



TUGAS AKHIR – TM141585

**STUDI KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL
DAN CUSSONS FRICTION LOSS APPARATUS
DENGAN MODIFIKASI ORIFICE DAN BALL
VALVE**

ZAJUBA SAKINA DAHMANI
NRP. 2113 100 054

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

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017

STUDI KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL DAN CUSSONS FRICTION LOSS APPARATUS DENGAN MODIFIKASI ORIFICE DAN BALL VALVE

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

ZAJUBA SAKINA DAHMANI

NRP. 2113 100 054

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, Ph.D. (Pembimbing)
NIP. 196412281990031002
2. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., MT. (Penguji I)
NIP. 197104051997021004
3. Dr. Ir. Heru Mirmanto, S.T., MT. (Penguji II)
NIP. 196202161995121001
4. Dedy Zulhidayat Noor, S.T., MT. (Penguji III)
NIP. 197512062005011002

SURABAYA

JULI, 2017

STUDI KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL DAN CUSSONS FRICTION LOSS APPARATUS DENGAN MODIFIKASI ORIFICE DAN BALL VALVE

Nama Mahasiswa : Zajuba Sakina Dahmani
NRP : 21 13 100 054
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 berupa instalasi sistem perpipaan yang ada di Laboratorium Mekanika dan Mesin – mesin Fluida. Analisa sistem perpipaan dan pompa sangat diperlukan untuk mengevaluasi performa pompa.

Sistem perpipaan *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* menggunakan material *Polyvinyl Chloride (PVC)* dan *acrylic*. *Fitting* perpipaan terdiri atas *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°*, *sudden contraction*, *sudden enlargement*, dan *ball valve* serta *flow meter* berupa *orifice* dan *venturi meter*. 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 *centrifugal single stage* terhubung dengan motor NEWMAN *electric motor* 1,5 hp, 2850 RPM. Pengujian melibatkan pengukuran tekanan *suction* dan *discharge* pompa. Pompa dapat beroperasi pada kapasitas maksimal 70 L/min. Variasi bilangan *Reynolds* pada aliran turbulen dilakukan pada debit 10 L/min hingga debit maksimal dengan kenaikan 5 L/min. Variasi bilangan *Reynolds* pada aliran turbulen dilakukan pada $6221,53 \leq Re \leq 109069,70$ pada *line* pipa diameter terkecil hingga terbesar. Modifikasi juga dilakukan pada *line* III ($D=3/4$ in) dengan penambahan *ball valve* dengan 3 merk berbeda dan *line* II ($D = 3/4$ in) penambahan *orifice* ($\beta = 0,5$).

Dari eksperimen diperoleh grafik hubungan *friction factor* (f) dengan bilangan *Reynolds* (Re) pada *line* I. Pada pengujian *head loss* minor, diperoleh grafik hubungan *loss coefficient* (K_L) dengan Re pada masing – masing fitting dan didapatkan pula grafik hubungan *discharge coefficient* (C_d) dengan Re pada masing – masing *flow meter*. Pada performa pompa, efisiensi tertinggi didapatkan sebesar 21,5%. Penelitian dilakukan pada aliran turbulen hingga debit maksimal 70 L/min.

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

CHARACTERISTICAL STUDY IN SENTRIFUGAL PUMP AND CUSSONS FRICTION LOSS APPARATUS BY ORIFICE DAN BALL VALVE MODIFICATION

Name : Zajuba Sakina Dahmani
NRP : 21 13 100 054
Department : Teknik Mesin FTI – ITS
Lecturer Advisor : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD.

ABSTRACT

CUSSONS friction loss in pipe apparatus is one of experimental head loss piping system in fluid and turbo machinery laboratory. Piping and pumping analysis is needed to evaluate pump performance.

