	= perbedaan tekanan pada <i>fitting</i> , Pa	L	= panjang pipa, m
ρ	= rapat jenis fluida, kg/m ³	D	= diameter pipa, m
f	= faktor gesekan	V	= kecepatan aliran fluida, m/s

Dengan mengetahui nilai f , *wall roughness* atau kekasaran permukaan pipa (e) dapat ditentukan menggunakan persamaan 2.6, dimana:

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

maka,

$$e/D = 3,7 \left[10^{\left(-\frac{1}{1,8\sqrt{f}} \right) - \frac{6,9}{Re}} \right]^{\frac{1}{1,11}} \quad (3.4)$$

Analisis dilakukan pada aliran turbulen untuk memudahkan pengamatan terhadap perbedaan tekanan pipa. Variasi nilai bilangan Reynolds sebagai representasi aliran untuk diameter pipa 3/2 in dapat diamati pada tabel 3.1.

Tabel 3. 1. Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 3/2 in.

Q [L/min]	Q $\times 10^{-5}$ [m ³ /det]	V [m/s]	Re	Jenis Aliran
2	3,33	0,0292	1240,5	Laminar
4	6,67	0,0584	2481,0	Turbulen
6	10,00	0,0876	3721,6	Turbulen
8	13,33	0,1169	4962,1	Turbulen
10	16,67	0,1461	6202,7	Turbulen

$D = 0,03$ m, $T = 25^{\circ}\text{C}$, $\rho = 997$ kg/m³, dan $\mu = 8,93 \times 10^{-4}$ N.s/m²

Sementara itu, untuk diameter yang lebih kecil, yaitu 3/4 in, variasi bilangan Reynolds aliran dapat diamati pada tabel 3.2.

Tabel 3. 2. Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 3/4 in.

Q [L/min]	Q $\times 10^{-5}$ [m ³ /det]	V [m/s]	Re	Jenis Aliran
2	3,33	0,1169	2481,1	Turbulen
4	6,67	0,2338	4962,2	Turbulen
6	10,00	0,3507	7443,3	Turbulen
8	13,33	0,4676	9924,4	Turbulen
10	16,67	0,5845	12405	Turbulen

$$D = 0,019 \text{ m}, T = 25^{\circ}\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Untuk diameter yang lebih kecil lagi, yaitu 1/2 in, variasi bilangan Reynolds aliran dapat diamati pada tabel 3.3.

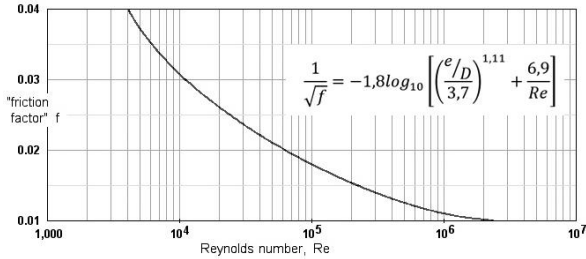
Tabel 3. 3. Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 1/2 in.

Q [L/min]	Q $\times 10^{-5}$ [m ³ /det]	V [m/s]	Re	Jenis Aliran
2	3,33	0,2633	3733,9	Turbulen
4	6,67	0,5265	7466,8	Turbulen
6	10,00	0,7898	11199,8	Turbulen
8	13,33	1,0531	14932,7	Turbulen
10	16,67	1,3164	18665,6	Turbulen

$$D = 0,013 \text{ m}, T = 25^{\circ}\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Hubungan antara nilai f dan Re dicapai berdasarkan diferensial tekanan yang terjadi di sepanjang aliran pipa. Diferensial tekanan diperlukan untuk mencapai kecepatan aliran (V) dengan panjang pipa (L) dan diameter (D) pipa, demikian pula halnya dengan massa jenis fluida kerja. Diferensial tekanan pun dipengaruhi

oleh f yang juga dipengaruhi oleh bilangan Reynolds. Gambar 3.6 menunjukkan hubungan antara Re dan f .



Gambar 3. 6. Grafik hubungan *friction factor* (f) dan Re . (<http://www.johnhearfield.com>)

2. Menghitung nilai K_L

Dengan menggunakan prinsip yang sama pada persamaan 3.1 dan 3.2, selanjutnya diperoleh:

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

$$K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2} \quad (3.5)$$

dimana:

Δp = perbedaan tekanan pada *fitting*, Pa

ρ = rapat jenis massa fluida, kg/m^3

f = faktor gesekan

L = panjang pipa, m

D = diameter pipa, m

V = kecepatan aliran fluida, m/s

3. Analisis *Head loss*

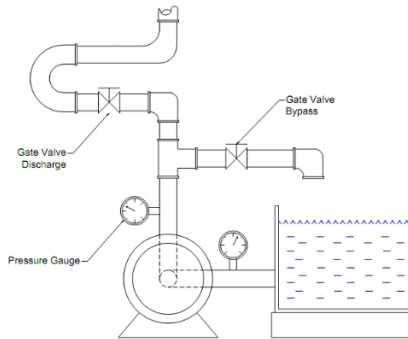
Head loss total yang terjadi di dalam sistem perpipaan merupakan total dari *head loss* mayor dan minor yang ada. Nilai ini nantinya juga akan digunakan untuk menentukan besarnya *head pipeline* yang dimiliki sistem perpipaan.

3.1.4. Analisis Pompa

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

1. Head Pompa (H_p)

Perhitungan head pompa melibatkan tekanan *suction* dan tekanan *discharge*. Besarnya nilai tekanan ditentukan dengan *pressure gauge*. Penggunaan alat ukur tekanan pada pompa dapat diamati pada Gambar 3.7.



Gambar 3. 7. Pengukuran tekanan *suction* dan *discharge* pada pompa.

Berdasarkan persamaan 2.11, dengan nilai $h_{l,T}$ diasumsikan tercakup dalam nilai selisih tekanan $p_2 - p_1$ dan $z_2 - z_1 = h_g$, maka:

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2g} + h_g \quad (3.6)$$

dimana:

H_p	= head pompa, m	\bar{V}_2	= kecepatan sisi discharge, m/det
p_2	= tekanan di sisi discharge, N/m ²	\bar{V}_1	= kecepatan sisi suction, m/det
p_1	= tekanan di sisi	γ	= berat jenis fluida,

$$h_g = \begin{array}{l} \text{suction, N/m}^2 \\ \text{selisih} \\ \text{ketinggian} \\ \text{pressure tap, m} \end{array} = \begin{array}{l} \text{N/m}^3 \\ \rho g \end{array}$$

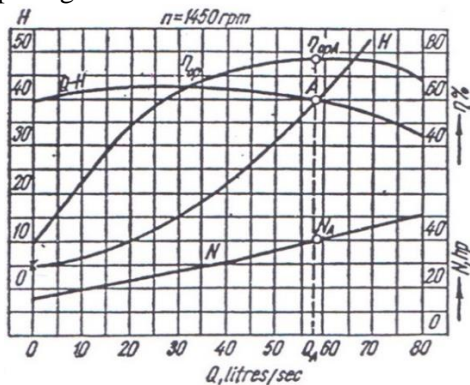
2. Menentukan kurva $Q - H$

Perpotongan antara kurva $Q-H$ dan *head pipeline* akan menghasilkan *working point*. Kurva $Q-H$ dapat ditentukan dengan plot variasi nilai *head* pompa (H_p) terhadap debit (Q).

3. Efisiensi pompa (η_p)

Perhitungan efisiensi pompa dilakukan berdasarkan persamaan 2.14. Untuk mendapatkan nilai efisiensi dilakukan perhitungan terhadap nilai daya hidrolis (W_p) dan daya poros (B_p).

Hasil yang diharapkan dari plot data-data diatas adalah sebuah grafik performa kerja pompa. Adapun grafik tersebut dimodelkan pada gambar 3.8.



Gambar 3. 8. Grafik performa kerja pompa sentrifugal. (Khetagurov, 1966)

3.1.5. Pemodelan Pipe Flow Expert v5.12.1.1

Pipe Flow Expert v5.12.1.1 merupakan aplikasi pemodelan jaringan perpipaan. Pemodelan aliran fluida dengan komponen-komponennya meliputi *water tank*, *pumping unit*, sistem perpipaan, dan *fitting*. Aplikasi ini dapat pula digunakan untuk menghitung laju aliran dan tekanan di dalam jaringan perpipaan.

Penggunaan *software* berfungsi sebagai pembanding dari hasil penelitian lewat analisis dan perhitungan manual. Alur proses pemodelan *software* dilakukan dengan prosedur sebagai berikut (Pipe Flow Expert *User Guide*):

1. Melakukan pengisian data properties fluida sesuai dengan fluida yang digunakan. Gambar 3.9 menunjukkan kolom yang perlu diisi yaitu, temperatur, tekanan, densitas, viskositas absolut, dan vapor pressure.

Fluid properties:							
Name	Formula	Temperature °C	Pressure bar g	Density kg/m ³	Viscosity Centipoise	Vapour Press. kPa (abs)	State
Water	H ₂ O	25.0	0.0000	997.000	0.8900	3.170	Gas <input type="checkbox"/>




Save

Gambar 3. 9. *Input data fluid properties pada software Pipe Flow Expert v5.12.1.1.*

2. Membuat skema perpipaan yang dari tangki hingga *exit*.
3. Memasukkan kondisi tangki, diameter dan material pipa, *fitting* perpipaan, serta parameter lain yang diperlukan. Gambar 3.10 di bawah ini menunjukkan data pipa yang perlu dimasukkan. Selanjutnya, memasukkan tipe *fitting* seperti gambar 3.11.

Pipe data: P1							(Pipe Id: 1)
Material	Schedule / Class		Internal roughness (mm)				
PVC (ANSI)	Sch. 40		0.005004				
Nominal Size	Internal Diam. mm	Wall Thick. mm	Outside Diam. mm	Weight kgs/m	Internal Vol. m ³ / 100 m	Surface Area m ² / 100 m	
1.5"							<input checked="" type="checkbox"/> Save Data to Pipe <input type="button" value="Cancel"/>

Gambar 3. 10. *Pemilihan diameter dan material pipa.*

Fittings on: P2, Steel, 4" 102.260 mm						(Pipe Id: 2)	
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty	
	LB	10 mm	0.25"	Long bend	0.4900	1	
	BT	12 mm	0.38"	Branch Tee	1.7400	1	
	E45	20 mm	0.75"	Elbow 45°	0.4000	1	<input type="checkbox"/>

Total K = 2,63

Save

Clear

Gambar 3. 11. Input koefisien *losses* pada fitting perpipaan.

4. Melakukan penelitian terhadap data-data yang perlu di plot dalam menentukan karakteristik kerja aktual pompa sentrifugal. Gambar 3.12 menunjukkan data yang diperlukan dalam mendapatkan karakteristik kerja pompa

Pump Type

Fixed Flow Rate Set to m³/sec

Fixed Head Increase m Fluid

Fixed Speed, Running at rpm

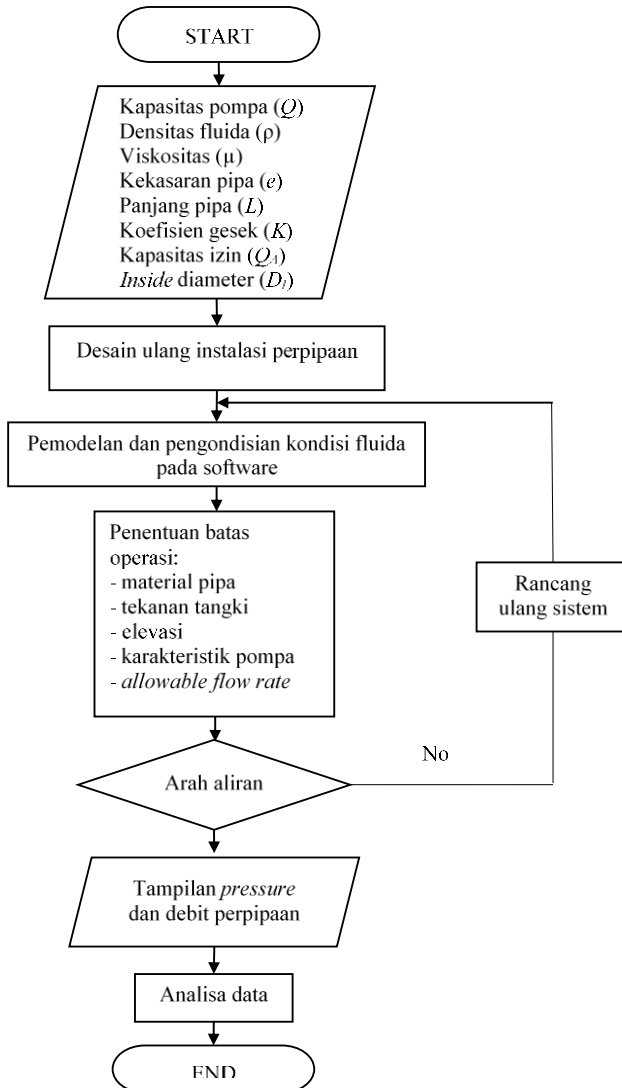
Flow	Head	Efficiency	NPSHr
R ³ /sec	ft Fluid	%	ft. hd Fluid
0	0	0	0

Preferred Operating Region

From % To % of Flow at Best Effy Point

Gambar 3. 12. Plot data karakteristik pompa sentrifugal.

Proses pemodelan dengan Pipe Flow Expert v5.12.1.1 dapat diamati dalam flowchart pada gambar 3.13.



Gambar 3. 13. Flowchart prosedur pemodelan Pipe Flow Expert v5.12.1.1

3.2. Prosedur Penelitian

3.2.1. Panduan Pengambilan Data

Penelitian terhadap *pipe apparatus* CUSSONS dengan pompa sentrifugal *single stage* dilakukan dengan panduan sebagai berikut:

1. Pastikan lingkungan kerja bersih dan bebas dari genangan air
2. Bersihkan rumah pompa pada CUSSONS *hydraulic bench* dari genangan air yang bisa saja berasal dari *water tank* I.
3. Buka penuh *valve* pipa menuju *bypass*
4. Pastikan *valve* pipa utama pada CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* berada dalam keadaan terbuka.
5. Buka katup *pressure tap* yang ingin dilakukan pengukuran. Bila tidak, tutup katup *pressure tap*.
6. Tekan ON *Switch* untuk menyalakan motor.
7. Tunggu beberapa saat hingga motor bekerja normal (ditandai dengan suara yang ditimbulkan oleh motor).
8. Amati fitting perpipaan. Bila terdapat *joint* atau komponen lain yang mengalami kebocoran signifikan, tekan tombol OFF *Switch*.
9. Perbaiki bagian yang mengalami kebocoran, lalu ulang kembali langkah 6.
10. Tutup perlahan *bypass valve* hingga *fully closed*, sembari membuka *discharge valve* hingga kondisi *fully opened*.
11. Atur debit aliran dengan membuka/menutup *discharge valve*.
12. Lakukan pengamatan.

BAB 4

ANALISIS PERFORMA

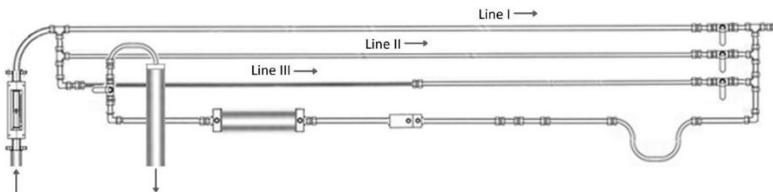
4.1. Umum

CUSSENS *friction loss in pipe apparatus* merupakan fasilitas pengujian *Head loss* perpipaan. Fasilitas ini sudah tidak dioperasikan dalam waktu yang sangat lama. Analisis dilakukan guna mengetahui performa kerja dari fasilitas ini serta menjadi bahan evaluasi bagi penggunaan fasilitas ini di masa yang akan datang.

Analisis dilakukan terhadap *head loss* mayor dan *head loss* minor yang terjadi pada sistem perpipaan. Dalam penelitian juga dilakukan analisis terhadap nilai kekasaran pipa serta menentukan karakteristik aliran fluida dalam pipa dalam bentuk grafik hubungan $f - Re$. Setelah itu, dilakukan analisis terhadap performa pompa yakni dengan menentukan grafik karakteristik kerja pompa tersebut.

4.2. Analisis *Head Loss* Mayor

Perhitungan *Head loss* mayor dilakukan terhadap tiga buah *line*. Gambar 4.1 menunjukkan ilustrasi dari fasilitas CUSSENS *friction loss in pipe apparatus* yang digunakan dalam pengujian ini.



Gambar 4. 1. Ilustrasi CUSSENS *friction loss in pipe apparatus*.

Fluida dipompakan menggunakan pompa sentrifugal *single stage* dengan motor listrik jenis NEWMAN *Electric Motor* pada putaran 2850 rpm. Masing-masing line dilengkapi dengan *gate valve* untuk mengontrol aliran fluida yang diinginkan melalui *line* tertentu.

Tabel 4. 1. Data awal hasil eksperimen untuk *Head loss* mayor.

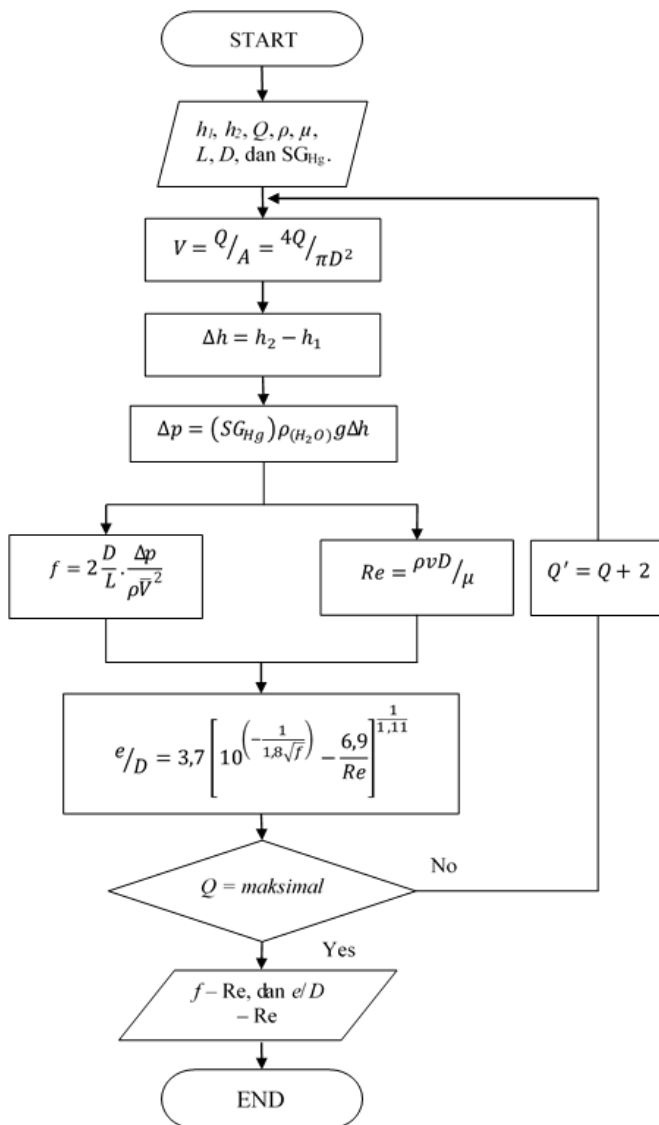
Parameter	Line I	Line II	Line III
Debit Aliran (Q)			
$(Q)_{min}$	10 L/min $1,67 \times 10^{-4} m^3/s$	10 L/min $1,67 \times 10^{-4} m^3/s$	10 L/min $1,67 \times 10^{-4} m^3/s$
$(Q)_{max}$	70 L/min $11,7 \times 10^{-4} m^3/s$	60 L/min $10,0 \times 10^{-4} m^3/s$	50 L/min $8,3 \times 10^{-4} m^3/s$
ΔQ	2 L/min $3 \times 10^{-5} m^3/s$	2 L/min $3 \times 10^{-5} m^3/s$	2 L/min $3 \times 10^{-5} m^3/s$
Panjang pipa (L)	3 m	3 m	1 m
Diameter (D)	$3/2$ in 0,0381 meter	$3/4$ in 0,01905 meter	$1/2$ in 0,0127 meter

$$SG_{Hg} = 13,6\rho_{water}; T = 25^{\circ}C; \rho_{water} = 997 \text{ kg/m}^3; \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Data-data pada tabel 4.1 digunakan untuk menentukan *Head loss* mayor di sepanjang pipa pada masing-masing *line*. Perhitungan matematis dilakukan mengacu pada data yang didapatkan melalui eksperimen.

4.2.1. *Flowchart Analisis Head Loss Mayor*

Dalam analisis *head loss* mayor, nilai dari f dan e/D merupakan variabel yang sangat penting. Karen itu, gambar 4.2 menjelaskan langkah-langkah sistematis dalam menentukan nilai f dan e/D dari sistem perpipaan CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*.



Gambar 4. 2. Flowchart analisis head loss mayor.

4.2.2. Contoh Perhitungan

Pada contoh perhitungan berikut, analisis dilakukan pada nilai debit $Q = 50 \text{ L}/\text{min}$ terhadap *line* I. Sebelum dapat menentukan *Head loss* mayor, dilakukan perhitungan terhadap beberapa parameter penting.