The materials of CUSSONS friction loss in pipe apparatus piping system is Polyvinyl Chloride (PVC) and acrylic. Pipe fittings consist of long radius elbow 90°, standard radius elbow 90°, elbow 45°, sudden contraction, sudden enlargement, and ball valve. Orifice and venturi are also inspected as flow meters. Some pressure taps are attached to the piping system and connected to a mercury manometer where the Specific Gravity of mercury (SG) is 13.6. Piping head losses are analyzed using *Swamee-jain* formulation dan *Darcy Weisbach* equation. Centrifugal single stage pump is connected to NEWMAN electric motor

1.5 hp, 2850 RPM. This experiment includes the calculation of suction and discharge pump pressure. Pump flow rate can be operated up to 70 L/min maximum. Reynolds number variation performed with flow rate variation starts from 10 L/min to maximum flow rate by 5 L/min. The variation of *Reynolds* number is on $6200 \sim Re \sim 110,000$ in the smallest through the largest pipe diameter. Modifications were performed in line III ($D = 3/4$ in) by adding 3 different types of ball valves and installing orifice meter ($\beta = 0,5$) in line II ($D = 3/4$ in)

This experiment was performed to determine the correlation of friction factor (f) and *Reynolds* numbers (Re) in line I. Experiment in head losses was performed by loss coefficient (K_L) and Re graphics for all fittings. Discharge coefficient (C_d) and Re relations are also determined by flow rate measurement. By evaluating pump performance, the highest efficiency valued 21,5%.

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

KATA PENGANTAR

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

1. Allah S.W.T yang selalu memberikan berkat, rahmat, dan perlindungan-Nya di dalam hidup.
2. Bapak Achdrian dan Ibu Nanik selaku orang tua saya yang telah mendukung dan menguatkan penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
3. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD. selaku dosen pembimbing yang telah banyak meluangkan waktu, tenaga, pikiran, dan ilmu yang tidak ternilai harganya.
4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. selaku dosen penguji atas kritik dan saran yang membangun.
5. Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D., selaku dosen penguji atas kritik kritik dan saran yang membangun.
6. Dr. Ir. Heru Mirmanto, ST selaku dosen penguji atas kritik kritik dan saran yang membangun.

7. Hasna, Nimas, Agustin, Bhima Poetra, Tsabith, Jendral Hilaliyah, Mas Purwanto, dan PHP Tobat Dulu (Alham, Adul, Afif, Meidina, Christin, Zahra) selaku sahabat sejati penulis yang telah menemani dikala susah dan tidak pernah mengenal pamrih.
8. Arwanda, Mirza, Elman, Ayub, Copet, Imem, Jasmi, Iin, Bapak Tris, dan seluruh penghuni Lab. Mekanika dan Mesin Fluida yang telah memarahi penulis ketika tidak bersemangat.
9. Aldo, Nanda, Ocha, Sheila, Devan, Devyna, Uni Mega, Naraya, Gita, Venus, Bunda, Aji, Papa Hari, dan Mama Nana selaku saudara yang senantiasa menjadi penyemangat penulis.
10. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebut satu persatu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	ii
ABSTRACT	iv
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR SIMBOL	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Perpipaian.....	4
2.2 Aliran Laminar dan Turbulen.....	7
2.3 Persamaan Energi.....	8
2.4 Kapasitas Aliran Fluida.....	12
2.5 Kerugian Energi pada Sistem Perpipaian.....	12
2.5.1 Pressure Drop (Δp).....	13
2.5.2 <i>Head Loss</i> Mayor.....	14
2.5.3 <i>Head Loss</i> Minor.....	17
2.6 <i>Loss coefficient</i> (K_L) pada <i>elbow</i> , <i>sudden enlargement</i> dan <i>sudden contraction</i>	18
2.7. <i>Discharge coefficient</i> C_d pada <i>flow meter</i>	20
2.7.1 <i>Venturi meter</i>	21
2.7.2 <i>Orifice meter</i>	22
2.7.2.1 Analisa <i>flow coefficient</i> pada <i>orifice</i> scara teoritis.....	23
2.7.2.2 Analisa <i>flow coefficient</i> pada <i>orifice</i>	

scara eksperimen	24
2.8 Performa Pompa Sentrifugal	27
2.8.1. <i>Head</i> Pompa	28
2.8.2 Daya Pompa	29
2.9 Karakteristik Pompa Sentrifugal	30
BAB III METODE PENELITIAN	32
3.1 Langkah – Langkah Penelitian.....	32
3.1.1 Peninjauan Alat	32
3.1.2 Analisis <i>Head Loss</i> Perpipaan.....	36
3.1.3 Contoh Perhitungan dan Analisis <i>Head Loss</i> Perpipaan.....	44
3.1.3.1 Perhitungan kekasaran pipa (<i>e/D</i>) <i>Loss</i> Perpipaan	44
3.1.3.2 Perhitungan <i>Loss coefficient (KL)</i> .	46
3.2 Analisa Orifice	48
3.2.1 Metode Eksperimen	48
3.2.2 Contoh Perhitungan dan Analisis <i>Cd</i>	
3.3 Analisis Pompa.....	48
3.3.1 Contoh Perhitungan dan Analisis pada Pompa.....	52
3.3.1.1 Perhitungan <i>Head</i> Pompa (<i>Hp</i>)	52
3.3.1.2 Perhitungan Daya Pompa	53
3.4 Prosedur Penelitian.....	55
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....	56
4.1 Analisis Sistem Perpipaan	56
4.2 Pembahasan.....	58
4.2.1 <i>Analisa Head loss Pada Line I</i>	58
4.3 Analisa <i>Head loss</i> Minor Pada Sitem Perpipaan .	61
4.3.2 <i>Head Loss</i> Minor pada <i>Long Radius Elbow</i> 90°, <i>Standard Radius</i>	61
4.3.3 <i>Head loss</i> Minor pada <i>Sudden Enlargement</i> dan <i>Contraction</i>	65

4.3.4 Analisa <i>Coefficient of Discharge</i> pada <i>Orifice</i> dan <i>Venturi</i>	67
4.3.5 Analisis <i>Loss coefficient</i> Pada <i>Ball Valve</i> ..	70
4.3.6 Analisis performa pompa	73
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	75
5.1 Kesimpulan	75
5.2 Saran.....	76
LAMPIRAN.....	77

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bagian-bagian pada <i>gate valve</i>	5
Gambar 2.2 <i>Ball valve</i>	6
Gambar 2.3 Profil kecepatan pada aliran laminar dan turbulen.....	8
Gambar 2.4 <i>Control volume</i> untuk analisa aliran dalam pipa	9
Gambar 2.5. Manometer raksa sebagai alat ukur perbedaan tekanan	13
Gambar 2.6 Moody diagram	17
Gambar 2.7 Nilai K_L pada <i>elbow</i>	19
Gambar 2.8 Loss coefficient (KL) untuk aliran melewati sudden.....	19
Gambar 2.9 Karakteristik <i>orifice</i> , <i>flow nozzle</i> , dan <i>venture flow meter</i>	20
Gambar 2.10 <i>Head Loss</i> pada <i>orofice</i> , <i>nozzle</i> , dan <i>venturi meter</i>	21
Gambar 2.11 <i>Venturi meter</i>	21
Gambar 2.12 Nilai C_d pada <i>venturi meter</i>	22
Gambar 2.13 <i>Orifice</i> yang berada di sistem perpipaan .	23
Gambar 2.14 <i>Coefficient of discharge of orifice</i> terhadap	

<i>Re</i>	24
Gambar 2.15 Fenomena aliran melalui orifice.....	25
Gambar 2.16 Instalasi pompa.....	28
Gambar 2.17 Kurva karakteristik kerja pompa sentrifugal.....	31
Gambar 3.1 Instalasi sistem perpipaan CUSSON <i>friction loss in pipe apparatus</i>	33
Gambar 3.2 Instrumen perpipaan CUSSON <i>friction loss in pipe apparatus</i>	34
Gambar 3.3 <i>Hydraulic Bench</i> Circulating Unit.....	36
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> analisis <i>friction factor (f)</i>	42
Gambar 3.5 <i>Flowchart</i> analisis <i>head loss</i> minor.....	43
Gambar 3.6. Pengukuran tekanan <i>suction</i> dan <i>discharge</i> pada pompa	51
Gambar 4.1 Ilustrasi sistem perpipaan	57
Gambar 4.2. Grafik hubungan <i>f</i> dengan bilangan <i>Re</i> <i>line I</i>	58
Gambar 4.3 Grafik hubungan K_L - <i>Re</i> long radius elbow 90°, standard radius elbow 90°, elbow 45°	62