Kecepatan fluida pada *line* I (V_I):

Berdasarkan persamaan 2.1 dimana $Q = V \cdot A$, maka nilai V dapat dihitung sebagai berikut:

$$V_I = \frac{4Q}{\pi D_I^2}$$

$$V_I = \frac{4(50 \text{ L}/\text{min})}{\pi(3/2 \text{ in})^2} \cdot \left| \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ L}} \right| \left| \frac{1 \text{ in}^2}{(0,0254)^2 \text{ m}^2} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ det}} \right|$$

$$V_I = 0,7313 \text{ m}/\text{det}$$

Berdasarkan pengambilan data pada nilai debit $Q = 50 \text{ L}/\text{min}$, diperoleh nilai pembacaan manometer raksa terhadap *line* I sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h \text{ inlet} & : h_1 = 18,05 \text{ cm} \\ h \text{ outlet} & : h_2 = 18,45 \text{ cm} \end{aligned}$$

Berdasarkan pembacaan pada manometer raksa, selisih ketinggian permukaan raksa merepresentasikan perbedaan head antara bagian inlet dan bagian outlet pipa. Dengan demikian:

$$\Delta h = (h_2 - h_1) (\text{cm}) = \frac{(h_2 - h_1)}{100} (\text{m})$$

$$\Delta h = \frac{(18,05 - 18,45)}{100} \text{ m} = 0,0040 \text{ m}$$

Dengan persamaan 3.1, selisih tekanan di sepanjang aliran fluida (Δp) pada *line* I adalah:

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997,07 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,0040 \text{ m}$$

$$\Delta p = 532,06 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Berdasarkan persamaan 3.3, didapatkan bahwa nilai f pada *line I* adalah sebagai berikut:

$$f = 2 \frac{D}{L} \cdot \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2}$$

$$f = 2 \frac{0,0381 \text{ m}}{3 \text{ m}} \cdot \frac{532,06 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (0,7313 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}$$

$$f = 0,025$$

Untuk menentukan nilai kekasaran relatif (e/D) dari pipa pada *line I*, digunakan persamaan 3.4. Berdasarkan persamaan tersebut didapatkan:

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

$$e/D = 3,7 \left[10^{\left(\frac{-1}{1,8\sqrt{0,025}} \right)} - \frac{6,9}{31107,6} \right]^{\frac{1}{1,11}}$$

$$e/D = 0,0009$$

4.2.3. Pembahasan

4.2.3.1 Head Loss Mayor pada Line I

Tabel 4.2 merupakan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai f dari sistem perpipaan yang terdapat pada *line I*. Setelah diketahui data berupa nilai *friction factor* (f), karakteristik *pipeline* dari *line I* dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan *friction factor* (f) dan bilangan Reynolds (Re). Gambar 4.3 menunjukkan grafik $f - Re$ dari pipa pada *line I*.

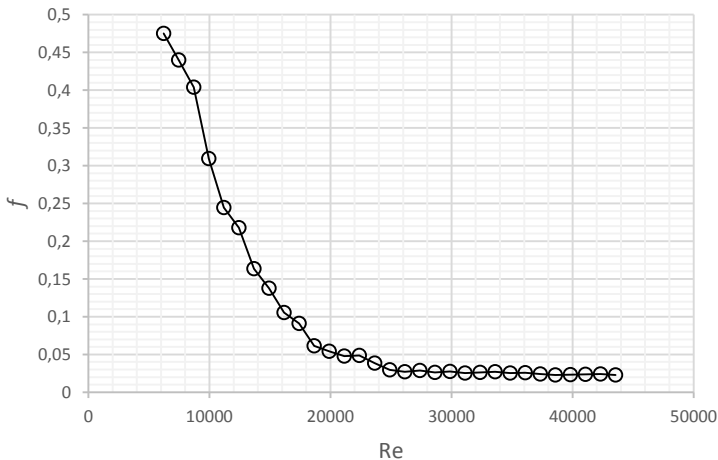
Tabel 4. 2. Friction factor dengan variasi debit (Q) pada line I

Q [L/min]	Q $\times 10^{-4}$ [m ³ /det]	V [m/det]	h_1 [cm]	h_2 [cm]	Δh $\times 10^{-3}$ [m]	Δp [N/m ²]	f	Re	e/D
10	1,67	0,15	20,15	20,45	3,0	399,05	0,475	6221,5	0,6909
12	2,00	0,18	19,90	20,30	4,0	532,06	0,440	7465,8	0,6474
14	2,33	0,20	19,75	20,25	5,0	665,08	0,404	8710,2	0,6005
16	2,67	0,23	19,70	20,20	5,0	665,08	0,309	9954,5	0,4631
18	3,00	0,26	19,65	20,15	5,0	665,08	0,244	11198,8	0,3570
20	3,33	0,29	19,60	20,15	5,5	731,59	0,218	12443,1	0,3108
22	3,67	0,32	19,50	20,00	5,0	665,08	0,164	13687,4	0,2120
24	4,00	0,35	19,40	19,90	5,0	665,08	0,138	14931,7	0,1632
26	4,33	0,38	19,30	19,75	4,5	598,57	0,105	16176,0	0,1043
28	4,67	0,41	19,25	19,70	4,5	598,57	0,091	17420,3	0,0790
30	5,00	0,44	19,20	19,55	3,5	465,56	0,062	18664,6	0,0336
32	5,33	0,47	19,20	19,55	3,5	465,56	0,054	19908,9	0,0241
34	5,67	0,50	19,05	19,40	3,5	465,56	0,048	21153,2	0,0172
36	6,00	0,53	18,90	19,30	4,0	532,06	0,049	22397,5	0,0183
38	6,33	0,56	18,90	19,25	3,5	465,56	0,038	23641,8	0,0084
40	6,67	0,59	18,75	19,05	3,0	399,05	0,030	24886,2	0,0026
42	7,00	0,61	18,55	18,85	3,0	399,05	0,027	26130,5	0,0013
44	7,33	0,64	18,40	18,75	3,5	465,56	0,029	27374,8	0,0022
46	7,67	0,67	18,25	18,60	3,5	465,56	0,026	28619,1	0,0012
48	8,00	0,70	18,05	18,45	4,0	532,06	0,028	29863,4	0,0018
50	8,33	0,73	18,05	18,45	4,0	532,06	0,025	31107,7	0,0009
52	8,67	0,76	17,85	18,30	4,5	598,57	0,026	32352,0	0,0015
54	9,00	0,79	17,70	18,20	5,0	665,08	0,027	33596,3	0,0019
56	9,33	0,82	17,35	17,85	5,0	665,08	0,025	34840,6	0,0011
58	9,67	0,85	17,20	17,75	5,5	731,59	0,026	36084,9	0,0014
60	10,00	0,88	17,00	17,55	5,5	731,59	0,024	37329,2	0,0008
62	10,33	0,91	16,90	17,45	5,5	731,59	0,023	38573,5	0,0003
64	10,67	0,94	16,75	17,35	6,0	798,09	0,023	39817,8	0,0005
66	11,00	0,97	16,65	17,30	6,5	864,60	0,024	41062,2	0,0007
68	11,33	0,99	16,55	17,25	7,0	931,11	0,024	42306,5	0,0009
70	11,67	1,02	16,55	17,25	7,0	931,11	0,023	43550,8	0,0004

$D = 0,0381$ m, $L = 3$ m, $T = 25^\circ\text{C}$, $\rho = 997$ kg/m³, dan $\mu = 8,93 \times 10^{-4}$ N.s/m²

Gambar 4.3 menunjukkan bahwa nilai f akan memiliki kecenderungan turun seiring dengan semakin tingginya nilai bilangan Reynolds. Namun, pada bilangan Reynolds tertentu, penurunan nilai f akan semakin landai dan cenderung untuk memiliki nilai konstan ketika bilangan Reynolds semakin tinggi. Berdasarkan eksperimen, didapatkan bahwa pada debit minimal,

10 L/min, aliran memiliki nilai bilangan Reynolds $Re = 6221,5$ dan nilai *friction factor* $f = 0,475$. Penurunan drastis terhadap nilai f diperkirakan berhenti pada debit 42 L/min, dimana aliran memiliki nilai bilangan Reynolds $Re = 26130,5$ dan nilai *friction factor* $f = 0,027$. Sedangkan pada debit maksimal, 70 L/min, aliran memiliki nilai bilangan Reynolds $Re = 43550,8$ dan nilai *friction factor* $f = 0,023$.



Gambar 4. 3. Grafik hubungan f dan Re pada *line I*.

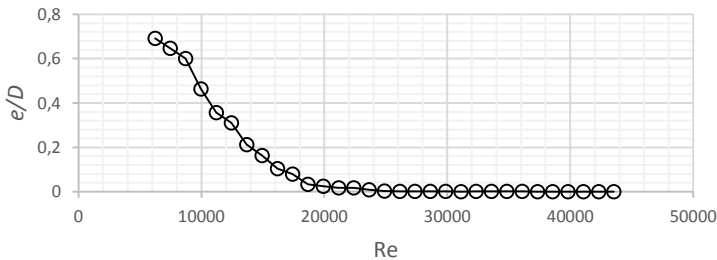
Untuk dapat menentukan nilai f digunakan perumusan *Head loss* mayor dimana $h_L = \frac{\Delta p}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g}$ sehingga $\Delta p = \rho f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2}$. Alhasil, dapat dituliskan bahwa $f = 2 \frac{D}{L} \cdot \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2}$. Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa $2 \frac{D}{L} = \text{constant}$, sehingga nilai f hanya dipengaruhi perubahan nilai Δp yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer dan kuadrat nilai kecepatan (\bar{V}) yang dipengaruhi oleh perubahan nilai debit (Q). Semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula kecepatan aliran di dalam pipa ($Q = V \cdot A$). Semakin besar nilai kecepatan aliran di

dalam pipa, semakin besar pula nilai bilangan Reynolds (Re) yang dihasilkan $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$. Berdasarkan perumusan tersebut, diketahui bahwa $Q \approx Re$ dan $V \approx Re$. Karena $f \approx \frac{1}{V}$, maka dapat diambil korelasi antara f dan Re bahwa $f \approx \frac{1}{Re}$, dimana semakin besar nilai Re akan diikuti dengan penurunan nilai f . Namun, pada $Re = 26130,5$ penurunan terhadap nilai f akibat pertambahan kecepatan menjadi landai. Hal ini diakibatkan nilai perubahan tekanan (Δp) disepanjang pipa yang lebih besar dibandingkan nilai kuadrat kecepatan (\bar{V}) di dalam pipa. Alhasil, pada Re yang lebih besar, nilai f cenderung konstan.

Menurut persamaan Swamee – Jain diketahui bahwa

$$f = \left\{ -1,8 \log \left(\left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right) \right\}^{-2}$$

Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa besarnya nilai f juga dipengaruhi oleh kekasaran pipa. Kekasaran pipa relatif terhadap diameter (e/D) berbanding lurus terhadap nilai f , dimana semakin besar nilai e/D , maka semakin besar pula nilai f . Gambar 4.4 menunjukkan hubungan antara nilai e/D dan Re .



Gambar 4. 4. Grafik hubungan e/D dan Re pada *line I*.

Pada aliran turbulen dengan nilai bilangan Reynolds yang besar (>26000), pengamatan terhadap nilai e/D dapat dilakukan. Hal ini dikarenakan pada kondisi ini profil aliran telah berkembang penuh dan nilai kekasaran pipa cenderung konstan. Berdasarkan

hasil eksperimen, pipa PVC diameter 3/2 in memiliki nilai kekasaran relatif $e/D = 0,00112$. Dengan demikian, kekasaran dari pipa PVC pada *line* I adalah $e = e/D \times D = 0,00112 \times 38,1 \text{ mm} = 0,0427 \text{ mm}$.

4.2.3.2 *Head Loss Mayor pada Line II*

Tabel 4.3 merupakan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai f dari sistem perpipaan yang terdapat pada *line* II. Setelah diketahui data berupa nilai *friction factor* (f), karakteristik *pipeline* dari *line* II dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan *friction factor* (f) dan bilangan Reynolds (Re). Gambar 4.5 menunjukkan grafik $f - Re$ dari pipa pada *line* II.

Gambar 4.5 menunjukkan bahwa nilai f akan memiliki kecenderungan turun seiring dengan semakin tingginya nilai bilangan Reynolds. Namun, pada bilangan Reynolds tertentu, penurunan nilai f akan semakin landai dan cenderung untuk memiliki nilai konstan ketika bilangan Reynolds semakin tinggi. Berdasarkan eksperimen, didapatkan bahwa pada debit minimal, 10 L/min, aliran memiliki nilai bilangan Reynolds $Re = 12443,1$ dan nilai *friction factor* $f = 0,104$. Penurunan drastis terhadap nilai f diperkirakan berhenti pada debit 30 L/min, dimana aliran memiliki nilai bilangan Reynolds $Re = 37329,2$ dan nilai *friction factor* $f = 0,067$. Sedangkan pada debit maksimal, 60 L/min, aliran memiliki nilai bilangan Reynolds $Re = 74658,5$ dan nilai *friction factor* $f = 0,066$.

Tabel 4. 3. Friction factor dengan variasi debit (Q) pada line II.

Q [L/min]	Q $\times 10^{-4}$ [m ³ /det]	v [m/det]	h ₁ [cm]	h ₂ [cm]	Δh $\times 10^{-2}$ [m]	Δp [N/m ²]	f	Re	e/D
10	1,67	0,59	19,00	21,10	2,10	2793,33	0,104	12443,1	0,101
12	2,33	0,70	18,80	21,60	2,80	3724,44	0,096	14931,7	0,088
14	2,67	0,82	18,50	22,00	3,50	4655,55	0,088	17420,3	0,075
16	3,00	0,94	18,05	22,35	4,30	5719,68	0,083	19908,9	0,066
18	3,33	1,05	17,65	22,75	5,10	6783,80	0,078	22397,5	0,058
20	3,67	1,17	17,25	23,05	5,80	7714,91	0,072	24886,2	0,049
22	4,00	1,29	17,00	23,75	6,75	8978,56	0,069	27374,8	0,045
24	4,33	1,40	16,50	24,40	7,90	10508,24	0,068	29863,4	0,043
26	4,67	1,52	15,65	25,00	9,35	12436,97	0,068	32352,0	0,044
28	5,00	1,64	14,95	25,65	10,70	14232,69	0,068	34840,6	0,043
30	5,33	1,76	13,90	26,10	12,20	16227,92	0,067	37329,2	0,042
32	5,67	1,87	13,55	27,35	13,80	18356,17	0,067	39817,8	0,042
34	6,00	1,99	12,55	28,10	15,55	20683,95	0,067	42306,5	0,042
36	6,33	2,11	11,55	28,90	17,35	23078,23	0,066	44795,1	0,041
38	6,67	2,22	10,15	29,40	19,25	25605,53	0,066	47283,7	0,041
40	7,00	2,34	9,00	30,20	21,20	28199,34	0,066	49772,3	0,040
42	7,33	2,46	8,00	31,35	23,35	31059,18	0,066	52260,9	0,040
44	7,67	2,57	6,75	32,50	25,75	34251,56	0,066	54749,5	0,041
46	8,00	2,69	4,75	33,00	28,25	37576,95	0,066	57238,2	0,041
48	8,33	2,81	3,65	34,35	30,70	40835,84	0,066	59726,8	0,041
50	8,67	2,93	2,75	35,95	33,20	44161,23	0,066	62215,4	0,041
52	9,00	3,04	0,85	36,75	35,90	47752,65	0,066	64704,0	0,041
54	9,33	3,16	-1,25	38,00	39,25	52208,68	0,067	67192,6	0,042
56	9,67	3,28	-2,00	40,10	42,10	55999,63	0,066	69681,2	0,042
58	10,00	3,39	-3,00	42,05	45,05	59923,60	0,066	72169,9	0,042
60	10,33	3,51	-4,25	43,80	48,05	63914,07	0,066	74658,5	0,041

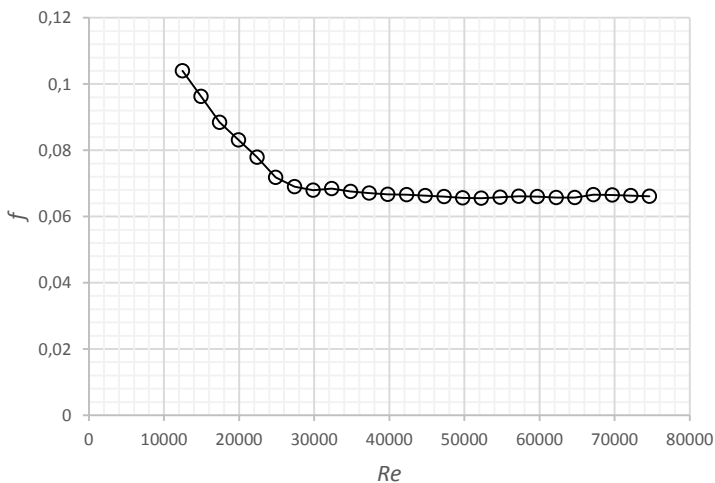
$$D = 0,0195 \text{ m}, L = 3 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Untuk dapat menentukan nilai f digunakan perumusan

$$\text{Head loss mayor dimana } h_L = \frac{\Delta p}{\rho g} = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g} \text{ sehingga } \Delta p = \rho f \frac{L \bar{V}^2}{D} \cdot 2. \text{ Alhasil, dapat dituliskan bahwa } f = 2 \frac{D}{L} \cdot \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2}.$$

Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa $2 \frac{D}{L} = \text{constant}$, sehingga nilai f hanya dipengaruhi perubahan nilai Δp yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer dan kuadrat nilai kecepatan (\bar{V}) yang dipengaruhi oleh perubahan nilai debit

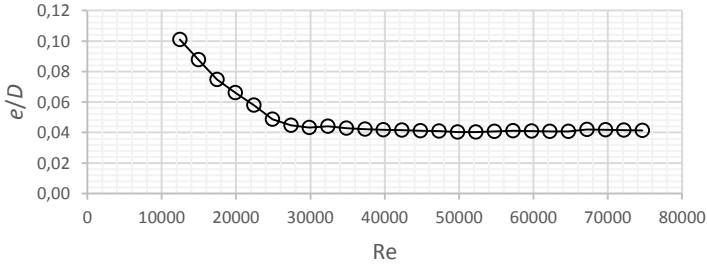
(Q). Semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula kecepatan aliran di dalam pipa ($Q = V.A$). Semakin besar nilai kecepatan aliran di dalam pipa, semakin besar pula nilai bilangan Reynolds (Re) yang dihasilkan $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$. Berdasarkan perumusan tersebut, diketahui bahwa $Q \approx Re$ dan $V \approx Re$. Karena $f \approx \frac{1}{V}$, maka dapat diambil korelasi antara f dan Re bahwa $f \approx \frac{1}{Re}$, dimana semakin besar nilai Re akan diikuti dengan penurunan nilai f . Namun, pada $Re = 37329,2$ penurunan terhadap nilai f akibat pertambahan kecepatan menjadi landai. Hal ini diakibatkan nilai perubahan tekanan (Δp) disepanjang pipa yang lebih besar dibandingkan nilai kuadrat kecepatan (\bar{V}) di dalam pipa. Alhasil, pada Re yang lebih besar, nilai f cenderung konstan.



Gambar 4. 5. Grafik hubungan f dan Re pada *line II*

Menurut persamaan Swamee – Jain, diketahui bahwa nilai $f = \left\{ -1,8 \log \left(\left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right) \right\}^{-2}$. Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa besarnya nilai f juga dipengaruhi oleh kekasaran

pipa. Kekasaran pipa relatif terhadap diameter (e/D) berbanding lurus terhadap nilai f , dimana semakin besar nilai e/D , maka semakin besar pula nilai f . Gambar 4.6 menunjukkan hubungan antara nilai e/D terhadap Re .



Gambar 4. 6. Grafik hubungan e/D dan Re pada *line II*.

Pada aliran turbulen dengan nilai bilangan Reynolds yang besar (>29000), pengamatan terhadap nilai e/D dapat dilakukan. Meskipun kecenderungan nilai e/D terus turun, namun penurunan tersebut sangat kecil. Pada kondisi ini, profil aliran telah berkembang penuh dan nilai kekasaran pipa dapat ditentukan dengan menghitung rata-rata nilai e/D tersebut. Berdasarkan hasil eksperimen, pipa PVC diameter $3/4$ in memiliki nilai kekasaran relatif $e/D = 0,041$. Dengan demikian, kekasaran dari pipa PVC pada *line II* adalah $e = e/D \times D = 0,041 \times 19,05 \text{ mm} = 0,78 \text{ mm}$.

4.2.3.3 Head Loss Mayor pada Line III

Tabel 4.4 merupakan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai f dari sistem perpipaan yang terdapat pada *line III*. Setelah diketahui data berupa nilai *friction factor* (f), karakteristik *pipeline* dari *line III* dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan *friction factor* (f) dan bilangan Reynolds (Re). Gambar 4.7 menunjukkan grafik $f-Re$ dari pipa pada *line III*.

Tabel 4. 4. *Friction factor* dengan variasi debit (Q) pada *line III*.