Gambar 4.4 Grafik hubungan K_L-Re pada <i>sudden enlargement</i> dan <i>sudden contraction</i>	65
Gambar 4.5 Grafik hubungan antara C_d dengan bilangan Re pada <i>orifice</i> dan <i>venturi</i>	66
Gambar 4.6 Grafik hubungan tiga <i>ball valve merk</i> berbeda dengan bilangan Re	71
Gambar 4.7 Kurva karakteristik kerja pompa	73

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 tabel data awal percobaan perhitungan <i>loss</i> <i>coeficient (KL)</i>	38
Tabel 3.2 tabel data awal percobaan perhitungan <i>discharge</i> <i>coeficient (CD)</i>	38
Tabel 3.3. Nilai bilangan <i>Reynolds</i> untuk diameter pipa 3/2 in.....	40
Tabel 3.4. Nilai bilangan <i>Reynolds</i> untuk diameter pipa 3/4 in.....	41
Tabel 4.1 Perbandingan K_L eksperimen dan teoritis	64

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi merupakan suatu kebutuhan penting dalam keberlangsungan kehidupan manusia. Kebutuhan akan energi semakin meningkat setiap tahunnya seiring dengan semakin meningkatnya jumlah manusia. Oleh karena itu, semakin meningkat pula kebutuhan manusia terhadap konsumsi energi. Energi yang biasa digunakan adalah energi fluid, salah satu khususnya air.

Pendistribusian air merupakan salah satu bentuk pemanfaatan energi yang paling sering diterapkan dengan menggunakan sistem perpipaan. Sistem perpipaan berfungsi sebagai transfer fluida, baik fluida cair, gas maupun fluida campuran (*mixture*) dari suatu tempat ke tempat yang diinginkan. Untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat lain yang diinginkan dibutuhkan pompa untuk mendorong fluida. Dengan kata lain pompa digunakan untuk mengatasi *head* dan *pressure drop* di dalam sistem perpipaan. *Head* dan *pressure drop* pada sistem perpipaan diakibatkan oleh adanya gesekan antara dinding pipa dengan fluida yang mengalir. Analisa sistem perpipaan dan pompa sangat diperlukan untuk mengevaluasi performa pompa.

Fernando (2014) melakukan eksperimen dengan modifikasi berupa penambahan jalur pipa pada sistem dengan variasi katup yang berbeda dan variasi debit aliran dengan pompa *centrifugal single stage* yang terhubung pada alat CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*. Hasil yang didapatkan berupa *wall roughness* dan *headloss*. Kumaro

(2015) melakukan eksperimen dengan menggunakan *Single Stage Centrifugal Pump* dengan variasi 3 *valve* sama dan *orifice*. Namun, data yang didapatkan masih kurang akurat terutama pada perhitungan *losses* pada *line* terbesar.

Untuk meningkatkan keyakinan terhadap hasil studi sistem perpipaan dan perpompaan, maka dilakukan evaluasi kembali pada alat kerja CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*. Dengan adanya perubahan variasi dan pergantian pompa diharapkan dapat dievaluasi kembali performa CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* terkait dengan *pressure drop* dan *head losses*.

1.2 Perumusan Masalah

Sesuai dengan latar belakang yang ada, masih ada beberapa hal yang dapat dievaluasi pada sistem perpipaan dan pompa. Salah satu evaluasi yang dapat dilakukan adalah analisa *head loss* dan *pressure drop*. Analisis dilakukan menggunakan alat pengujian CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* dengan menggunakan manometer air raksa sebagai alat ukur tekanan dengan menggunakan pompa *single stage centrifugal pump* dengan kapasitas yang lebih besar. Rumusan masalah yang terdapat dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimanakah perbedaan hasil pengukuran *pressure drop* dari dua penelitian sebelumnya?
2. Bagaimana evaluasi performa kerja dari pompa *single stage centrifugal pump*?
3. Bagaimana evaluasi *minor losses coefficient* untuk *fitting* yang ada?

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam penelitian kali ini dengan menggunakan *single stage centrifugal pump* dengan menggunakan alat ukur berupa manometer air raksa adalah sebagai berikut:

1. Aliran di dalam pipa diasumsikan berada dalam keadaan *steady* dan *incompressible*.
2. Tidak ada kebocoran pada pipa
3. Pompa dalam kondisi normal
4. Tidak terjadi perpindahan panas dari dan ke dalam pipa

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang didapatkan dari pelaksanaan eksperimen ini adalah sebagai berikut:

1. Mengevaluasi karakteristik kerja pompa sentrifugal.
2. Mengevaluasi nilai *loss coefficient* (K_L) pada fitting perpipaan berupa *ball valve*, *long radius elbow* 90^0 , *standard radius elbow* 90^0 , *elbow* 45^0 , *sudden enlargement* dan *sudden contraction*.
3. Mengevaluasi nilai *discharge coefficient* (C_d) pada *flow meter* berupa *orifice* dan *venturi meter*.
4. Mengevaluasi nilai kekasaran dalam pipa (e/D).

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Perpipaan

Pipa digunakan untuk mengalirkan fluida (zat cair atau gas) dari satu atau beberapa titik ke satu titik atau beberapa titik lainnya. Sistem perpipaan (*piping* sistem) terdiri dari gabungan pipa-pipa, komponen-komponen lain seperti katup, flens, belokan, percabangan, nozzle, reducer, tumpuan, isolasi, dan lain-lain. Berikut adalah beberapa komponen yang ada dalam sistem perpipaan, diantaranya:

a. Pipa

Pemilihan pipa sangat penting dilakukan agar sistem perpipaan memiliki efisiensi yang tinggi. Pemilihan pipa yang tepat dapat ditinjau berdasarkan temperatur, kekentalan, dan kecepatan fluida kerja.

b. *Fitting*

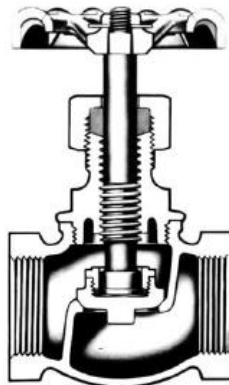
Pipe Fitting (sambungan pipa) adalah sebuah benda yang dipergunakan untuk menyambung dua buah pipa atau lebih dan bisa berbentuk siku (*elbow*), pipa bercabang (*tee*), pipa yang berbeda ukuran ujungnya (*reducer*) dan lain-lain. *Fitting* perpipaan biasanya disesuaikan dengan kegunaan dan kondisi keadaan sekitar sistem perpipaan

c. *Valve*

Valve adalah sebuah perangkat yang terpasang pada sistem perpipaan, yang berfungsi untuk mengatur, mengontrol dan mengarahkan laju aliran fluida dengan cara membuka, menutup atau mengalirkan sebagian fluida. Selain itu valve juga berfungsi sebagai pengatur besar kecilnya tekanan fluida dan mencegah aliran balik (*one*

way valve). *One way valve* atau *non-return valve* merupakan valve satu arah yang tidak memungkinkan fluida untuk kembali ke arah berlawanan apabila sudah melewati valve tersebut. Valve yang sering digunakan adalah *gate valve*, *ball valve*, dan *check valve (non-return valve)*.