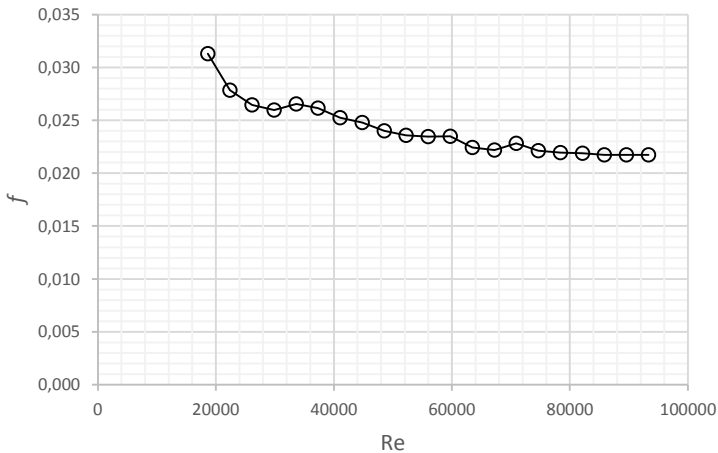
Q [L/min]	Q $\times 10^{-4}$ [m ³ /det]	V [m/det]	h ₁ [cm]	h ₂ [cm]	Δh $\times 10^{-2}$ [m]	Δp [N/m ²]	f	Re	e
10	1,67	1,32	19,75	21,35	1,60	2128,25	0,031	18664,6	0,00288
12	2,00	1,58	19,50	21,55	2,05	2726,82	0,028	22397,5	0,00141
14	2,33	1,84	19,10	21,75	2,65	3524,92	0,026	26130,5	0,00108
16	2,67	2,11	18,65	22,05	3,40	4522,54	0,026	29863,4	0,00114
18	3,00	2,37	18,10	22,50	4,40	5852,69	0,027	33596,3	0,00160
20	3,33	2,63	17,55	22,90	5,35	7116,34	0,026	37329,2	0,00158
22	3,67	2,90	17,00	23,25	6,25	8313,48	0,025	41062,2	0,00134
24	4,00	3,16	16,35	23,65	7,30	9710,15	0,025	44795,1	0,00126
26	4,33	3,42	15,75	24,05	8,30	11040,31	0,024	48528,0	0,00107
28	4,67	3,69	15,05	24,50	9,45	12569,99	0,024	52260,9	0,00099
30	5,00	3,95	14,25	25,05	10,80	14365,70	0,023	55993,8	0,00103
32	5,33	4,21	13,15	25,45	12,30	16360,94	0,023	59726,8	0,00110
34	5,67	4,48	12,80	26,05	13,25	17624,59	0,022	63459,7	0,00080
36	6,00	4,74	11,95	26,65	14,70	19553,32	0,022	67192,6	0,00078
38	6,33	5,00	11,00	27,85	16,85	22413,15	0,023	70925,5	0,00103
40	6,67	5,27	10,00	28,10	18,10	24075,85	0,022	74658,5	0,00085
42	7,00	5,53	9,00	28,80	19,80	26337,12	0,022	78391,4	0,00084
44	7,33	5,79	8,00	29,65	21,65	28797,91	0,022	82124,3	0,00085
46	7,67	6,06	7,00	30,50	23,50	31258,70	0,022	85857,2	0,00083
48	8,00	6,32	5,85	31,25	25,40	33786,00	0,022	89590,2	0,00082
50	8,33	6,58	4,90	32,45	27,55	36645,84	0,022	93323,1	0,00084

$$D = 0,0127 \text{ m}, L = 1 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Gambar 4.7 menunjukkan bahwa nilai f akan memiliki kecenderungan turun seiring dengan semakin tingginya nilai bilangan Reynolds. Namun, pada bilangan Reynolds tertentu,

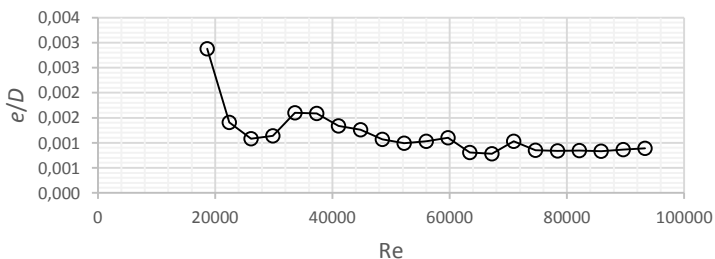
penurunan nilai f akan semakin landai dan cenderung untuk memiliki nilai konstan ketika bilangan Reynolds semakin tinggi. Berdasarkan eksperimen, didapatkan bahwa pada debit minimal, 10 L/min, aliran memiliki nilai bilangan Reynolds $Re = 18664,617$ dan nilai *friction factor* $f = 0,03129$. Penurunan drastis terhadap nilai f diperkirakan berhenti pada debit 26 L/min, dimana aliran memiliki nilai bilangan Reynolds $Re = 48528,0$ dan nilai *friction factor* $f = 0,024$. Sedangkan pada debit maksimal, 50 L/min, aliran memiliki nilai bilangan Reynolds $Re = 93323,1$ dan nilai *friction factor* $f = 0,022$.

Untuk dapat menentukan nilai f digunakan perumusan *Head loss* mayor dimana $h_L = \frac{\Delta p}{\rho g} = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g}$ sehingga $\Delta p = \rho f \frac{L \bar{V}^2}{D}$. Alhasil, dapat dituliskan bahwa $f = 2 \frac{D}{L} \cdot \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2}$. Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa $2 \frac{D}{L} = \text{constant}$, sehingga nilai f hanya dipengaruhi perubahan nilai Δp yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer dan kuadrat nilai kecepatan (\bar{V}) yang dipengaruhi oleh perubahan nilai debit (Q). Semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula kecepatan aliran di dalam pipa ($Q = V \cdot A$). Semakin besar nilai kecepatan aliran di dalam pipa, semakin besar pula nilai bilangan Reynolds (Re) yang dihasilkan $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$. Berdasarkan perumusan tersebut, diketahui bahwa $Q \approx Re$ dan $V \approx Re$. Karena $f \approx \frac{1}{V}$, maka dapat diambil korelasi antara f dan Re bahwa $f \approx \frac{1}{Re}$, dimana semakin besar nilai Re akan diikuti dengan penurunan nilai f . Namun, pada $Re = 48528,003$ penurunan terhadap nilai f akibat pertambahan kecepatan menjadi landai. Hal ini diakibatkan nilai perubahan tekanan (Δp) disepanjang pipa yang lebih besar dibandingkan nilai kuadrat kecepatan (\bar{V}) di dalam pipa. Alhasil, pada Re yang lebih besar, nilai f cenderung konstan.



Gambar 4. 7. Grafik hubungan f dan Re pada *line III*.

Menurut persamaan Swamee – Jain diketahui bahwa nilai $f = \left\{ -1,8 \log \left(\left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right) \right\}^{-2}$. Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa besarnya nilai f juga dipengaruhi oleh kekasaran pipa. Kekasaran pipa relatif terhadap diameter (e/D) berbanding lurus terhadap nilai f , dimana semakin besar nilai e/D , maka semakin besar pula nilai f . Gambar 4.8 menunjukkan hubungan antara nilai e/D terhadap nilai Re .



Gambar 4. 8. Grafik hubungan e/D dan Re pada *line* III.

Pada aliran turbulen dengan nilai bilangan Reynolds yang besar (>48000), pengamatan terhadap nilai e/D dapat dilakukan. Hal ini dikarenakan pada kondisi ini profil aliran telah berkembang penuh dan nilai kekasaran pipa cenderung konstan. Berdasarkan hasil eksperimen, pipa Acrylic diameter 1/2 in memiliki nilai kekasaran relatif $e/D = 0,00091$. Dengan demikian, kekasaran dari pipa PVC pada *line* III adalah $e = e/D \times D = 0,00091 \times 12,7 \text{ mm} = 0,012 \text{ mm}$.

4.2.3.4 Perbandingan Kurva $f - Re$

Setelah dilakukan analisis *Head loss* mayor yang terjadi pada *line* I, *line* II, dan *line* III, maka kurva karakteristik hubungan antara *friction factor* (f) dan bilangan Reynolds (Re) dapat ditentukan. Ketiga kurva merupakan variasi nilai perbandingan kekasaran (e) dan diameter pipa (D) atau e/D .

Gambar 4.9 menunjukkan bahwa pipa dengan nilai e/D terbesar memiliki kecenderungan nilai f yang lebih tinggi pada nilai bilangan Reynolds yang sama. Hal ini sesuai dengan teori yang disebutkan pada teorema Swamee – Jain, dimana:

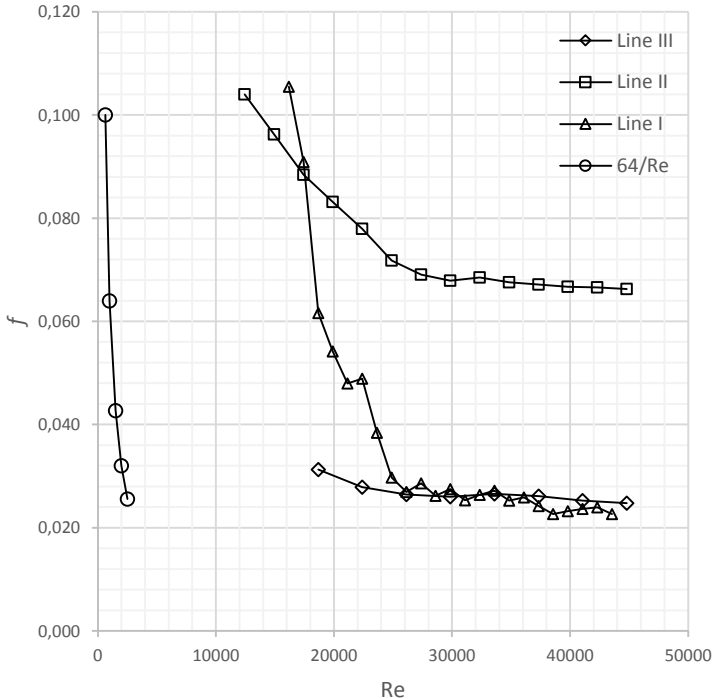
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left(\left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right)$$

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

$$f = \frac{1}{\left\{ -1,8 \log \left(\left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right) \right\}^2}$$

$$f = \left\{ -1,8 \log \left(\left(\frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right) \right\}^{-2}$$

Berdasarkan persamaan 4.1, terbukti bahwa semakin besar nilai e/D pada nilai bilangan Reynolds yang sama, semakin besar pula nilai f .



Gambar 4. 9. Kurva $f - Re$ dengan variasi e/D .

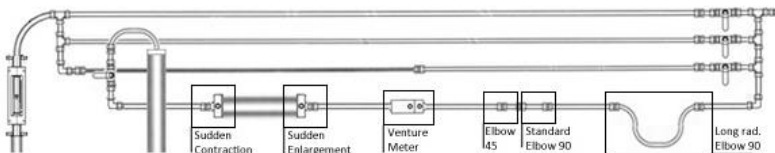
Hasil eksperimen menunjukkan bahwa *line II* dengan nilai kekasaran $e = 1,09 \text{ mm}$ dan diameter pipa $D = 3/2 \text{ in}$ jenis PVC memiliki kurva $f - Re$ dengan nilai terbesar. *Line I* dengan nilai kekasaran $e = 0,039 \text{ mm}$ dan diameter pipa $D = 3/2 \text{ in}$ jenis PVC memiliki kurva $f - Re$ dengan nilai yang hampir berdempet dengan *line III* dengan nilai kekasaran $e = 0,0012 \text{ mm}$ dan diameter pipa $D = 1/2 \text{ in}$ jenis acrylic. Kurva ini kemudian dapat digunakan untuk kepentingan eksperimen lebih lanjut, guna menentukan nilai f pada

berbagai nilai bilangan Reynolds yang variasinya dipengaruhi oleh perubahan nilai debit aliran pada pipa.

Pada kondisi standar, pipa PVC, *plastic pipes* memiliki nilai kekasaran absolut sebesar 0,0015 – 0,007 mm (www.engineeringtoolbox.com). Pipa PVC pada *line I* dan *line II* memiliki nilai kekasaran sebesar 0,039 mm dan 1,09 mm. Selain faktor usia alat dan *fouling factor* pada fluida kerja yang digunakan, jarak ideal bagi fluida kerja untuk mencapai kondisi *fully developed flow* diperkirakan turut berpengaruh. Berdasarkan teori *fully developed flow* pada aliran turbulen, eksperimen menunjukkan bahwa profil kecepatan rata-rata fluida mencapai kondisi *fully developed flow* pada panjang pipa 25 hingga 40 kali diameter pipa, pada kondisi *straight pipe*, tanpa *fitting* maupun *restriction flow meter* (Fox, et al, 2003). Apabila pengukuran dilakukan pada kondisi aliran belum mencapai *fully developed flow*, terdapat kemungkinan fluktuasi nilai kekasaran yang tidak akurat. Pipa acrylic pada *line III* memiliki nilai kekasaran sebesar 0,0012 mm. Nilai ini masih berada pada batas normal untuk jenis pipa *drawn tube* dengan material polimer. Nilai kekasaran yang besar akan berpengaruh pada nilai *head loss* yang juga besar.

4.3 Analisis Head Loss Minor

Perhitungan *Head loss* minor dilakukan pada beberapa jenis *fitting* yang ada pada sistem perpipaan. Komponen yang dianalisis dalam fasilitas ini dapat diamati pada gambar 4.10.



Gambar 4. 10. *Fitting* pada CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*.

Tabel 4.5 menunjukkan data awal yang digunakan untuk melakukan analisis dan perhitungan terhadap *head loss* minor yang terjadi pada *fitting* perpipaan.

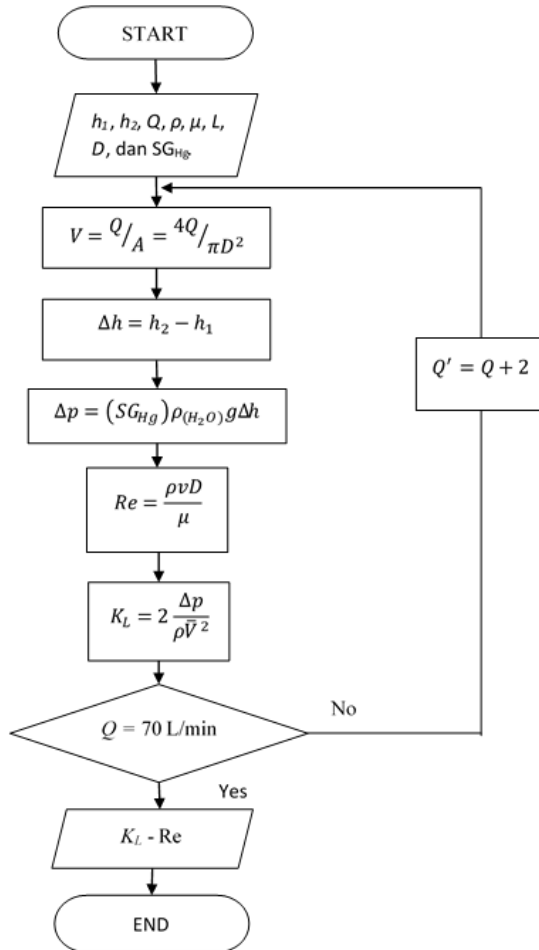
Tabel 4. 5. Data awal hasil eksperimen untuk *head loss* minor.

Parameter	Long Radius Elbow 90°	Standard Radius Elbow 90°	Elbow 45°	Sudden Enlargement	Sudden Contraction
Debit minimal					
L/min $\times 10^{-4}$ [m ³ /s]	10 1,67	10 1,67	10 1,67	10 1,67	10 1,67
Debit maksimal					
[L/min] $\times 10^{-4}$ [m ³ /s]	70 11,7	70 11,7	70 11,7	70 11,7	70 11,7
ΔQ					
[L/min] $\times 10^{-5}$ [m ³ /s]	2 3	2 3	2 3	2 3	2 3
Diameter pipa					
[in] [m]	3/4 0,01905	3/4 0,01905	3/4 0,01905	- 0,01905 (inlet)	- 0,04808 (inlet)
Jumlah <i>fitting</i> (<i>n</i>)	4	2	2	1	1

$$SG_{Hg} = 13,6\rho_{\text{water}}; T = 25^{\circ}\text{C}; \rho_{\text{water}} = 997 \text{ kg/m}^3; \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

4.3.1. Flowchart Analisis Head Loss Minor

Dalam analisis *head loss* minor, nilai koefisien *losses* (K_L) merupakan parameter utama. Gambar 4.11 menunjukkan alur analisis terhadap *head loss* minor pada *fitting* yang ada.



Gambar 4. 11. Flowchart analisis head loss minor.

4.3.2. Contoh Perhitungan

Pada contoh perhitungan berikut, analisis dilakukan terhadap *long radius elbow* 90° pada nilai debit $Q = 50 \text{ L/min}$.

Sebelum dapat menentukan *Head loss* minor, dilakukan perhitungan terhadap beberapa parameter penting.

Kecepatan fluida pada long radius elbow 90°

Berdasarkan persamaan 2.1 dimana $Q = V \cdot A$, maka nilai V dapat dihitung sebagai berikut:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4(50 \text{ L/min})}{\pi (3/4 \text{ in})^2} \cdot \left| \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ L}} \right| \left| \frac{1 \text{ in}^2}{(0,0254)^2 \text{ m}^2} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ det}} \right|$$

$$V = 2,9252 \text{ m/det}$$

Berdasarkan pengambilan data pada nilai debit $Q = 50 \text{ L/min}$, diperoleh nilai pembacaan manometer raksa terhadap *fitting* sebagai berikut:

$$\begin{array}{ll} h \text{ inlet} & : \quad h_1 = 9,10 \text{ cm} \\ h \text{ outlet} & : \quad h_2 = 18,25 \text{ cm} \end{array}$$

Pembacaan pada manometer raksa merepresentasikan perbedaan *head* antara bagian inlet dan bagian outlet pipa. Dengan demikian:

$$\Delta h = \frac{(h_2 - h_1)}{4} \text{ (cm)} = \frac{(h_2 - h_1)}{4(100)} \text{ (m)}$$

$$\Delta h = \frac{(18,20 - 9,10)}{400} \text{ m} = 0,0229 \text{ m}$$

Dengan persamaan 3.1, selisih tekanan di sepanjang aliran fluida (Δp) pada *long radius elbow* 90° adalah:

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997,07 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,0229 \text{ m}$$

$$\Delta p = 3042,735 \text{ N/m}^2$$

Berdasarkan persamaan 3.4, didapatkan bahwa nilai K_L pada *long radius elbow* 90° adalah sebagai berikut:

$$K_{L-el90} = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2} = 2 \frac{3042,735 \text{ N/m}^2}{997 \text{ kg/m}^3 \cdot (2,9252 \text{ m/det})^2} = 0,7133$$

4.3.3. Pembahasan

4.3.3.1 Head Loss Minor pada Long Radius Elbow 90°

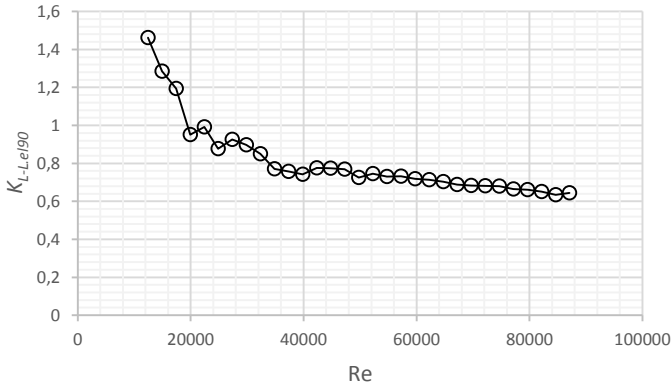
Tabel 4. 6. Coefficient of losses long radius elbow 90° ($K_{L-L,el90}$) dengan variasi debit (Q)

Q [L/min]	Q $\times 10^{-4}$ [m ³ /det]	V [m/det]	h_1 [cm]	h_2 [cm]	Δh $\times 10^{-3}$ [m]	Δp [N/m ²]	Re	$K_{L-L,el90}$
10	1,67	0,59	13,75	14,50	1,9	249,405	12443,1	1,46
12	2,00	0,64	13,60	14,55	2,4	315,912	14931,7	1,29
14	2,33	0,70	13,55	14,75	3,0	399,047	17420,3	1,19
16	2,67	0,82	13,50	14,75	3,1	415,674	19908,9	0,95
18	3,00	0,94	13,25	14,90	4,1	548,690	22397,5	0,99
20	3,33	1,05	13,20	15,00	4,5	598,571	24886,2	0,88
22	3,67	1,17	12,85	15,15	5,8	764,841	27374,8	0,93
24	4,00	1,29	12,65	15,30	6,6	881,229	29863,4	0,89
26	4,33	1,40	12,50	15,45	7,4	980,991	32352,0	0,85
28	4,67	1,52	12,40	15,50	7,8	1030,872	34840,6	0,77
30	5,00	1,64	12,25	15,75	8,8	1163,888	37329,2	0,76
32	5,33	1,76	12,00	15,90	9,8	1296,904	39817,8	0,74
34	5,67	1,87	11,60	16,20	11,5	1529,681	42306,5	0,78
36	6,00	1,99	11,30	16,45	12,9	1712,578	44795,1	0,77
38	6,33	2,11	11,00	16,70	14,3	1895,474	47283,7	0,76
40	6,67	2,22	10,80	16,75	14,9	1978,609	49772,3	0,72
42	7,00	2,34	10,40	17,15	16,9	2244,641	52260,9	0,75
44	7,33	2,46	10,15	17,40	18,1	2410,911	54749,5	0,73
46	7,67	2,57	9,75	17,70	19,9	2643,688	57238,2	0,73
48	8,00	2,69	9,40	17,90	21,3	2826,585	59726,8	0,72
50	8,33	2,81	9,10	18,25	22,9	3042,735	62215,4	0,71
52	8,67	2,93	8,70	18,45	24,4	3242,259	64704,0	0,70
54	9,00	3,04	8,40	18,70	25,8	3425,156	67192,6	0,69
56	9,33	3,16	8,00	19,00	27,5	3657,933	69681,2	0,68
58	9,67	3,28	7,65	19,40	29,4	3907,338	72169,9	0,68
60	10,00	3,39	7,20	19,75	31,4	4173,369	74658,5	0,68
62	10,33	3,63	6,95	20,05	32,8	4356,266	77147,1	0,66
64	10,67	3,74	6,40	20,30	34,8	4622,297	79635,7	0,66
66	11,00	3,86	6,00	20,55	36,4	4838,448	82124,3	0,65
68	11,33	3,98	5,75	20,80	37,6	5004,718	84612,9	0,63
70	11,67	4,09	5,10	21,30	40,5	5387,138	87101,5	0,64

$$D = 0,01905 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Tabel 4.6 merupakan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai K_L dari sistem perpipaan yang terdapat pada *fitting* berupa *long radius elbow 90°* ($K_{L-L,el90}$). Setelah diketahui data

berupa nilai $K_{L-L.el90}$, nilai $K_{L-L.el90}$ dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan K_L dan bilangan Reynolds (Re). Gambar 4.12 menunjukkan grafik $K_{L-L.el90} - Re$ dari pipa *long radius elbow* 90° .



Gambar 4. 12. Grafik hubungan $K_{L-L.el90}$ dan Re pada *long radius elbow* 90°

Gambar 4.12 menunjukkan distribusi nilai $K_{L-L.el90}$ terhadap nilai bilangan Reynolds (Re). Variasi terhadap nilai Re dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit minimal $Q = 10$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 12443,1$ dan nilai $K_{L-L.el90} = 1,46$. Nilai $K_{L-L.el90}$ turun dengan tajam seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit $Q = 28$ L/min, dimana nilai bilangan Reynolds $Re = 34840,6$ dan nilai $K_{L-L.el90} = 0,77$. Pada debit maksimal $Q = 70$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 87101,5$ dan nilai $K_{L-L.el90} = 0,64$.

Untuk dapat menentukan nilai K digunakan perumusan *Head loss* minor dimana $h_{Lm} = \frac{\Delta p}{\rho g} = K_L \frac{\bar{v}^2}{2g}$ sehingga $\Delta p = \rho K_L \frac{\bar{v}^2}{2}$. Alhasil, dapat dituliskan bahwa $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{v}^2}$. Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa nilai $K_{L-L.el90}$ dipengaruhi

perubahan nilai Δp yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer dan kuadrat nilai kecepatan (\bar{V}) yang dipengaruhi oleh perubahan nilai debit (Q). Semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula kecepatan aliran di dalam pipa ($Q = V \cdot A$). Semakin besar nilai kecepatan aliran di dalam pipa, semakin besar pula nilai bilangan Reynolds (Re) yang dihasilkan $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$. Berdasarkan perumusan tersebut, diketahui bahwa $Q \approx Re$ dan $V \approx Re$. Karena $K_L \approx \frac{1}{V}$, maka dapat diambil korelasi antara K_L dan Re bahwa $K_L \approx \frac{1}{Re}$, dimana semakin besar nilai Re akan diikuti dengan penurunan nilai $K_{L-L.el90}$. Namun, pada $Re = 34840,617$ penurunan terhadap nilai $K_{L-L.el90}$ akibat pertambahan kecepatan menjadi landai. Hal ini diakibatkan nilai perubahan tekanan (Δp) disepanjang pipa yang lebih besar dibandingkan nilai kuadrat kecepatan (\bar{V}) di dalam pipa. Alhasil, pada Re yang lebih besar, nilai $K_{L-L.el90}$ cenderung konstan.

Pada prakteknya, setiap *fitting*, termasuk *long radius elbow* 90° memiliki satu buah nilai $K_{L-L.el90}$. Melalui pengujian ini, nilai $K_{L-L.el90}$ dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada penurunan nilai $K_{L-L.el90}$ yang semakin landai, tepatnya pada $Re = 34840,6$. Dengan meratakan nilai $K_{L-L.el90}$ pada $Re = 34840,6$ hingga $Re = 87101,5$ didapatkan bahwa nilai $K_{L-L.el90} = 0,71$.

4.3.3.2 Head Loss Minor pada Standard Radius Elbow 90°

Tabel 4.7 merupakan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai K_L dari sistem perpipaan yang terdapat pada *fitting* berupa *standard radius elbow* 90° ($K_{L-S.el90}$) Setelah diketahui data berupa nilai $K_{L-S.el90}$, nilai $K_{L-S.el90}$ dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan K dan bilangan Reynolds (Re). Gambar 4.13 menunjukkan grafik $K_{L-S.el90} - Re$ dari pipa *standard radius elbow* 90° .

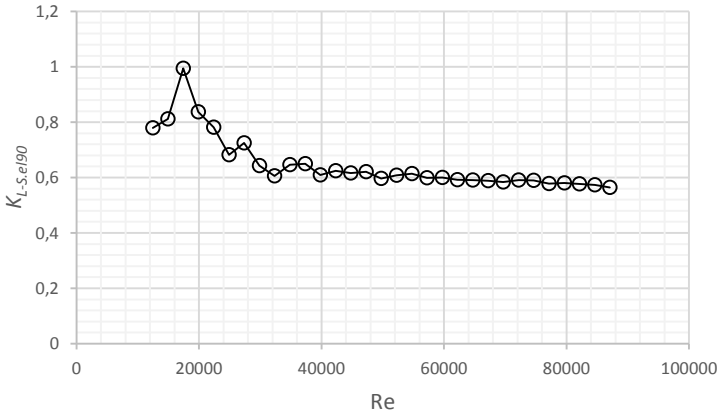
Tabel 4. 7. *Coefficient of losses standard radius elbow 90° ($K_{L.S.el90}$) dengan variasi debit (Q)*

Q [L/min]	Q $\times 10^{-4}$ [m ³ /det]	V [m/det]	h_1 [cm]	h_2 [cm]	Δh $\times 10^{-3}$ [m]	Δp [N/m ²]	Re	$K_{L.S.el90}$
10	1,67	0,59	14,05	14,25	1,0	133,02	12443,1	0,78
12	2,00	0,64	13,95	14,25	1,5	199,52	14931,7	0,81
14	2,33	0,70	13,80	14,30	2,5	332,54	17420,4	0,99
16	2,67	0,82	13,75	14,30	2,8	365,79	19908,9	0,84
18	3,00	0,94	13,75	14,40	3,3	432,30	22397,5	0,78
20	3,33	1,05	13,70	14,40	3,5	465,56	24886,2	0,68
22	3,67	1,17	13,60	14,50	4,5	598,57	27374,8	0,72
24	4,00	1,29	13,55	14,50	4,8	631,83	29863,4	0,64
26	4,33	1,40	13,50	14,55	5,3	698,33	32352,0	0,61
28	4,67	1,52	13,40	14,70	6,5	864,60	34840,6	0,65
30	5,00	1,64	13,25	14,75	7,5	997,62	37329,2	0,65
32	5,33	1,76	13,20	14,80	8,0	1064,13	39817,8	0,61
34	5,67	1,87	13,05	14,90	9,3	1230,39	42306,4	0,62
36	6,00	1,99	12,90	14,95	10,3	1363,41	44795,1	0,62
38	6,33	2,11	12,85	15,15	11,5	1529,68	47283,7	0,62
40	6,67	2,22	12,70	15,15	12,3	1629,44	49772,3	0,59
42	7,00	2,34	12,55	15,30	13,8	1828,97	52260,9	0,61
44	7,33	2,46	12,40	15,45	15,3	2028,49	54749,5	0,61
46	7,67	2,57	12,30	15,55	16,3	2161,51	57238,2	0,59
48	8,00	2,69	12,10	15,65	17,8	2361,03	59726,8	0,60
50	8,33	2,81	11,90	15,70	19,0	2527,29	62215,4	0,59
52	8,67	2,93	11,65	15,75	20,5	2726,82	64704,0	0,59
54	9,00	3,04	11,50	15,90	22,0	2926,35	67192,6	0,59
56	9,33	3,16	11,30	16,00	23,5	3125,87	69681,2	0,58
58	9,67	3,28	11,05	16,15	25,5	3391,90	72169,9	0,59
60	10,00	3,39	10,85	16,30	27,3	3624,68	74658,5	0,59
62	10,33	3,63	10,75	16,45	28,5	3790,95	77147,1	0,58
64	10,67	3,74	10,40	16,50	30,5	4056,98	79635,7	0,58
66	11,00	3,86	10,15	16,60	32,3	4289,76	82124,3	0,58
68	11,33	3,98	9,95	16,75	34,0	4522,53	84612,9	0,57
70	11,67	4,09	9,80	16,90	35,5	4722,06	87101,5	0,56

$$D = 0,01905 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Gambar 4.13 menunjukkan distribusi nilai $K_{L.S.el90}$ terhadap nilai bilangan Reynolds (Re). Variasi terhadap nilai Re dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit minimal $Q = 10$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 12443,1$ dan nilai $K_{L.S.el90} = 0,78$. Nilai $K_{L.S.el90}$ turun dengan tajam seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds

hingga nilai debit $Q = 26$ L/min, dimana nilai bilangan Reynolds $Re = 32352,0$ dan nilai $K_{L-S.el90} = 0,61$. Pada debit maksimal $Q = 70$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 87101,5$ dan nilai $K_{L-S.el90} = 0,57$.



Gambar 4.13. Grafik hubungan $K_{L-S.el90}$ dan Re pada *standard radius elbow* 90° .

Untuk dapat menentukan nilai $K_{L-S.el90}$ digunakan perumusan *Head loss* minor dimana $h_{Lm} = \frac{\Delta p}{\rho g} = K_L \frac{\bar{v}^2}{2g}$ sehingga $\Delta p = \rho K_L \frac{\bar{v}^2}{2}$. Alhasil, dapat dituliskan bahwa $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{v}^2}$. Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa nilai $K_{L-S.el90}$ dipengaruhi perubahan nilai Δp yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer dan kuadrat nilai kecepatan (\bar{v}) yang dipengaruhi oleh perubahan nilai debit (Q). Semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula kecepatan aliran di dalam pipa ($Q = V.A$). Semakin besar nilai kecepatan aliran di dalam pipa, semakin besar pula nilai bilangan Reynolds (Re) yang dihasilkan $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$. Berdasarkan perumusan tersebut, diketahui bahwa $Q \approx Re$ dan $V \approx Re$. Karena $K_L \approx \frac{1}{V}$, maka dapat diambil korelasi

antara $K_{L-S.el90}$ dan Re bahwa $K_L \approx \frac{1}{Re}$, dimana semakin besar nilai Re akan diikuti dengan penurunan nilai $K_{L-S.el90}$. Namun, pada $Re = 32352,0$ penurunan terhadap nilai $K_{L-S.el90}$ akibat pertambahan kecepatan menjadi landai. Hal ini diakibatkan nilai perubahan tekanan (Δp) disepanjang pipa yang lebih besar dibandingkan nilai kuadrat kecepatan (\bar{V}) di dalam pipa. Alhasil, pada Re yang lebih besar, nilai $K_{L-S.el90}$ cenderung konstan.

Pada prakteknya, setiap *fitting*, termasuk *standard radius elbow* 90° memiliki satu buah nilai $K_{L-S.el90}$. Melalui pengujian ini, nilai $K_{L-S.el90}$ dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada penurunan nilai $K_{L-S.el90}$ yang semakin landai, tepatnya pada $Re = 32352,0$. Dengan meratakan nilai $K_{L-S.el90}$ pada $Re = 32352,0$ hingga $Re = 87101,5$ didapatkan bahwa nilai $K_{L-S.el90} = 0,60$.

4.3.3.3 Head Loss Minor pada Elbow 45°

Tabel 4.8 merupakan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai K_L dari sistem perpipaan yang terdapat pada *fitting* berupa *elbow* 45° (K_{L-el45}). Setelah diketahui data berupa nilai K_{L-el45} , nilai K_{L-el45} dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan K_L dan bilangan Reynolds (Re). Gambar 4.14 menunjukkan grafik $K_{L-el45} - Re$ dari pipa *elbow* 45° .

Gambar 4.14 menunjukkan distribusi nilai K_{L-el45} terhadap nilai bilangan Reynolds (Re). Variasi terhadap nilai Re dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit minimal $Q = 10$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 12443,1$ dan nilai $K_{L-el45} = 2,53$. Nilai K_{L-el45} turun dengan tajam seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit $Q = 38$ L/min, dimana nilai bilangan Reynolds $Re = 47283,7$ dan nilai $K_{L-el45} = 0,42$. Pada debit maksimal $Q = 70$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 87101,5$ dan nilai *coefficient of losses* $K_{L-el45} = 0,20$.

Tabel 4. 8. *Coefficient of losses elbow 45° (K_{L-el45}) dengan variasi debit (Q)*

Q [L/min]	Q $\times 10^{-4}$ [m ³ /det]	V [m/det]	h_1 [cm]	h_2 [cm]	Δh $\times 10^{-3}$ [m]	Δp [N/m ²]	Re	K_{L-el45}
10	1,67	0,59	14,10	14,75	3,3	432,30	12443,1	2,53
12	2,00	0,70	13,95	14,75	4,0	532,06	14931,7	2,17
14	2,33	0,82	13,90	14,80	4,5	598,57	17420,3	1,79
16	2,67	0,94	13,75	14,80	5,3	698,33	19908,9	1,59
18	3,00	1,05	13,60	14,80	6,0	798,09	22397,5	1,44
20	3,33	1,17	13,50	14,80	6,5	864,60	24886,2	1,27
22	3,67	1,29	13,50	14,80	6,5	864,60	27374,8	1,05
24	4,00	1,40	13,45	14,80	6,8	897,86	29863,4	0,91
26	4,33	1,52	13,45	14,80	6,8	897,86	32352,0	0,78
28	4,67	1,64	13,40	14,80	7,0	931,11	34840,6	0,69
30	5,00	1,76	13,40	14,80	7,0	931,11	37329,2	0,61
32	5,33	1,87	13,25	14,80	7,8	1030,87	39817,9	0,59
34	5,67	1,99	13,25	14,75	7,5	997,62	42306,5	0,51
36	6,00	2,11	13,20	14,75	7,8	1030,87	44795,1	0,47
38	6,33	2,22	13,15	14,70	7,7	1030,87	47283,7	0,42
40	6,67	2,34	13,15	14,70	7,7	1030,87	49772,3	0,38
42	7,00	2,46	12,90	14,70	9,0	1197,14	52260,9	0,39
44	7,33	2,57	12,80	14,70	9,5	1263,65	54749,5	0,38
46	7,67	2,69	12,75	14,70	9,8	1296,90	57238,2	0,36
48	8,00	2,81	12,70	14,70	10,0	1330,16	59726,8	0,34
50	8,33	2,93	12,60	14,70	10,5	1396,67	62215,4	0,33
52	8,67	3,04	12,50	14,70	11,0	1463,17	64704,0	0,32
54	9,00	3,16	12,40	14,70	11,5	1529,68	67192,6	0,31
56	9,33	3,28	12,35	14,70	11,8	1562,94	69681,2	0,29
58	9,67	3,39	12,25	14,70	12,3	1629,44	72169,9	0,28
60	10,00	3,51	12,25	14,70	12,3	1629,44	74658,5	0,27
62	10,33	3,63	12,25	14,70	12,3	1629,44	77147,1	0,25
64	10,67	3,74	12,20	14,70	12,5	1662,69	79635,7	0,24
66	11,00	3,86	12,20	14,70	12,5	1662,69	82124,3	0,22
68	11,33	3,98	12,15	14,70	12,8	1695,95	84612,9	0,22
70	11,67	4,09	12,15	14,70	12,8	1695,95	87101,5	0,20

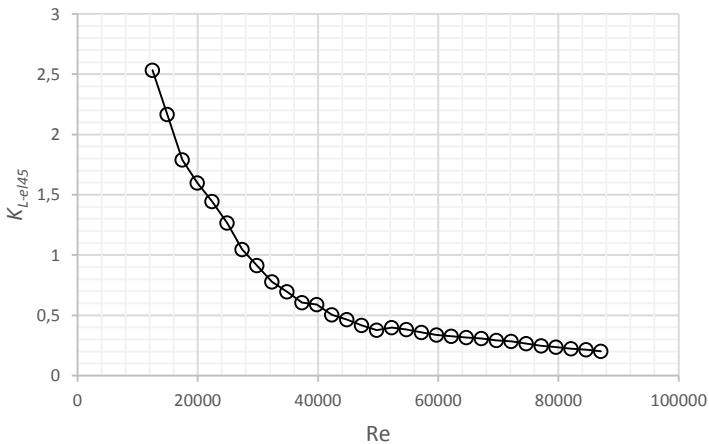
$$D = 0,01905 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Untuk dapat menentukan nilai K_{L-el45} digunakan perumusan

$$\text{Head loss minor dimana } h_{Lm} = \frac{\Delta p}{\rho g} = K_L \frac{\bar{V}^2}{2g} \text{ sehingga } \Delta p = \rho K_L \frac{\bar{V}^2}{2}.$$

Alhasil, dapat dituliskan bahwa $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2}$. Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa nilai K_{L-el45} dipengaruhi perubahan nilai Δp yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer dan kuadrat

nilai kecepatan (\bar{V}) yang dipengaruhi oleh perubahan nilai debit (Q). Semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula kecepatan aliran di dalam pipa ($Q = V \cdot A$). Semakin besar nilai kecepatan aliran di dalam pipa, semakin besar pula nilai bilangan Reynolds (Re) yang dihasilkan $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$. Berdasarkan perumusan tersebut, diketahui bahwa $Q \approx Re$ dan $V \approx Re$. Karena $K_L \approx \frac{1}{V}$, maka dapat diambil korelasi antara K_{L-el45} dan Re bahwa $K_L \approx \frac{1}{Re}$, dimana semakin besar nilai Re akan diikuti dengan penurunan nilai K_{L-el45} . Namun, pada $Re = 47283,7$ penurunan terhadap nilai K_{L-el45} akibat pertambahan kecepatan menjadi landai. Hal ini diakibatkan nilai perubahan tekanan (Δp) disepanjang pipa yang lebih besar dibandingkan nilai kuadrat kecepatan (\bar{V}) di dalam pipa. Alhasil, pada Re yang lebih besar, nilai K_{L-el45} cenderung konstan.



Gambar 4.14. Grafik hubungan K_{L-el45} dan Re pada *elbow* 45° .

Pada prakteknya, setiap *fitting*, termasuk *elbow* 45° memiliki satu buah nilai K_{L-el45} . Melalui pengujian ini, nilai K_{L-el45} dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi

ini ditandai pada penurunan nilai K_{L-el45} yang semakin landai, tepatnya pada $Re = 47283,7$. Dengan merata-ratakan nilai K_{L-el45} pada $Re = 47283,7$ hingga $Re = 87101,5$ didapatkan bahwa nilai $K_{L-el45} = 0,31$.

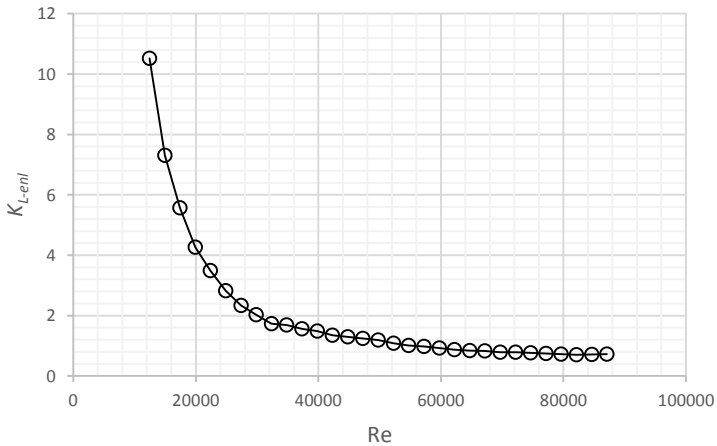
4.3.3.4 Head Loss Minor pada Sudden Enlargement

Tabel 4. 9. Coefficient of losses sudden enlargement pipe (K_{L-enl}) dengan variasi debit (Q).

Q [L/min]	Q $\times 10^{-4}$ [m ³ /det]	V [m/det]	h_1 [cm]	h_2 [cm]	Δh $\times 10^{-2}$ [m]	Δp [N/m ²]	Re	K_{L-enl}
10	1,67	0,59	13,15	14,50	1,35	1795,71	12443,1	10,52
12	2,00	0,64	13,15	14,50	1,35	1795,71	14931,7	7,31
14	2,33	0,70	13,10	14,50	1,40	1862,22	17420,3	5,57
16	2,67	0,82	13,10	14,50	1,40	1862,22	19908,9	4,26
18	3,00	0,94	13,05	14,50	1,45	1928,73	22397,5	3,49
20	3,33	1,05	13,05	14,50	1,45	1928,73	24886,2	2,83
22	3,67	1,17	13,05	14,50	1,45	1928,73	27374,8	2,34
24	4,00	1,29	13,00	14,50	1,50	1995,24	29863,4	2,03
26	4,33	1,40	13,00	14,50	1,50	1995,24	32352,0	1,73
28	4,67	1,52	12,90	14,60	1,70	2261,27	34840,6	1,69
30	5,00	1,64	12,80	14,60	1,80	2394,28	37329,2	1,56
32	5,33	1,76	12,75	14,70	1,95	2593,81	39817,8	1,48
34	5,67	1,87	12,75	14,75	2,00	2660,32	42306,5	1,35
36	6,00	1,99	12,60	14,75	2,15	2859,84	44795,1	1,29
38	6,33	2,11	12,50	14,80	2,30	3059,36	47283,7	1,24
40	6,67	2,22	12,45	14,90	2,45	3258,89	49772,3	1,19
42	7,00	2,34	12,45	14,90	2,45	3258,89	52260,9	1,08
44	7,33	2,46	12,40	14,90	2,50	3325,39	54749,5	1,01
46	7,67	2,57	12,30	14,95	2,65	3524,92	57238,2	0,98
48	8,00	2,69	12,25	15,00	2,75	3657,93	59726,8	0,93
50	8,33	2,81	12,20	15,00	2,80	3724,44	62215,4	0,87
52	8,67	2,93	12,15	15,05	2,90	3857,46	64704,0	0,84
54	9,00	3,04	12,00	15,10	3,10	4123,49	67192,6	0,83
56	9,33	3,16	11,95	15,10	3,15	4190,00	69681,2	0,78
58	9,67	3,28	11,75	15,15	3,40	4522,54	72169,9	0,79
60	10,00	3,39	11,65	15,20	3,55	4722,06	74658,5	0,77
62	10,33	3,63	11,50	15,20	3,70	4921,58	77147,1	0,75
64	10,67	3,74	11,40	15,20	3,80	5054,60	79635,7	0,72
66	11,00	3,86	11,25	15,20	3,95	5254,12	82124,3	0,71
68	11,33	3,98	10,95	15,20	4,25	5653,17	84612,9	0,72
70	11,67	4,09	10,65	15,20	4,55	6052,22	87101,5	0,72

$$D_1 = 0,01905 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Tabel 4.9 merupakan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai K_L dari sistem perpipaan yang terdapat pada *fitting* berupa *sudden enlargement pipe* (K_{L-enl}). Setelah diketahui data berupa nilai K_{L-enl} , nilai K_{L-enl} dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan K_{L-enl} dan bilangan Reynolds (Re). Gambar 4.15 menunjukkan grafik $K_{L-enl} - Re$ dari pipa *sudden enlargement*.



Gambar 4. 15. Grafik hubungan K_{L-enl} dan Re pada *sudden enlargement pipe*.

Gambar 4.15 menunjukkan distribusi nilai K_{L-enl} terhadap nilai bilangan Reynolds (Re). Variasi terhadap nilai Re dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit minimal $Q = 10$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 12443,1$ dan nilai $K_{L-enl} = 10,5243$. Nilai K_{L-enl} turun dengan tajam seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit $Q = 52$ L/min, dimana nilai bilangan Reynolds $Re = 64704,0$ dan nilai $K_{L-enl} = 0,8361$. Pada debit maksimal $Q = 70$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 87101,5$ dan nilai $K_{L-enl} = 0,72$.

Untuk dapat menentukan nilai K_{L-ent} digunakan perumusan *Head loss* minor dimana $h_{Lm} = \frac{\Delta p}{\rho g} = K \frac{\bar{V}^2}{2g}$ sehingga $\Delta p = \rho K \frac{\bar{V}^2}{2}$. Alhasil, dapat dituliskan bahwa $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2}$. Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa nilai K_{L-ent} dipengaruhi perubahan nilai Δp yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer dan kuadrat nilai kecepatan (\bar{V}) yang dipengaruhi oleh perubahan nilai debit (Q). Semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula kecepatan aliran di dalam pipa ($Q = V.A$). Nilai kecepatan yang digunakan adalah kecepatan pada luas penampang pipa terkecil, yakni bagian *inlet*. Semakin besar nilai kecepatan aliran di dalam pipa, semakin besar pula nilai bilangan Reynolds (Re) yang dihasilkan $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$. Berdasarkan perumusan tersebut, diketahui bahwa $Q \approx Re$ dan $V \approx Re$. Karena $K_L \approx \frac{1}{V}$, maka dapat diambil korelasi antara K_{L-ent} dan Re bahwa $K_L \approx \frac{1}{Re}$, dimana semakin besar nilai Re akan diikuti dengan penurunan nilai K_{L-ent} . Namun, pada $Re = 64704$ penurunan terhadap nilai K_{L-ent} akibat pertambahan kecepatan menjadi landai. Hal ini diakibatkan nilai perubahan tekanan (Δp) disepanjang pipa yang lebih besar dibandingkan nilai kuadrat kecepatan (\bar{V}) di dalam pipa. Alhasil, pada Re yang lebih besar, nilai K_{L-ent} cenderung konstan.

Pada prakteknya, setiap *fitting*, termasuk *sudden enlargement pipe* memiliki satu buah nilai K_{L-ent} . Melalui pengujian ini, nilai K_{L-ent} dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada penurunan nilai K_{L-ent} yang semakin landai, tepatnya pada $Re = 64704,0$. Dengan meratakan nilai K_{L-ent} pada $Re = 64704,0$ hingga $Re = 87101,5$ didapatkan bahwa nilai $K_{L-ent} = 0,76$.

4.3.3.5 Head Loss Minor pada Sudden Contraction

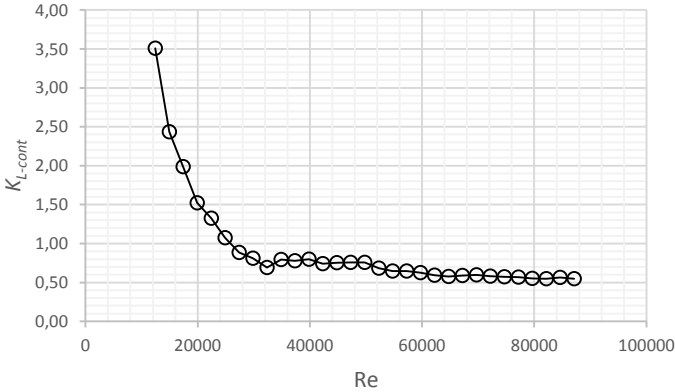
Tabel 4. 10. Coefficient of losses sudden contraction pipe (K_{L-cont}) dengan variasi debit (Q).

Q [L/min]	Q $\times 10^{-4}$ [m ³ /det]	V [m/det]	h_1 [cm]	h_2 [cm]	Δh $\times 10^{-3}$ [m]	Δp [N/m ²]	Re	K_{L-cont}
10	1,67	0,09	13,15	14,50	4,5	598,57	4930,1	3,51
12	2,00	0,11	13,15	14,50	4,5	598,57	5916,2	2,44
14	2,33	0,13	13,10	14,50	5,0	665,08	6902,2	1,99
16	2,67	0,15	13,10	14,50	5,0	665,08	7888,2	1,52
18	3,00	0,17	13,05	14,50	5,5	731,59	8874,2	1,32
20	3,33	0,18	13,05	14,50	5,5	731,59	9860,3	1,07
22	3,67	0,20	13,05	14,50	5,5	731,59	10846,3	0,89
24	4,00	0,22	13,00	14,50	6,0	798,09	11832,3	0,81
26	4,33	0,24	13,00	14,50	6,0	798,09	12818,3	0,69
28	4,67	0,26	12,90	14,60	8,0	1064,13	13804,4	0,80
30	5,00	0,28	12,80	14,60	9,0	1197,14	14790,4	0,78
32	5,33	0,29	12,75	14,70	10,5	1396,67	15776,4	0,80
34	5,67	0,31	12,75	14,75	11,0	1463,17	16762,4	0,74
36	6,00	0,33	12,60	14,75	12,5	1662,70	17748,5	0,75
38	6,33	0,35	12,50	14,80	14,0	1862,22	18734,5	0,76
40	6,67	0,37	12,45	14,90	15,5	2061,74	19720,5	0,76
42	7,00	0,39	12,45	14,90	15,5	2061,74	20706,5	0,69
44	7,33	0,40	12,40	14,90	16,0	2128,25	21692,6	0,64
46	7,67	0,42	12,30	14,95	17,5	2327,78	22678,6	0,64
48	8,00	0,44	12,25	15,00	18,5	2460,79	23664,6	0,63
50	8,33	0,46	12,20	15,00	19,0	2527,30	24650,6	0,59
52	8,67	0,48	12,15	15,05	20,0	2660,32	25636,7	0,58
54	9,00	0,50	12,00	15,10	22,0	2926,35	26622,7	0,59
56	9,33	0,51	11,85	15,15	24,0	3192,38	27608,7	0,60
58	9,67	0,53	11,75	15,15	25,0	3325,39	28594,8	0,58
60	10,00	0,55	11,65	15,20	26,5	3524,92	29580,8	0,57
62	10,33	0,57	11,50	15,20	28,0	3724,44	30566,8	0,57
64	10,67	0,59	11,40	15,20	29,0	3857,46	31552,8	0,55
66	11,00	0,61	11,25	15,20	30,5	4056,98	32538,9	0,55
68	11,33	0,62	10,95	15,20	33,5	4456,03	33524,9	0,56
70	11,67	0,64	10,85	15,20	34,5	4589,04	34510,9	0,55

$$D_1 = 0,04808 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Tabel 4.10 merupakan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai K_L dari sistem perpipaan yang terdapat pada *fitting* berupa *sudden contraction pipe* (K_{L-cont}) Setelah diketahui data berupa nilai K_{L-cont} , nilai K_{L-cont} dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan K_{L-cont} dan bilangan Reynolds

(Re). Gambar 4.16 menunjukkan grafik $K_{L-cont} - Re$ dari pipa *sudden contraction*.



Gambar 4. 16. Grafik hubungan K_{L-cont} dan Re pada *sudden contraction pipe*.

Gambar 4.16 menunjukkan distribusi nilai K_{L-cont} dari *fitting* berupa *sudden contraction pipe* terhadap nilai bilangan Reynolds (Re). Variasi terhadap nilai Re dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran yang mengalir di dalam pipa. Pada debit minimal $Q = 10$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 4930,1$ dan nilai $K_{L-cont} = 3,51$. Nilai K_{L-cont} turun dengan tajam seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit $Q = 24$ L/min, dimana nilai bilangan Reynolds $Re = 11832,3$ dan nilai $K_{L-cont} = 0,81$. Pada debit maksimal $Q = 70$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 34510,9$ dan nilai $K_{L-cont} = 0,55$.

Untuk dapat menentukan nilai K_{L-cont} digunakan perumusan *Head loss* minor dimana $h_{Lm} = \frac{\Delta p}{\rho g} = K_L \frac{\bar{v}^2}{2g}$ sehingga $\Delta p = \rho K_L \frac{\bar{v}^2}{2}$. Alhasil, dapat dituliskan bahwa $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{v}^2}$. Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa nilai K_{L-cont}

dipengaruhi perubahan nilai Δp yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer dan kuadrat nilai kecepatan (\bar{V}) yang dipengaruhi oleh perubahan nilai debit (Q). Semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula kecepatan aliran di dalam pipa ($Q = V.A$). Nilai kecepatan yang digunakan merupakan kecepatan pada luas penampang pipa terkecil, yakni pada bagian *outlet*. Semakin besar nilai kecepatan aliran di dalam pipa, semakin besar pula nilai bilangan Reynolds (Re) yang dihasilkan $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$. Berdasarkan perumusan tersebut, diketahui bahwa $Q \approx Re$ dan $V \approx Re$. Karena $K_L \approx \frac{1}{V}$, maka dapat diambil korelasi antara K_{L-cont} dan Re bahwa $K_L \approx \frac{1}{Re}$, dimana semakin besar nilai Re akan diikuti dengan penurunan nilai K_{L-cont} . Namun, pada $Re = 11832,3$ penurunan terhadap nilai K_{L-cont} akibat pertambahan kecepatan menjadi landai. Hal ini diakibatkan nilai perubahan tekanan (Δp) disepanjang pipa yang lebih besar dibandingkan nilai kuadrat kecepatan (\bar{V}) di dalam pipa. Alhasil, pada Re yang lebih besar, nilai K_{L-cont} cenderung konstan.

Pada prakteknya, setiap *fitting*, termasuk *sudden contraction pipe* memiliki satu buah nilai K_{L-cont} . Melalui pengujian ini, nilai K_{L-cont} dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada penurunan nilai K_{L-cont} yang semakin landai, tepatnya pada $Re = 11832,3$. Dengan meratakan nilai K_L pada $Re = 11832,3$ hingga $Re = 34510,9$ didapatkan bahwa nilai $K_{L-cont} = 0,66$.

4.3.4. Venturimeter

Data yang didapatkan:

Debit	:	$(Q)_{min}$	=	10 L/min	=	$1,7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
		$(Q)_{max}$	=	70 L/min		
			=	$11,7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$		
		ΔQ	=	2 L/min		
			=	$3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$		
Diameter	:	(D_i)	=	0,025 m		

$$\begin{aligned}(D_2) &= 0,0125 \text{ m} \\ \beta &= 0,5\end{aligned}$$

Data-data diatas digunakan untuk menentukan *coefficient of discharge* (C_d) pada venturimeter. Perhitungan matematis dilakukan mengacu pada data yang didapatkan melalui eksperimen.

4.3.4.1 Analisis *Coefficient of Discharge* (C_d)

Pada contoh perhitungan berikut, analisis dilakukan pada nilai debit $Q = 50 \text{ L/min}$. Untuk dapat menentukan nilai dari *coefficient of discharge* (C_d) dari venturimeter, digunakan persamaan sebagai berikut.

Analisis perhitungan *coefficient of discharge* (C_d) (V_{ven}):

Berdasarkan persamaan Bernoulli:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \cdot \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \cdot \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g} + z_2$$

dengan $z_1 = z_2$ dan asumsi $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, maka

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g}$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} = \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2 \cdot g}$$

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2$$

Berdasarkan hukum kontinuitas diketahui bahwa $Q = \bar{V}_1 \cdot A_1 = \bar{V}_2 \cdot A_2$, dapat dituliskan bahwa $\bar{V}_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot \bar{V}_1$ sehingga:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 \cdot \bar{V}_1^2 - \bar{V}_1^2 = \bar{V}_1^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1 \right]$$

dengan mengalikan kedua ruas dengan A_1^2 diperoleh:

$$A_1^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = \bar{v}_1^2 \cdot A_1^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right]$$

$$A_1^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = Q^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right]$$

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

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:

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

sehingga, nilai dari C_d dapat dihitung dengan persamaan berikut:

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

jika $D_2/D_1 = \beta$, maka:

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{1}{\beta} \right)^2 - 1 \right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}} \quad (4.1)$$

Berdasarkan pengambilan data pada nilai debit $Q = 50 \text{ L}/\text{min}$, diperoleh nilai pembacaan manometer raksa terhadap venturimeter sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h \text{ inlet} & : h_1 = 1,00 \text{ cm} \\ h \text{ outlet} & : h_2 = 26,15 \text{ cm} \end{aligned}$$

Pembacaan pada manometer raksa merepresentasikan perbedaan *head* antara bagian inlet dan bagian outlet venturimeter yang mengalami pengecilan penampang. Dengan demikian:

$$\begin{aligned} \Delta h &= (h_2 - h_1) \text{ (cm)} = \frac{(h_2 - h_1)}{100} \text{ (m)} \\ \Delta h &= \frac{(1,00 - 26,15)}{100} \text{ m} = 0,2515 \text{ m} \end{aligned}$$

Persamaan 3.1 digunakan untuk menghitung selisih tekanan (Δp) pada venturimeter, yaitu:

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 9,81 \text{ m}/\text{s}^2 \cdot 0,252 \text{ m} = 33453,4 \text{ N}/\text{m}^2$$

Dengan menggunakan persamaan 4.1, maka nilai C_d adalah sebagai berikut:

$$C_d = \frac{8,3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{det} \sqrt{\left[\left(\frac{1}{0,615}\right)^4 - 1\right]}}{\frac{1}{4} \pi (0,0195 \text{ m})^2 \sqrt{\frac{2 \left(33453,462 \text{ N}/\text{m}^2\right)}{997 \text{ kg}/\text{m}^3}}} = 0,0171$$

Data hasil perhitungan dengan variasi debit minimal hingga maksimal tertera pada Tabel 4.11.

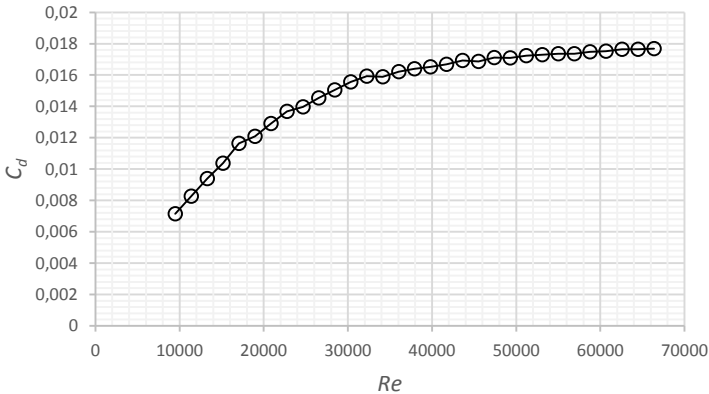
Tabel 4. 11. *Coefficient of discharge (C_d) dengan variasi debit (Q).*

Q [L/min]	Q $\times 10^{-4}$ [m ³ /det]	V [m/det]	h_1 [cm]	h_2 [cm]	Δh $\times 10^{-2}$ [m]	Δp [N/m ²]	Re	C_d
10	1,67	0,34	11,00	16,75	5,75	7648,4	9481,6	0,0072
12	2,00	0,41	10,75	16,95	6,20	8247,0	11378,0	0,0083
14	2,33	0,48	10,55	17,10	6,55	8712,5	13274,3	0,0094
16	2,67	0,54	10,30	17,30	7,00	9311,1	15170,6	0,0104
18	3,00	0,61	10,50	17,55	7,05	9377,6	17066,9	0,0116
20	3,33	0,68	9,75	17,80	8,05	10707,8	18963,3	0,0121
22	3,67	0,75	9,50	18,05	8,55	11372,8	20859,6	0,0129
24	4,00	0,82	9,25	18,30	9,05	12037,9	22755,9	0,0137
26	4,33	0,88	8,50	18,70	10,20	13567,6	24652,2	0,0140
28	4,67	0,95	8,10	19,00	10,90	14498,7	26548,6	0,0145
30	5,00	1,02	7,55	19,25	11,70	15562,8	28444,9	0,0150
32	5,33	1,09	7,15	19,60	12,45	16560,5	30341,2	0,0156
34	5,67	1,15	6,50	19,90	13,40	17824,1	32237,5	0,0159
36	6,00	1,22	6,15	21,25	15,10	20085,4	34133,9	0,0159
38	6,33	1,29	5,65	21,80	16,15	21482,0	36030,2	0,0162
40	6,67	1,36	5,00	22,50	17,50	23277,8	37926,5	0,0164
42	7,00	1,43	4,20	23,20	19,00	25273,0	39822,8	0,0165
44	7,33	1,49	3,40	23,85	20,45	27201,7	41719,2	0,0167
46	7,67	1,56	2,75	24,50	21,75	28930,9	43615,5	0,0169
48	8,00	1,63	1,85	25,70	23,85	31724,3	45511,8	0,0169
50	8,33	1,70	1,00	26,15	25,15	33453,5	47408,1	0,0171
52	8,67	1,77	-0,10	27,15	27,25	36246,8	49304,5	0,0171
54	9,00	1,83	-0,90	28,00	28,90	38441,6	51200,8	0,0172
56	9,33	1,90	-2,00	28,85	30,85	41035,4	53097,1	0,0173
58	9,67	1,97	-2,95	29,90	32,85	43695,7	54993,4	0,0174
60	10,00	2,04	-4,15	31,00	35,15	46755,0	56889,8	0,0174
62	10,33	2,11	-5,10	31,95	37,05	49282,3	58786,1	0,0175
64	10,67	2,17	-6,20	33,05	39,25	52208,7	60682,4	0,0175
66	11,00	2,24	-7,00	34,15	41,15	54736,0	62578,7	0,0176
68	11,33	2,31	-8,50	35,20	43,70	58127,9	64475,1	0,0176
70	11,67	2,38	-9,75	36,40	46,15	61386,8	66371,4	0,0177

$D_1 = 0,01905$ m, $D_2 = 0,011716$ m, $\beta = 0,615$, $T = 25^\circ\text{C}$, $\rho = 997$ kg/m³,
dan $\mu = 8,93 \times 10^{-4}$ N.s/m²

4.3.4.2 Grafik Hubungan $C_d - Re$ pada Venturimeter

Tabel 4.11 merupakan data kuantitatif dari hasil analisis terhadap nilai C_d dari sistem perpipaan yang terdapat pada venturimeter. Setelah diketahui data berupa nilai *coefficient of discharge* (C_d), nilai C_d dapat direpresentasikan secara visual dalam bentuk grafik hubungan C_d dan bilangan Reynolds (Re). Gambar 4.17 menunjukkan grafik $C_d - Re$ dari venturimeter.



Gambar 4. 17. Grafik hubungan C_d dan Re pada venturimeter.

Gambar 4.17 menunjukkan distribusi nilai C_d venturimeter terhadap nilai bilangan Reynolds (Re). Variasi terhadap nilai Re dilakukan dengan melakukan variasi terhadap debit aliran. Pada debit minimal $Q = 10$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 9481,6,08$ dan nilai *coefficient of discharge* $C_d = 0,0072$. Nilai C_d naik perlahan seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds hingga nilai debit $Q = 28$ L/min, dimana nilai bilangan Reynolds $Re = 26548,6$ dan nilai *coefficient of discharge* $C_d = 0,0145$. Pada debit maksimal $Q = 70$ L/min, didapatkan nilai bilangan Reynolds $Re = 66371,4$ dan nilai *coefficient of discharge* $C_d = 0,0177$.

Untuk dapat menentukan nilai C_d digunakan hubungan persamaan Bernoulli dan kontinuitas dimana:

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{1}{\beta}\right)^4 - 1\right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$$

Berdasarkan persamaan tersebut diketahui bahwa nilai C_d dipengaruhi perubahan nilai debit (Q) dan perubahan nilai Δp yang didapatkan melalui pembacaan pada manometer. Semakin besar nilai debit, maka semakin besar pula kecepatan aliran di dalam pipa ($Q = V.A$). Semakin besar nilai kecepatan aliran di dalam pipa, semakin besar pula nilai bilangan Reynolds (Re) yang dihasilkan $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$. Berdasarkan perumusan tersebut, diketahui bahwa $Q \approx Re$. Karena itu, maka dapat diambil korelasi antara C_d dan Re bahwa $C_d \approx Re$, dimana semakin besar nilai Re akan diikuti dengan peningkatan nilai C_d . Namun, pada $Re = 26548,6$ peningkatan terhadap nilai C_d akibat pertambahan nilai debit menjadi landai. Hal ini diakibatkan nilai perubahan tekanan (Δp) disepanjang pipa yang lebih besar. Alhasil, pada Re yang lebih besar, nilai C_d cenderung konstan.

Pada prakteknya, venturimeter memiliki satu buah nilai *coefficient of discharge* (C_d). Melalui pengujian ini, nilai C_d dapat ditentukan pada nilai bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dalam pengujian, kondisi ini ditandai pada penurunan nilai C_d yang semakin landai, tepatnya pada $Re = 26548,6$. Dengan meratakan nilai C_d pada $Re = 26548,6$ hingga $Re = 66371,4$ didapatkan bahwa nilai C_d dari venturimeter adalah $C_d = 0,0167$. Berdasarkan persamaan (4.1) dapat disimpulkan bahwa besarnya nilai C_d dipengaruhi oleh rasio diameter $\beta = D_2/D_1$. Semakin kecil nilai D_2 dibanding D_1 , nilai β akan semakin kecil. Oleh karena $C_d \approx 1/\beta$, maka semakin kecil nilai β , semakin besar nilai C_d . Berdasarkan eksperimen terlihat bahwa $C_d \approx \Delta h \approx \Delta p$. Maka, semakin besar nilai C_d , semakin besar pula *head loss* yang terjadi pada venturimeter.

4.4. Analisis Performa Pompa

4.4.1. Perhitungan Head Pompa

Dalam contoh ini, perhitungan dilakukan pada nilai debit $Q = 50$ L/min. Persamaan 3.5 digunakan untuk dapat menentukan nilai *head* dari pompa.

Perhitungan \bar{V}_{dis} dan \bar{V}_{suc} : dengan persamaan kontinuitas,

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad \text{dimana } D_{dis} = 0,052 \text{ m; dan } D_{suc} = 0,0419 \text{ m}$$

sehingga,

$$V_{dis} = \frac{4Q}{\pi D_{dis}^2} = \frac{4(50 \text{ L/min})}{\pi(0,0419 \text{ m})^2} \cdot \left| \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ L}} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ det}} \right| = 0,60 \text{ m/det}$$

$$V_{suc} = \frac{4Q}{\pi D_{suc}^2} = \frac{4(50 \text{ L/min})}{\pi(0,052 \text{ m})^2} \cdot \left| \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ L}} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ det}} \right| = 0,39 \text{ m/det}$$

Perhitungan *Head* pompa (H_p):

Pada nilai debit $Q = 50 \text{ L/min}$, diketahui:

$$p_{dis} = 1,72 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \quad \bar{V}_{dis} = 0,60 \text{ m/det} \quad h_g = 0,2 \text{ m}$$

$$p_{suc} = -3333,06 \text{ N/m}^2 \quad \bar{V}_{suc} = 0,39 \text{ m/det}$$

berdasarkan persamaan 3.5, diperoleh

$$H_p = \frac{[1,72 \times 10^5 - (-3333,06)] \text{ N/m}^2}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} + \frac{[0,60 - 0,39] \text{ m/det}}{2(9,81 \text{ m/det}^2)} + 0,2 \text{ m}$$

$$H_p = 18,18 \text{ m}$$

Data hasil perhitungan dengan variasi debit minimal hingga maksimal tertera pada Tabel 4.12.

Tabel 4. 12. Tabel perhitungan *head* pompa.

Q [L/min]	Q $\times 10^{-4}$ [m ³ /det]	P_s [cmHg]	P_D [psi]	V_s [m/det]	V_D [m/det]	H_s [m]	H_v [m]	H_P [m]
0	0	0,0	32,0	0	0	22,56	0,0000	22,76
10	1,67	-2,0	30,0	0,08	0,12	21,42	0,0004	21,62
12	2,00	-2,0	30,0	0,09	0,15	21,42	0,0006	21,62
14	2,33	-2,0	30,0	0,11	0,17	21,42	0,0008	21,62
16	2,67	-2,0	30,0	0,13	0,19	21,42	0,0011	21,62
18	3,00	-2,0	29,0	0,14	0,22	20,72	0,0014	20,92
20	3,33	-2,5	29,0	0,16	0,24	20,78	0,0017	20,99
22	3,67	-2,5	29,0	0,17	0,27	20,78	0,0021	20,99
24	4,00	-2,5	29,0	0,19	0,29	20,78	0,0025	20,99
26	4,33	-2,5	29,0	0,20	0,31	20,78	0,0029	20,99
28	4,67	-2,5	29,0	0,22	0,34	20,78	0,0034	20,99
30	5,00	-2,5	28,0	0,24	0,36	20,08	0,0039	20,28
32	5,33	-2,5	28,0	0,25	0,39	20,08	0,0044	20,28
34	5,67	-2,5	28,0	0,27	0,41	20,08	0,0050	20,28
36	6,00	-2,5	28,0	0,28	0,44	20,08	0,0056	20,28
38	6,33	-2,5	28,0	0,30	0,46	20,08	0,0062	20,29
40	6,67	-2,5	28,0	0,31	0,48	20,08	0,0069	20,29
42	7,00	-2,5	27,5	0,33	0,51	19,73	0,0076	19,93
44	7,33	-2,5	27,0	0,35	0,53	19,37	0,0083	19,58
46	7,67	-2,5	27,0	0,36	0,56	19,37	0,0091	19,58
48	8,00	-2,5	26,0	0,38	0,58	18,67	0,0099	18,88
50	8,33	-2,5	25,0	0,39	0,60	17,96	0,0108	18,18
52	8,67	-2,5	25,0	0,41	0,63	17,96	0,0117	18,18
54	9,00	-2,5	25,0	0,42	0,65	17,96	0,0126	18,18
56	9,33	-2,5	25,0	0,44	0,68	17,96	0,0135	18,18
58	9,67	-2,5	25,0	0,46	0,70	17,96	0,0145	18,18
60	10,00	-2,5	25,0	0,47	0,73	17,96	0,0155	18,18
62	10,33	-2,5	24,0	0,49	0,75	17,26	0,0166	17,48
64	10,67	-3,0	24,0	0,50	0,77	17,33	0,0177	17,55
66	11,00	-3,0	23,0	0,52	0,80	16,62	0,0188	16,84
68	11,33	-3,0	23,0	0,53	0,82	16,62	0,0199	16,84
70	11,67	-3,0	22,5	0,55	0,85	16,27	0,0211	16,49

$$D_{dis} = 0,052 \text{ m}, D_{suc} = 0,0419 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3, g = 9,81 \text{ m/det}^2, \text{ dan } h_g = 0,2 \text{ m}$$

4.4.2. Perhitungan Daya Pompa

Perhitungan terhadap daya pompa berkaitan dengan efisiensi pompa yang melibatkan daya hidrolis (W_P) dan daya poros (B_P). Perhitungan terhadap daya pompa meliputi:

Menghitung nilai W_P :

Perhitungan terhadap nilai W_P menggunakan persamaan 2.12. Untuk debit $Q = 50$ L/min diketahui $H_p = 18,18$ m. Dengan demikian:

$$W_p = 997 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 50 \frac{L}{min} \left| \frac{10^{-3} m^3}{1 L} \right| \left| \frac{1 min}{60 det} \right| \cdot 18,18 m$$

$$W_p = 148,14 \text{ watt}$$

Menghitung nilai B_P :

Berdasarkan persamaan 2.13, $B_P = \eta E_P = \eta(V \cdot I \cdot \cos \varphi)$. Untuk menentukan nilai B_P , nilai efisiensi motor (η) perlu diketahui. Nilai efisiensi motor adalah sama dengan (U.S. DOE):

$$\eta = \frac{P_r \times Load}{E_p}$$

dimana:

$$P_r = \text{daya motor pada name plate} = 1,1 \text{ kW}$$

$$E_p = \text{electrical power}$$

$$Load = \text{output persentase nilai daya} = \frac{I}{I_r} \times \frac{V}{V_r}$$

$$I_r = \text{arus listrik pada name plate} = 8,8 \text{ amp.}$$

$$V_r = \text{tegangan listrik pada name plate} = 240 \text{ volt}$$

Berdasarkan persamaan 2.13 dan persamaan efisiensi motor diatas, maka:

$$B_P = \frac{P_r \times Load}{E_p} \cdot E_p = P_r \left(\frac{I}{I_r} \times \frac{V}{V_r} \right)$$

dimana, pada $Q = 50$ L/min:

$$I = 5,5 \text{ amp}; \text{ dan } V = 218 \text{ volt}$$

sehingga,

$$B_P = 1,1 \times 10^3 \text{ watt} \left(\frac{5,5 \text{ amp}}{8,8 \text{ amp}} \times \frac{218 \text{ volt}}{240 \text{ volt}} \right) = 624,5 \text{ watt}$$

Menghitung efisiensi pompa (η_p):

Berdasarkan nilai W_P dan B_P di atas, efisiensi pompa adalah:

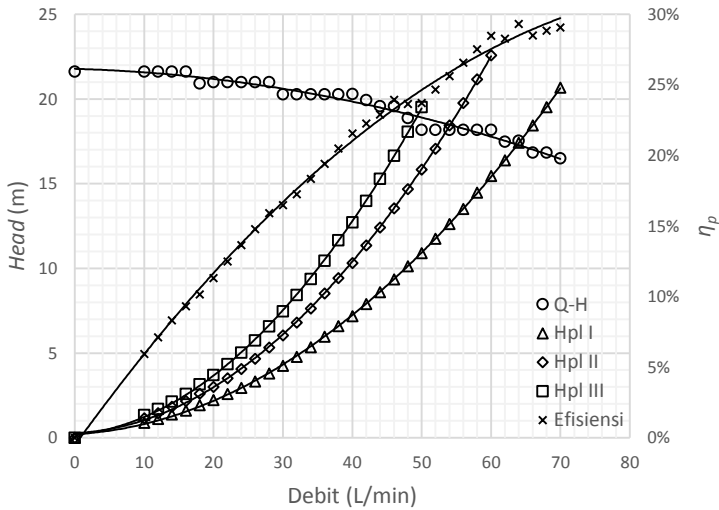
$$\eta_p = \frac{148,14 \text{ watt}}{624,5 \text{ watt}} \times 100\% = 24\%$$

Tabel 4.13 menampilkan nilai daya pompa beserta efisiensi dari debit minimal hingga debit maksimal.

Tabel 4. 13. Data hasil perhitungan daya dan efisiensi pompa.

Q [L/min]	W_P [Watt]	E_P [Watt]	B_P [Watt]	I [amp.]	V [volt]	$Load$ [%]	η [%]	η_p [%]
0	0,00	871,18	581,7	5,1	219,0	53%	67%	0%
10	35,24	888,26	593,1	5,2	219,0	54%	67%	6%
12	42,29	888,26	593,1	5,2	219,0	54%	67%	7%
14	49,34	888,26	593,1	5,2	219,0	54%	67%	8%
16	56,39	905,35	604,5	5,3	219,0	55%	67%	9%
18	61,38	905,35	604,5	5,3	219,0	55%	67%	10%
20	68,42	905,35	604,5	5,3	219,0	55%	67%	11%
22	75,26	901,21	601,8	5,3	218,0	55%	67%	13%
24	82,10	901,21	601,8	5,3	218,0	55%	67%	14%
26	88,95	901,21	601,8	5,3	218,0	55%	67%	15%
28	95,79	901,21	601,8	5,3	218,0	55%	67%	16%
30	99,19	901,21	601,8	5,3	218,0	55%	67%	16%
32	105,81	918,22	613,1	5,4	218,0	56%	67%	17%
34	112,42	918,22	613,1	5,4	218,0	56%	67%	18%
36	119,04	918,22	613,1	5,4	218,0	56%	67%	19%
38	125,66	918,22	613,1	5,4	218,0	56%	67%	20%
40	132,27	918,22	613,1	5,4	218,0	56%	67%	22%
42	136,48	918,22	613,1	5,4	218,0	56%	67%	22%
44	140,45	918,22	613,1	5,4	218,0	56%	67%	23%
46	146,84	918,22	613,1	5,4	218,0	56%	67%	24%
48	147,72	935,22	624,5	5,5	218,0	57%	67%	24%
50	148,14	935,22	624,5	5,5	218,0	57%	67%	24%
52	154,07	935,22	624,5	5,5	218,0	57%	67%	25%
54	160,00	935,22	624,5	5,5	218,0	57%	67%	26%
56	165,94	935,22	624,5	5,5	218,0	57%	67%	27%
58	171,87	935,22	624,5	5,5	218,0	57%	67%	28%
60	177,81	935,22	624,5	5,5	218,0	57%	67%	28%
62	176,62	935,22	624,5	5,5	218,0	57%	67%	28%
64	183,04	935,22	624,5	5,5	218,0	57%	67%	29%
66	181,19	952,22	635,8	5,6	218,0	58%	67%	28%
68	186,69	969,23	647,2	5,7	218,0	59%	67%	29%
70	188,18	969,23	647,2	5,7	218,0	59%	67%	29%

4.4.3. Grafik Karakteristik Kerja Pompa



Gambar 4. 18. Grafik karakteristik kerja pompa.

Gambar 4.18 menunjukkan performa kerja dari pompa *centrifugal single stage* yang digunakan dalam pengujian ini. Gambar 4.18 menampilkan lima buah kurva, dimana kelima kurva tersebut terdiri atas kurva $Q - H$ pompa, kurva efisiensi pompa, kurva *head pipeline* I, kurva *head pipeline* II, dan kurva *head pipeline* III. Pada gambar juga ditunjukkan titik kerja (*working point*) dari pompa tersebut. Titik kerja (*working point*) didapatkan melalui perpotongan antara kurva $Q - H$ yang dimiliki pompa dengan tahan sistem perpipaan yang disebut sebagai *head pipeline*. Pada Pada nilai debit yang sama, perpotongan antara kurva $Q - H$ dengan *head pipeline* akan menghasilkan nilai efisiensi terhadap kurva efisiensi kerja pompa. Nilai efisiensi yang didapatkan dari hasil perpotongan pada nilai debit yang sama itu disebut juga *Best Efficiency Point* (BEP).

Pada pengujian ini, pengukuran terhadap *head pompa* dilakukan pada nilai debit $Q = 0$ L/min hingga debit $Q = 70$ L/min.

Berdasarkan pengujian dengan menggunakan manometer *pressure gauge* di bagian *suction* dan *discharge* pompa dihasilkan *head* pompa terbesar adalah $H_p = 22,76$ m. Sementara itu, *head* pompa terendah didapatkan pada nilai debit $Q = 70$ L/min, dimana *head* pompa $H_p = 16,49$ m. Kecenderungan nilai dari *head* yang dimiliki pompa adalah mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya debit fluida yang dialirkan.

Kurva efisiensi pompa menunjukkan nilai efisiensi minimal yang dimiliki pompa adalah sebesar 0% pada $Q = 0$ L/min, sedangkan efisiensi maksimal dicapai pada $Q = 64$ L/min sebesar 29%. Nilai efisiensi didapatkan lewat persamaan $B_p = \frac{W_p}{\eta_p}$, sehingga nilai efisiensi adalah $\eta_p = \frac{W_p}{B_p}$. Berdasarkan gambar 4.18, terlihat bahwa nilai efisiensi cenderung naik. Namun kenaikan tersebut semakin landai seiring pertambahan nilai debit, hingga akhirnya mencapai nilai maksimal pada $Q = 64$ L/min. Hal ini dikarenakan adanya peningkatan nilai arus listrik seiring pertambahan debit aliran seperti yang ditunjukkan oleh tabel 4.13. Oleh karena $E_p = VI \cos \varphi$, dan $B_p = \eta E_p$, maka dapat disimpulkan bahwa $B_p \approx E_p$, dan karena $E_p \approx I$, maka $B_p \approx I$. Semakin besarnya nilai arus akan memperkecil kenaikan nilai efisiensi pompa yang berbanding lurus dengan *head* pompa $\eta_p \approx H_p$. Alhasil, pada nilai debit tertentu, kenaikan nilai B_p akan relatif lebih besar dibanding W_p , sehingga efisiensi pompa menjadi turun.

Ketiga kurva *head pipeline* didapatkan dari operasi penjumlahan *head loss* total yang terjadi pada masing-masing *pipeline* yang digunakan. *Head loss* total yang dimaksud adalah *head loss* mayor dan *head loss* minor yang terjadi di sepanjang aliran di dalam pipa. *Head loss* mayor yang dimiliki ketiga *pipeline* ditentukan lewat hasil eksperimen. Lewat eksperimen, didapatkan nilai perubahan tekanan (Δp) pada titik inlet dan outlet *pipeline*. Dengan demikian, nilai *head loss* mayor dapat dihitung dengan persamaan $h_L = \frac{\Delta p}{\rho g}$ untuk ketiga *pipeline*. Demikian pula dengan *head loss* minor yang terdapat pada sistem perpipaan ini.

Eksperimen ini melibatkan 5 buah *fitting* beserta sebuah venturimeter yang dianalisis koefisien *losses*-nya. Berdasarkan pembacaan manometer, *head loss* minor dapat dihitung dengan persamaan $h_{L_m} = \frac{\Delta p}{\rho g}$. Namun, dalam sistem ini terdapat beberapa *fitting* yang tidak dapat dianalisis nilai *coefficient of losses*-nya, sehingga digunakan referensi untuk menentukan nilai *coefficient of losses* yang dimiliki *fitting*. Nilai *coefficient of losses* standar yang terdapat dalam sistem ini dapat diamati pada Tabel 4.14.

Tabel 4. 14. Nilai *coefficient of losses* (K_L) pada CUSSONS *friction loss* in *pipe apparatus*. (Westaway dan Loomis, 1984)

<i>Fittings</i>	Ket.	K	<i>Pipeline</i>		
			I	II	III
Through Tee	D = 3/2 in	0,42	1 buah	-	-
	D = 3/4 in	0,5	3 buah	2 buah	2 buah
Branch Tee	D = 3/2 in	1,26	-	1 buah	1 buah
	D = 3/4 in	1,5	1 buah	2 buah	1 buah
Standard Elbow 90°	D = 3/4 in	0,75	3 buah	3 buah	4 buah
Long Elbow 90°	D = 3/2 in	0,34	1 buah	1 buah	1 buah
	D = 3/4 in	0,4	2 buah	2 buah	2 buah
Return Bend	D = 3/4 in	1,25	1 buah	1 buah	1 buah
Gate Valve (Fully Open)	D = 3/4 in	0,2	3 buah	3 buah	3 buah
Rotameter		10	1 buah	1 buah	1 buah
		K_{tot}	D(3/2 in) = 0,76 D(3/4 in) = 15,65	D(3/2 in) = 1,6 D(3/4 in) = 16,65	D(3/2 in) = 1,6 D(3/4 in) = 18,15

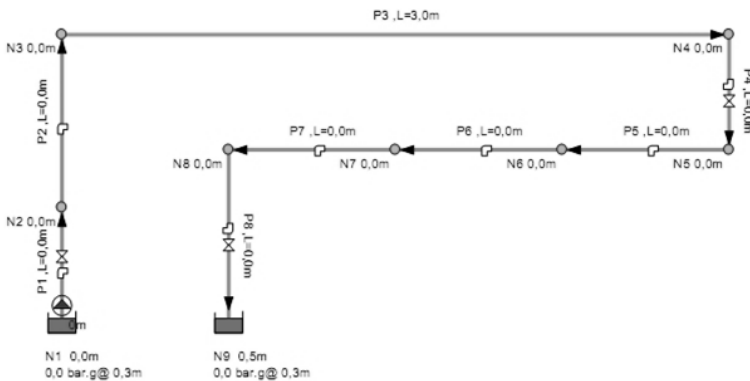
$$K_{entrance} = 0,2; K_{exit} = 1$$

Selanjutnya, *head loss* minor yang terjadi pada *fitting* tersebut dapat dihitung dengan persamaan $h_{L_m} = \sum K \cdot \frac{\bar{v}^2}{2g}$. Dengan operasi tersebut, didapatkan ketiga kurva *head pipeline* seperti yang terlihat pada gambar 4.18. Hasil perhitungan *head pipeline* I, *head pipeline* II, dan *head pipeline* III dapat dilihat pada lampiran Tabel A.1, Tabel A.2, dan Tabel A.3.

Berdasarkan gambar 4.18, diketahui bahwa untuk aliran fluida yang dipompakan melalui *pipeline I*, titik kerja yang dimiliki pompa berada pada nilai debit $Q = 64$ L/min, dimana *head* yang mampu dihasilkan adalah sebesar $H = 17,15$ m dan nilai dari *best efficiency point* (BEP) adalah berkisar pada nilai $\eta_p = 29$ %. Aliran fluida yang dipompakan melalui *pipeline II* memiliki titik kerja pompa pada nilai debit $Q = 54$ L/min, dimana *head* yang mampu dihasilkan adalah sebesar $H = 18,5$ m dan nilai dari *best efficiency point* (BEP) adalah berkisar pada nilai $\eta_p = 26$ %. Sementara itu, aliran fluida yang dipompakan melalui *pipeline III* memiliki titik kerja pompa pada nilai debit $Q = 49$ L/min, dimana *head* yang mampu dihasilkan adalah sebesar $H = 18,8$ m dan nilai dari *best efficiency point* (BEP) adalah berkisar pada nilai $\eta_p = 25,3$ %.

4.5. Analisis Pipe Flow Expert v5.12.1.1

4.5.1. Titik Kerja pada Pipeline I








Gambar 4. 19. Sketsa *pipeline I* pada *software* Pipe Flow Expert v5.12.1.1

Pada gambar 4.19 ditunjukkan bahwa sistem perpipaan pada *pipeline I* terdiri atas beberapa bagian yang diberi penamaan P1, P2, hingga P8. Setiap bagian ini memiliki tahanan sistem masing-masing yang berbeda pula nilainya. Besarnya tahanan


sistem akan menentukan kemampuan pompa untuk dapat memindahkan fluida dengan nilai *head* tertentu. Gambar 4.20 menunjukkan *input* nilai tahanan sistem pada *pipeline* I.


Fittings on: P1, PVC (ANSI), 19,050 mm
(Pipe Id: 1)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	TT	20 mm	0.75"	Through Tee	0,5000	1
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,7500	1
	Gate	20 mm	0.75"	Gate Valve	0,2000	1
	RB	20 mm	0.75"	Return bend	1,2500	1
	RotMet	20 mm	0.75"	Rotameter	10,0000	1



Total K = 12,70

Save

 Clear


 Cancel


Fittings on: P2, PVC (ANSI), 19,050 mm
(Pipe Id: 2)



Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	LB	40 mm	1-1/2"	Long bend	0,3400	1
	TT	40 mm	1-1/2"	Through Tee	0,4200	1


Total K = 0,76


Save


 Clear


 Cancel


Pipe: 3



Name
P3  0

Length
3,000 m  0






Internal Diameter
38,100 mm  Diam?

Roughness
0,039245 mm  Material

PVC (ANSI)
Sch. 80  More...


Notes


Fittings on: P4, PVC (ANSI), 19,050 mm
(Pipe Id: 4)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	Gate	20 mm	0.75"	Gate Valve	0,2000	1
	BT	20 mm	0.75"	Branch Tee	1,5000	1
	TT	20 mm	0.75"	Through Tee	0,5000	1
	TT	20 mm	0.75"	Through Tee	0,5000	1
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,7500	1





Total K = 3,45

Save

 Clear


 Cancel


Fittings on: P5, PVC (ANSI), 19,050 mm
(Pipe Id: 5)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0,7110	1
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0,7110	1
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0,7110	1
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0,7110	1





Total K = 2,84

Save

 Clear

 Cancel





Gambar 4. 20. *Input* data *pipeline* I

Fittings on: P6, PVC (ANSI), 19,050 mm						(Pipe Id: 6)
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,6000	1
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,6000	1
	E45	20 mm	0.75"	Elbow 45 °	0,3055	1
	E45	20 mm	0.75"	Elbow 45 °	0,3055	1

Total K = 1,81

Save




Clear

Fittings on: P7, PVC (ANSI), 19,050 mm						(Pipe Id: 7)
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	GrCon	N/A	N/A	Gradual contraction	0,9700	1
	GrEn	N/A	N/A	Gradual enlargement	0,0800	1
	SuEn	N/A	N/A	Sudden enlargement	0,7625	1
	SuCon	N/A	N/A	Sudden contraction	26,3882	1

Total K = 28,20

Save

Clear

Fittings on: P8, PVC (ANSI), 19,050 mm						(Pipe Id: 8)
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,7500	1
	Gate	20 mm	0.75"	Gate Valve	0,2000	1
	RB	20 mm	0.75"	Return bend	1,2500	1

Total K = 2,20

Save

Clear

Gambar 4. 20. *Input data pipeline I. (cont.)*

Dengan menekan tombol CALCULATE, *software* akan melakukan perhitungan terhadap titik kerja yang dihasilkan oleh pompa dengan memperhitungkan nilai dari tahanan sistem yang diakibatkan *Head loss* mayor dan *Head loss* minor yang ada. Gambar 4.21 menunjukkan hasil dari perhitungan yang dilakukan oleh *software*.

Gambar 4.21 menunjukkan titik kerja dari pompa. Berdasarkan gambar 4.21, titik kerja pompa dengan sistem perpipaan *pipeline* I berada pada:

$$\text{Debit } (Q) = 0,0011 \text{ m}^3/\text{det} = \pm 66 \text{ L/min}$$

$$\text{Head } (H) = 17,001 \text{ m}$$

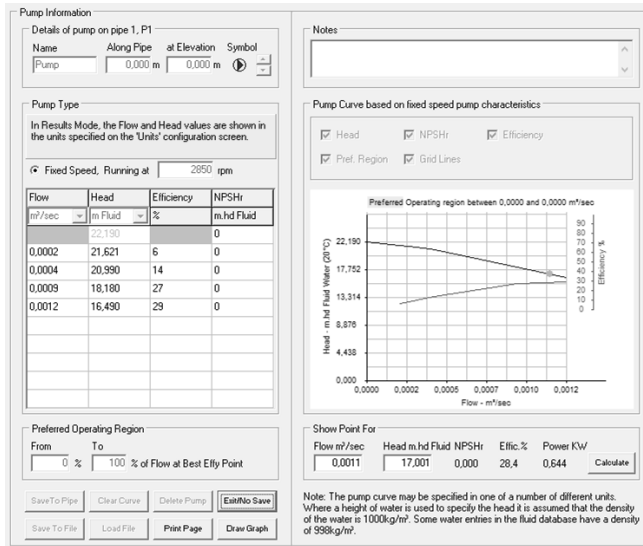
$$\text{Efisiensi } (\%) = 28,4$$

Bila dibandingkan dengan hasil perhitungan manual, titik kerja pompa berada pada:

$$\text{Debit } (Q) = 0,00108 \text{ m}^3/\text{det} = 64 \text{ L/min}$$

$$\text{Head } (H) = 17,100 \text{ m}$$

$$\text{Efisiensi } (\%) = 29,0$$

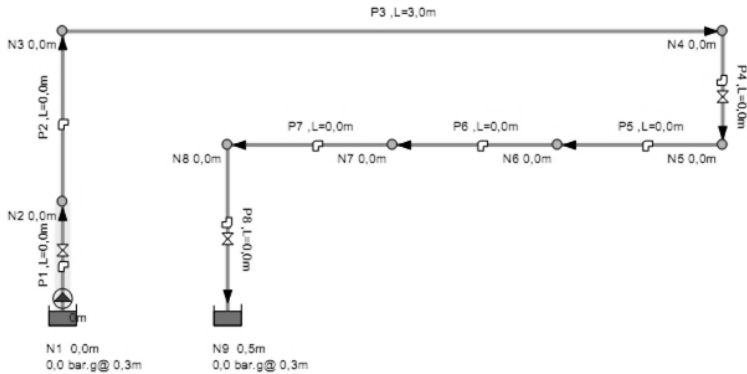


Gambar 4. 21. Hasil analisis *software* Pipe Flow Expert v5.12.1.1 terhadap *pipeline* I.

Terdapat perbedaan yang relatif kecil pada debit (Q) hasil analisis *software* dan perhitungan manual. Hal ini dapat disebabkan perhitungan manual yang kurang teliti maupun *plotting* kurva pada *software* yang tidak serupa dengan grafik analisis manual.

4.5.2. Titik Kerja pada *Pipeline* II

Pada gambar 4.22 ditunjukkan bahwa sistem perpipaan pada *pipeline* II terdiri atas beberapa bagian yang diberi penamaan P1, P2, hingga P8. Setiap bagian ini memiliki tahanan sistem masing-masing yang berbeda pula nilainya. Besarnya tahanan sistem akan menentukan kemampuan pompa untuk dapat memindahkan fluida dengan nilai *head* tertentu.



Gambar 4. 22. Sketsa *pipeline* II pada *software* Pipe Flow Expert v5.12.1.1.

Gambar 4.23 menunjukkan *input* nilai dari tahanan sistem yang terdapat pada seluruh bagian dari *pipeline* II.

Fittings on: P1, PVC (ANSI), 19,050 mm						[Pipe Id: 1]	
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty	
	TT	20 mm	0.75"	Through Tee	0,5000	1	Total K = 12,70 <input checked="" type="checkbox"/> Save <input type="checkbox"/> Clear <input type="checkbox"/> Cancel
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,7500	1	
	Gate	20 mm	0.75"	Gate Valve	0,2000	1	
	RB	20 mm	0.75"	Return bend	1,2500	1	
	RotMet	20 mm	0.75"	Rotameter	10,0000	1	

Fittings on: P2, PVC (ANSI), 19,050 mm						[Pipe Id: 2]	
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty	
	LB	40 mm	1-1/2"	Long bend	0,3400	1	Total K = 3,10 <input checked="" type="checkbox"/> Save <input type="checkbox"/> Clear <input type="checkbox"/> Cancel
	BT	40 mm	1-1/2"	Branch Tee	1,2600	1	
	BT	20 mm	0.75"	Branch Tee	1,5000	1	

Gambar 4. 23. *Input* data *pipeline* II

Pipe: 3 ▼ ⊕ ⊖ ⊞ ⊟

Name: P3 ⊞ 0

Length: 3,000 m ⊞ 0

Internal Diameter: 19,050 mm ⊞ Diam?

Roughness: 1,090000 mm ⊞ Material

PVC (ANSI)
Sch. 80 ⊞ More...

Notes

Fittings on: P4, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 4)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	Gate	20 mm	0.75"	Gate Valve	0,2000	1
	BT	20 mm	0.75"	Branch Tee	1,5000	1
	TT	20 mm	0.75"	Through Tee	0,5000	1
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,7500	1

Fittings on: P5, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 5)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0,7110	1
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0,7110	1
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0,7110	1
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0,7110	1

Fittings on: P6, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 6)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,6000	1
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,6000	1
	E45	20 mm	0.75"	Elbow 45 °	0,3055	1
	E45	20 mm	0.75"	Elbow 45 °	0,3055	1

Fittings on: P7, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 7)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	GrCon	N/A	N/A	Gradual contraction	0,9700	1
	GrEn	N/A	N/A	Gradual enlargement	0,0800	1
	SuEn	N/A	N/A	Sudden enlargement	0,7625	1
	SuCon	N/A	N/A	Sudden contraction	26,3882	1

Fittings on: P8, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 8)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,7500	1
	Gate	20 mm	0.75"	Gate Valve	0,2000	1
	RB	20 mm	0.75"	Return bend	1,2500	1

Total K = 2,95

Save

Clear

Total K = 2,84

Save

Clear

Total K = 1,81

Save

Clear

Total K = 28,20

Save

Clear

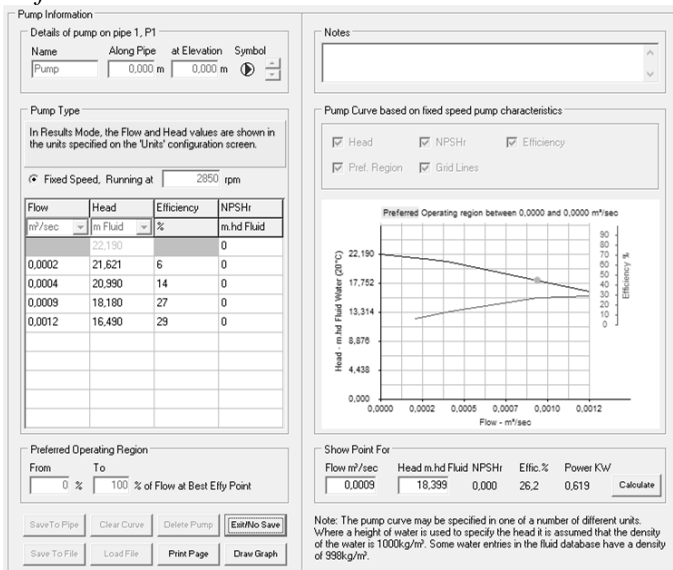
Total K = 2,20

Save

Clear

Gambar 4. 23. *Input data pipeline II. (cont.)*

Dengan menekan tombol CALCULATE, *software* akan melakukan perhitungan terhadap titik kerja yang dihasilkan oleh pompa dengan memperhitungkan nilai dari tahanan sistem yang diakibatkan *Head loss* mayor dan *Head loss* minor yang ada. Gambar 4.24 menunjukkan hasil dari perhitungan yang dilakukan oleh *software*.



Gambar 4. 24. Hasil analisis *software* Pipe Flow Expert v5.12.1.1 terhadap *pipeline* II.

Gambar diatas menunjukkan titik kerja dari pompa. Berdasarkan gambar 4.24, titik kerja pompa dengan sistem perpipaan *pipeline* I berada pada:

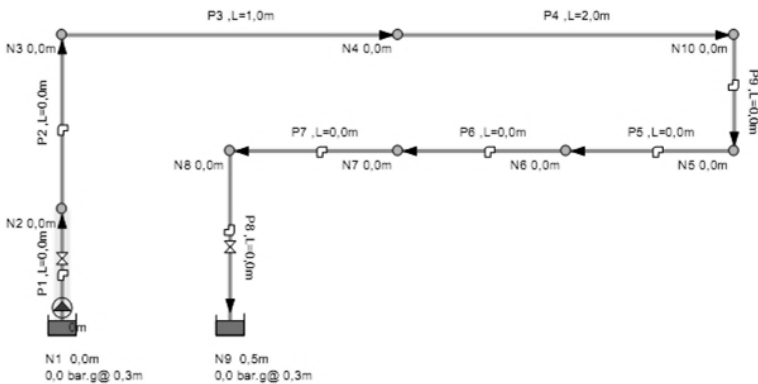
$$\begin{aligned} \text{Debit } (Q) &= 0,0009 \text{ m}^3/\text{det} && = \pm 54 \text{ L/min} \\ \text{Head } (H) &= 18,339 \text{ m} \\ \text{Efisiensi } (\%) &= 26,2 \end{aligned}$$

Bila dibandingkan dengan hasil perhitungan manual, titik kerja pompa berada pada:

Debit (Q)	=0,0009 m ³ /det	=54 L/min
Head (H)	=18,4 m	
Efisiensi (%)	=26,0	

Perbedaan yang terdapat pada nilai *Head* (H) relatif kecil sehingga perbedaan tersebut dapat diabaikan. Hal ini dapat diakibatkan kesalahan dalam perhitungan manual, maupun *plotting* kurva pada grafik yang tidak serupa antara *software* dan perhitungan manual.

4.5.3. Titik Kerja pada *Pipeline III*



Gambar 4. 25. Sketsa *pipeline III* pada *software* Pipe Flow Expert v5.12.1.1.

Pada gambar 4.25 ditunjukkan bahwa sistem perpipaan pada *pipeline II* terdiri atas beberapa bagian yang diberi penamaan P1, P2, hingga P8. Setiap bagian ini memiliki tahanan sistem masing-masing yang berbeda pula nilainya. Besarnya tahanan sistem akan menentukan kemampuan pompa untuk dapat memindahkan fluida dengan nilai *head* tertentu. Gambar 4.26 menunjukkan *input* nilai dari tahanan sistem yang terdapat pada seluruh bagian dari *pipeline III*.

Fittings on: P1, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 1)						
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	TT	20 mm	0.75"	Through Tee	0.5000	1
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0.7500	1
	Gate	20 mm	0.75"	Gate Valve	0.2000	1
	RB	20 mm	0.75"	Return bend	1.2500	1
	RotMet	20 mm	0.75"	Rotameter	10.0000	1

Total K = 12,70

Save

Clear

Cancel

Fittings on: P2, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 2)						
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	LB	40 mm	1-1/2"	Long bend	0.3400	1
	BT	40 mm	1-1/2"	Branch Tee	1.2600	1
	TT	20 mm	0.75"	Through Tee	0.5000	1
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0.7500	1

Total K = 2,85

Save

Clear

Cancel

Pipe: 3

Name: P3

Length: 3,000 m

Internal Diameter: 19,050 mm

Roughness: 1,090000 mm

PVC (ANSI) Sch. 80

Notes

Pipe: 4

Name: P4

Length: 2,000 m

Internal Diameter: 19,050 mm

Roughness: 1,090000 mm

PVC (ANSI) Sch. 80

Notes

Fittings on: P9, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 9)						
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	BT	20 mm	0.75"	Branch Tee	1.5000	1
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0.7500	1

Total K = 2,25

Save

Clear

Cancel

Fittings on: P5, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 5)						
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0.7110	1
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0.7110	1
	LB	20 mm	0.75"	Long bend	0.7110	1

Total K = 2,84

Save

Clear

Cancel

Gambar 4. 26. Input data pipeline III

Fittings on: P6, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 6)						
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,6000	1
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,6000	1
	E45	20 mm	0.75"	Elbow 45 °	0,3055	1
	E45	20 mm	0.75"	Elbow 45 °	0,3055	1

Total K = 1,81

Save

Clear

Fittings on: P7, PVC (ANSI), 48,080 mm (Pipe Id: 7)						
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	GrCon	N/A	N/A	Gradual contraction	0,9700	1
	GrEn	N/A	N/A	Gradual enlargement	0,0800	1
	SuEn	N/A	N/A	Sudden enlargement	0,7625	1
	SuCon	N/A	N/A	Sudden contraction	26,3882	1

Total K = 28,20

Save

Clear

Fittings on: P8, PVC (ANSI), 19,050 mm (Pipe Id: 8)						
Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	SB	20 mm	0.75"	Standard Bend	0,7500	1
	Gate	20 mm	0.75"	Gate Valve	0,2000	1
	RB	20 mm	0.75"	Return bend	1,2500	1

Total K = 2,20

Save

Clear

Gambar 4. 26. *Input data pipeline III. (cont.)*

Dengan menekan tombol CALCULATE, *software* akan melakukan perhitungan terhadap titik kerja yang dihasilkan oleh pompa dengan memperhitungkan nilai dari tahanan sistem yang diakibatkan *Head loss* mayor dan *Head loss* minor yang ada. Gambar 4.27 menunjukkan hasil dari perhitungan yang dilakukan oleh *software*.

Gambar 4.27 menunjukkan titik kerja dari pompa. Berdasarkan gambar 4.27, titik kerja pompa dengan sistem perpipaan *pipeline* I berada pada:

$$\text{Debit } (Q) = 0,0008 \text{ m}^3/\text{det} = \pm 48 \text{ L/min}$$

$$\text{Head } (H) = 19,02 \text{ m}$$

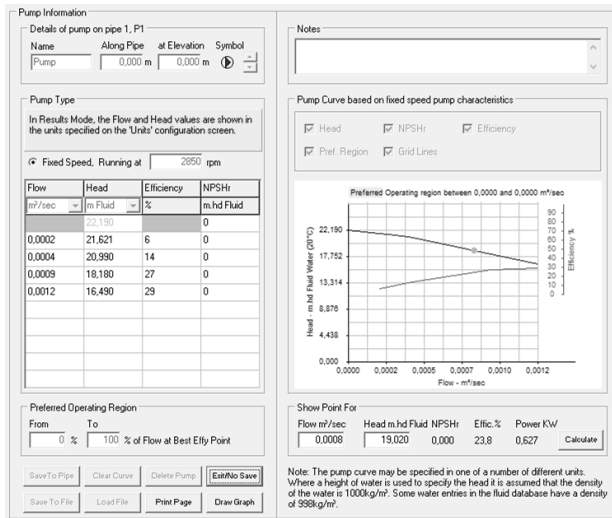
$$\text{Efisiensi } (\%) = 23,8$$

Bila dibandingkan dengan hasil perhitungan manual, titik kerja pompa berada pada:

$$\text{Debit } (Q) = 0,0008 \text{ m}^3/\text{det} = 48,5 \text{ L/min}$$

$$\text{Head } (H) = 19,0 \text{ m}$$

$$\text{Efisiensi } (\%) = 25,3$$



Gambar 4. 27. Hasil analisis *software* Pipe Flow Expert v5.12.1.1. terhadap *pipeline* III.

Perbedaan yang terdapat pada nilai *Head* (H) relatif kecil sehingga perbedaan tersebut dapat diabaikan. Namun, perbedaan nilai efisiensi yang terjadi relatif besar antara 23,8% dan 25,3%. Hal ini dapat diakibatkan kesalahan dalam perhitungan manual, maupun *plotting* kurva pada grafik yang tidak serupa antara *software* dan perhitungan manual.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 5 KESIMPULAN

5.1. Rangkuman

Berdasarkan hasil pengujian dan eksperimen yang dilakukan, data-data yang diperoleh dapat dirangkum sebagai berikut:

1. Pada tiga buah *pipeline* yang dimiliki oleh sistem ini, dua diantaranya merupakan pipa jenis PVC masing-masing berdiameter 3/2 in dan 3/4 in, sedangkan *pipeline* lainnya merupakan pipa jenis *acrylic* dengan diameter 1/2 in. Hasil pengujian menunjukkan:

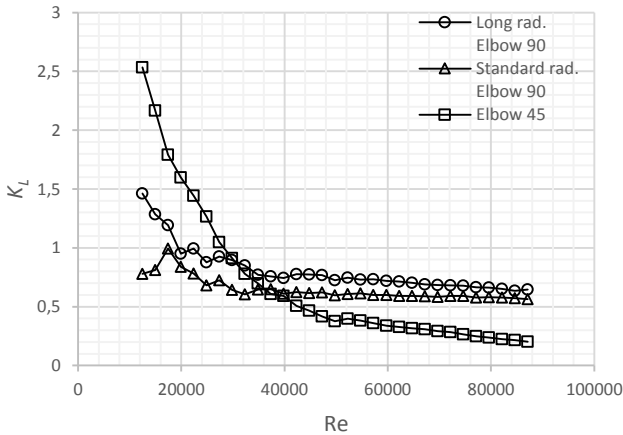
a. PVC *pipe* (3/2 in) : $e/D = 0,00112$

b. PVC *pipe* (3/4 in) : $e/D = 0,04193$

c. *Acrylic pipe* (1/2 in) : $e/D = 0,00092$

Perbedaan antara nilai yang didapatkan lewat eksperimen dengan referensi dapat disebabkan oleh jarak letak alat ukur (*pressure tap*) yang tidak memenuhi untuk tercapainya kondisi *fully developed flow*. *Head loss* yang terjadi sepanjang pipa dari *discharge* pompa hingga mencapai awal pengukuran menyebabkan pengukuran yang dihasilkan oleh manometer tidak akurat. Kondisi fisik pipa yang tidak teridentifikasi serta kotornya fluida kerja yang digunakan juga memungkinkan diperoleh hasil kekasaran seperti yang tertera di atas.

2. Dari analisa terhadap lima buah *fitting* dan satu buah venturimeter terkait *losses coefficient* dan *discharge coefficient* perbandingan *koefisien losses* secara kualitatif pada *elbow* dapat diamati pada grafik berikut:



Gambar 5. 1. Perbandingan nilai K_L pada *fitting elbow*.

Analisa tersebut memberikan hasil kuantitatif sebagai berikut:

- a. *Long radius elbow 90°* : $K_{L-L.el90} = 0,71$
- b. *Standard radius elbow 90°* : $K_{L-S.el90} = 0,60$
- c. *Elbow 45°* : $K_{L-el45} = 0,31$
- d. *Venturimeter* : $C_d = 0,0167$
- e. *Sud. enlargement* : $K_{L-enl} = 0,76$
- f. *Sud. contraction pipe* : $K_{L-cont} = 0,66$

Perbedaan nilai K_L pada referensi dapat disebabkan kondisi fisik pipa serta kotornya fluida kerja yang digunakan. Selain itu, terdapat kemungkinan terjadinya kebocoran pada komponen *pressure tap* sehingga hasil pengukuran yang diperoleh lebih kecil dari nilai yang seharusnya.

3. Berdasarkan pengujian performa yang dimiliki oleh sistem perpompaan, didapatkan *working point* dan titik *best efficiency point* (BEP) untuk masing-masing tahanan sistem berdasarkan analisa manual dan analisa *software* dapat diamati pada tabel 5.1.

Tabel 5. 1. Perbandingan hasil analisa *software* Pipe Flow Expert dengan analisa manual.

<i>Pipeline</i>	Parameter	Analisa Manual	<i>Pipe Flow Expert</i>
<i>Pipeline I</i>	Debit (Q)	64 L/min	66 L/min
	Head (H)	17,1 m	17,001 m
	BEP	29,0%	28,4%
<i>Pipeline II</i>	Debit (Q)	54 L/min	54 L/min
	Head (H)	18,4 m	18,339 m
	BEP	26,0%	26,2%
<i>Pipeline III</i>	Debit (Q)	48,5 L/min	48 L/min
	Head (H)	19 m	19,02 m
	BEP	25,3%	23,8%

5.2. Kesimpulan

Berdasarkan hasil pengujian dan eksperimen yang dilakukan terhadap fasilitas CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*, dapat disimpulkan bahwa:

1. Nilai kekasaran (e) atau kekasaran relatif (e/D) dari pipa akan semakin turun seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds. Penurunan ini semakin lama akan semakin kecil hingga mencapai sebuah nilai yang konstan.
2. Nilai koefisien *losses* dari *fitting* perpipaan akan semakin turun seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds. Penurunan ini semakin lama akan semakin kecil hingga mencapai sebuah nilai yang konstan.
3. Nilai kekasaran yang dimiliki oleh pipa PVC pada *line II* dengan diameter $D = 3/4$ in sangat besar, yakni $e/D = 0,04193$. Nilai ini sangat jauh dibandingkan nilai kekasaran referensi sehingga perlu dilakukan pergantian komponen pipa bila memungkinkan.
4. Efisiensi pompa maksimal yang bisa dicapai bernilai 29%. Nilai ini sangat jauh dibandingkan efisiensi pompa pada umumnya (60% - 80%). Namun, untuk keperluan praktikum, pompa masih layak pakai karena mampu mendistribusikan air di sepanjang sistem perpipaan pada fasilitas CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*.

5. Efisiensi terbaik dari pompa sentrifugal pada fasilitas CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* didapatkan pada pemompaan fluida melalui *line I*, yakni pipa PVC diameter $D = 3/2$ in dengan panjang $L = 3$ meter ($\eta = 29\%$), sementara efisiensi paling buruk didapatkan pada pemompaan fluida melalui *line II*, yakni pipa acrylic diameter $D = 1/2$ in dengan panjang $L = 1$ meter ($\eta = 25,3\%$).

5.3. Saran

Berdasarkan hasil pengujian di lapangan dan hasil eksperimen yang didapatkan, terdapat beberapa saran yang dapat diajukan guna memperbaiki hasil pengujian ini di waktu yang akan datang. Adapun saran-saran tersebut adalah sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan peremajaan terhadap sistem perpipaan. Hal ini dikarenakan kondisi pipa PVC yang sudah sangat tua sehingga mempengaruhi kekasaran yang dimiliki pipa.
2. Fasilitas pengukuran tekanan yang baik, akan memberikan hasil pengukuran yang lebih akurat pula.
3. Perlu dilakukan peninjauan lebih lanjut mengenai kebocoran-kebocoran yang mungkin terjadi pada *flange*.
4. Perlu dilakukan analisa lebih lanjut terhadap performa pompa, termasuk analisa terhadap kondisi sudu dan kemungkinan terjadinya kavitasi.
5. Kebersihan air yang digunakan dalam penggunaan fasilitas CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* perlu diperhatikan. Hal ini penting guna meminimalisasi dampak dari pengotor terhadap *head loss* yang terjadi.
6. Perlu dilakukan analisa terhadap jarak ideal dari sisi *discharge* pompa terhadap *pressure tap* agar dapat tercapai *fully developed flow*. Hal ini diperlukan untuk memperoleh hasil pengukuran yang akurat.
7. Rentang debit untuk masing-masing *line* sebaiknya disamakan. Perlu digunakan *inverter* pada motor untuk mengatur *flow* pada masing-masing *line*.

DAFTAR PUSTAKA

- ABW Plastics. "Durapipe Pipe & Fittings". 15 Februari 2014.
<http://www.abwplastics.co.uk/durapipe-pipe--fittings-137-c.asp>.
- Daxesoft Ltd. **Pipe Flow Expert User Guide**. United Kingdom.
- Fox, Robert. W., McDonald, Alan. T., Pritchard, Philip. J. 2003.
Introduction to Fluid Mechanics 6th Edition. New Jersey:
John Wiley & Sons. Inc.
- Hampden Engineering Cooperation. "H-6540-10 Water Hydraulic Bench". 11 Maret 2014.
<<http://www.hampden.com/product-details.php?viewid=613>>.
- Hearfield, John., Hearfield, Marion. 2007. **Water Flowing in Pipes**,
<http://www.johnhearfield.com/Water/Water_in_pipes2.htm>.
- Idel'chik, I.E. 1966. **Handbook of Hydraulic Resistance – Coefficients of Local Resistance and of Friction**. Jerusalem: Israel Program for Scientific Translations Ltd.
- Karassik, Igor. J., Messina, Joseph. P., Cooper, Paul, dan Heald, Charles. C. 2000. **Pump Handbook 3rd Edition**. New York: McGraw-Hill.
- Karassik, Igor. J., McGuire, Terry (auth.). 2001. **Centrifugal Pumps**. New York: Chapman & Hall.
- Khetagurov, M. 1966. **Marine Auxiliary Machinery and Systems**. Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein. Moscow: Peace Publishers.
- Larock, Bruce. E., Jeppson, Roland. W., Watters, Gary. Z. 1999. **Hydraulics of Pipeline Systems**. Florida: CRC Press.
- Menon, E. Shashi, dan Menon, Pramila S. 2010. **Working Guide to Pumps and Pumping Stations**. Houston: Gulf Professional Publishing.

- Miller, R.W. 1996. **Flow Measurement Engineering Handbook 3rd Edition**. New York: McGraw-Hill.
- New Energy Times. “United States Department of Energy (US DOE) Cold Fusion Review 2004”. 21 Desember 2013. <http://www.newenergytimes.com/DOE/DOE.htm>.
- Parisher, Roy. A., dan Rhea, Robert A. 2002. **Pipe Drafting & Design**. Houston: Gulf Professional Publishing.
- P5160 Friction Loss in Pipes. **Catalogue Cussons Technology**. Great Clowes Street, Manchester.
- Smith, David. W. 1983. **Marine Auxiliary Machinery – 6th edition**. London: Butterworth & Co. Ltd.
- Spirax – Sarco Limited. “Pipeline Ancillaries”. 8 Mei 2014. <http://www.spiraxsarco.com/resources/steam-engineering-tutorials/pipeline-ancillaries/>
- Westaway, C.R dan Loomis, A.W. 1984. **Cameron Hydraulic Data**. New Jersey: Ingersoll-Rand Company.

BIODATA PENULIS



Kenan Sihombing lahir pada tanggal 11 Juni 1992 di Kota Dumai, Riau. Penulis menempuh pendidikan formal tingkat dasar di SD 3 YKPP Bukit Datuk – Dumai, SMP Santo Tarcisius Dumai, dan SMAN 1 Dumai. Pada tahun 2010, Penulis melanjutkan pendidikan S1 Teknik Mesin di Fakultas Teknologi Industri (FTI) Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Selama menempuh pendidikan tingkat menengah pertama dan tingkat menengah atas, Penulis aktif dalam kompetisi – kompetisi keilmiahan, terutama Olimpiade Fisika dan sempat memperoleh penghargaan di tingkat provinsi. Sebagai peraih beasiswa dari Chevron Pacific Indonesia (CPI) Rumbai – Pekanbaru, selama masa perkuliahan, Penulis aktif dalam berbagai organisasi. Pada tahun pertama menjadi mahasiswa, Penulis sempat menjadi jurnalis kampus dengan bergabung bersama ITS Online – ITS Media. Setelah itu, pada periode 2012/2013, Penulis aktif di dalam organisasi Society of Petroleum Engineers ITS Student Chapter (SPE ITS SC) sebagai salah satu *deputy head* dari divisi *research and development*. Kemudian pada periode 2013/2014, Penulis terpilih menjadi *president* dari organisasi tersebut. Penulis juga aktif dalam kompetisi – kompetisi keilmiahan dan sempat menjalani kegiatan *internship* di PT Pertamina Asset 5 Tarakan Field.

Kemandirian merupakan obsesi dari pria penghobi futsal dan *travelling* ini. Cita- citanya adalah suatu saat menjadi orang yang turut menentukan nasib bangsa dalam mewujudkan kemandirian, terutama dalam hal kemandirian energi.

LAMPIRAN

Tabel A.1. Head loss total yang terjadi pada aliran fluida melalui line I (head pipeline I).

Q	Head loss line I	Head loss Minor	Head Loss Line IV					Head loss Exit	H _{p1} I
			Long Rad El 190	Short Rad El 190	EL45	Venturimeter	Sud. Ent		
0	0,000	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0,041	0,283	0,102	0,027	0,088	0,078	0,184	0,061	0,89
12	0,054	0,407	0,129	0,041	0,109	0,084	0,184	0,061	1,11
14	0,068	0,554	0,163	0,068	0,122	0,089	0,190	0,068	1,38
16	0,068	0,724	0,170	0,075	0,143	0,095	0,190	0,068	1,61
18	0,068	0,916	0,224	0,088	0,163	0,096	0,197	0,075	1,93
20	0,075	1,131	0,245	0,095	0,177	0,109	0,197	0,075	2,23
22	0,068	1,368	0,313	0,122	0,177	0,116	0,197	0,075	2,58
24	0,068	1,628	0,360	0,129	0,184	0,123	0,204	0,082	2,95
26	0,061	1,911	0,401	0,145	0,184	0,139	0,204	0,082	3,33
28	0,061	2,216	0,422	0,177	0,190	0,148	0,231	0,109	3,79
30	0,048	2,544	0,476	0,204	0,190	0,159	0,245	0,122	4,26
32	0,048	2,894	0,530	0,218	0,211	0,169	0,265	0,143	4,79
34	0,048	3,268	0,626	0,252	0,204	0,182	0,272	0,150	5,35
36	0,054	3,663	0,700	0,279	0,211	0,205	0,292	0,170	5,97
38	0,048	4,082	0,775	0,313	0,211	0,220	0,313	0,190	6,59
40	0,041	4,523	0,809	0,333	0,211	0,238	0,333	0,211	7,19
42	0,041	4,986	0,918	0,374	0,245	0,258	0,333	0,211	7,90
44	0,048	5,472	0,986	0,415	0,258	0,278	0,340	0,218	8,61
46	0,048	5,981	1,081	0,442	0,265	0,296	0,360	0,238	9,36
48	0,054	6,512	1,156	0,483	0,272	0,324	0,374	0,252	10,13
50	0,054	7,066	1,244	0,517	0,286	0,342	0,381	0,258	10,91
52	0,061	7,643	1,326	0,558	0,299	0,371	0,394	0,272	11,75
54	0,068	8,242	1,401	0,598	0,313	0,393	0,422	0,299	12,63
56	0,068	8,864	1,496	0,639	0,320	0,420	0,428	0,326	13,52
58	0,075	9,509	1,598	0,694	0,333	0,447	0,462	0,340	14,48
60	0,075	10,176	1,707	0,741	0,333	0,478	0,483	0,360	15,45
62	0,075	10,865	1,782	0,775	0,333	0,504	0,503	0,381	16,39
64	0,082	11,578	1,890	0,830	0,340	0,534	0,517	0,394	17,41
66	0,088	12,313	1,979	0,877	0,340	0,560	0,537	0,415	18,44
68	0,095	13,070	2,047	0,925	0,347	0,594	0,578	0,456	19,52
70	0,095	13,850	2,203	0,966	0,347	0,628	0,619	0,469	20,67

Tabel A.2. Head loss total yang terjadi pada aliran fluida melalui line II (head pipeline II).

Q	Head loss line I	Head loss Minor	Head Loss Line IV					Head loss Exit	Hpl I
			Long Rad El.90	Short Rad El.90	EL.45	Venturimeter	Sud. Enl		
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0,286	0,301	0,102	0,027	0,088	0,078	0,184	0,061	0,031
12	0,381	0,434	0,129	0,041	0,109	0,084	0,184	0,061	0,044
14	0,476	0,590	0,163	0,068	0,122	0,089	0,190	0,068	0,060
16	0,585	0,771	0,170	0,075	0,143	0,095	0,190	0,068	0,078
18	0,694	0,976	0,224	0,088	0,163	0,096	0,197	0,075	0,099
20	0,789	1,205	0,245	0,095	0,177	0,109	0,197	0,075	0,122
22	0,918	1,458	0,313	0,122	0,177	0,116	0,197	0,075	0,148
24	1,074	1,735	0,360	0,129	0,184	0,123	0,204	0,082	0,176
26	1,272	2,036	0,401	0,143	0,184	0,139	0,204	0,082	0,206
28	1,455	2,361	0,422	0,177	0,190	0,148	0,231	0,109	0,239
30	1,659	2,711	0,476	0,204	0,190	0,159	0,245	0,122	0,275
32	1,877	3,084	0,530	0,218	0,211	0,169	0,265	0,143	0,313
34	2,115	3,482	0,626	0,252	0,204	0,182	0,272	0,150	0,353
36	2,360	3,903	0,700	0,279	0,211	0,205	0,292	0,170	0,396
38	2,618	4,349	0,775	0,313	0,211	0,220	0,313	0,190	0,441
40	2,883	4,819	0,809	0,333	0,211	0,238	0,333	0,211	0,488
42	3,176	5,315	0,918	0,374	0,245	0,258	0,333	0,211	0,539
44	3,502	5,831	0,986	0,415	0,258	0,278	0,340	0,218	0,591
46	3,842	6,373	1,081	0,442	0,265	0,296	0,360	0,238	0,646
48	4,175	6,940	1,156	0,483	0,272	0,324	0,374	0,252	0,703
50	4,515	7,530	1,244	0,517	0,286	0,342	0,381	0,258	0,763
52	4,882	8,144	1,326	0,558	0,299	0,371	0,394	0,272	0,826
54	5,338	8,783	1,401	0,598	0,313	0,393	0,422	0,299	0,890
56	5,726	9,445	1,496	0,639	0,320	0,420	0,428	0,326	0,957
58	6,127	10,132	1,598	0,694	0,333	0,447	0,462	0,340	1,027
60	6,535	10,843	1,707	0,741	0,333	0,478	0,483	0,360	1,099

Tabel A.3. Head loss total yang terjadi pada aliran fluida melalui line III (head pipeline III).

Q	Head loss line I	Head loss Minor	Head Loss Line IV						Hpl.I	
			Long Rad EL90		Short Rad EL90		Venturimeter			Head Loss Exit
			EL45	Venturimeter	Sud. Enl	Sud. Con				
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
10	0,218	0,357	0,102	0,027	0,088	0,078	0,184	0,061	0,190	0,031
12	0,279	0,515	0,129	0,041	0,109	0,084	0,184	0,061	0,254	0,044
14	0,360	0,701	0,163	0,068	0,122	0,089	0,190	0,068	0,317	0,060
16	0,462	0,915	0,170	0,075	0,143	0,095	0,190	0,068	0,390	0,078
18	0,598	1,158	0,224	0,088	0,163	0,096	0,197	0,075	0,462	0,099
20	0,728	1,430	0,245	0,095	0,177	0,109	0,197	0,075	0,526	0,122
22	0,850	1,730	0,313	0,122	0,177	0,116	0,197	0,075	0,612	0,148
24	0,993	2,059	0,360	0,129	0,184	0,123	0,204	0,082	0,716	0,176
26	1,129	2,416	0,401	0,143	0,184	0,139	0,204	0,082	0,848	0,206
28	1,285	2,802	0,422	0,177	0,190	0,148	0,231	0,109	0,970	0,239
30	1,469	3,217	0,476	0,204	0,190	0,159	0,245	0,122	1,106	0,275
32	1,673	3,660	0,530	0,218	0,211	0,169	0,265	0,143	1,251	0,313
34	1,802	4,132	0,626	0,252	0,204	0,182	0,272	0,150	1,410	0,353
36	1,999	4,632	0,700	0,279	0,211	0,205	0,292	0,170	1,573	0,396
38	2,292	5,161	0,775	0,313	0,211	0,220	0,313	0,190	1,745	0,441
40	2,462	5,719	0,809	0,333	0,211	0,238	0,333	0,211	1,922	0,488
42	2,693	6,305	0,918	0,374	0,245	0,258	0,333	0,211	2,117	0,539
44	2,944	6,920	0,986	0,415	0,258	0,278	0,340	0,218	2,335	0,591
46	3,196	7,563	1,081	0,442	0,265	0,296	0,360	0,238	2,561	0,646
48	3,480	8,235	1,156	0,483	0,272	0,324	0,374	0,252	2,783	0,703
50	3,776	8,936	1,244	0,517	0,286	0,342	0,381	0,258	3,010	0,763

(Halaman ini sengaja dikosongkan)