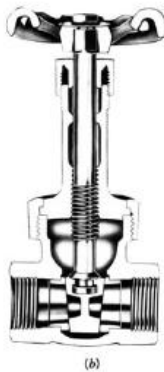
Gate valve merupakan salah satu jenis gate yang paling sering ditemui dalam instalas perpipaan. Dalam banyak hal valve ini difungsikan hanya untuk terbuka penuh atau tertutup penuh, sehingga valve ini jarang digunakan sebagai alat pengontrol aliran. Gambar 2.1 menunjukkan beberapa komponen penyusun *gate valve*.



Gambar 2.1 Bagian-bagian pada *gate valve*
(Munson, et al 2009)

Selain *gate valve*, *ball valve* juga merupakan salah satu komponen penting dalam sistem perpipaan. *Ball valve* merupakan *valve* yang dapat dioperasikan secara cepat, karena hanya memiliki seperempat putaran dari posisi tertutup ke posisi terbuka dan sebaliknya. *Valve* ini sering disebut juga sebagai *quarter turn valve*.

Jenis *valve* ini memiliki bagian terpenting yang berupa sebuah bola berlubang lurus dari satu sisi ke sisi yang lain yang dipasang sejajar dengan arah aliran pada rumah *valve*-nya. Arah dari lubang pada bola inilah yang menentukan mengalir dan tidaknya cairan yang melalui rumah *valve* / katup. Pada gambar 2.2 terlihat sisi tegak bola tersambung dengan bagian *handel valve* yang dioperasikan dari luar rumah *valve*.



Gambar 2.2 *Ball valve* (Munson, et al 2009)

Beberapa jenis katup bola (*ball valve*) telah dikembangkan dengan permukaan berbentuk menyerupai bola pada satu sisinya dalam posisi terbuka dan berputar ke bagian aliran sehingga dapat menutup aliran sepenuhnya. Dengan memutar *ball valve* searah 90^0 *ball valve* berada dalam keadaan tertutup sepenuhnya atau terbuka sepenuhnya (*fully open*). Gaya gesek yang terjadi pada jenis *valve* ini hanya diakibatkan oleh gesekan antara *ball* dan *sealing rings*, sehingga resistansi geseknya (*frictional resistance*) rendah.

2.2 Aliran Laminar dan Turbulen

Aliran fluida dapat dibedakan menjadi aliran laminar dan aliran turbulen, tergantung pada bilangan reynolds (*Reynolds number*) yang dimiliki fluida tersebut. Reynold number adalah sebuah bilangan tak berdimensi yang digunakan untuk mengklasifikasikan jenis fluida, yaitu laminar atau turbulen. Perhitungan *Reynolds number* dapat dilakukan dengan perumusan sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D}{\mu} = \frac{\bar{v} D}{\nu} \quad (2.1)$$

dimana:

Re : Bilangan Reynolds tak berdimensi

\bar{v} : kecepatan fluida

D : diameter pipa

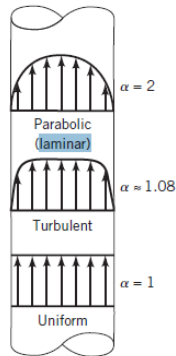
$\nu = \frac{\rho}{\mu}$: viskositas kinematik

μ : viskositas absolut

ρ : *density* fluida

Bila bilangan $Re < 2300$, aliran bersifat laminar. Pada bilangan $Re > 2300$, aliran bersifat turbulen. Profil aliran yang dihasilkan oleh kedua jenis aliran ini juga berbeda, seperti terlihat pada gambar 2.3. Aliran laminar memiliki bentuk profil kecepatan yang lebih runcing

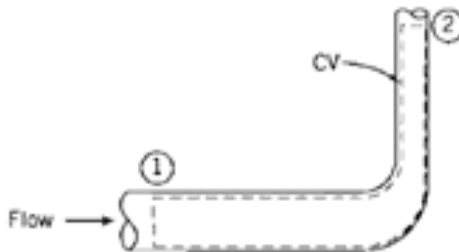
dibandingkan dengan profil kecepatan pada aliran turbulen. Hal tersebut disebabkan oleh energi kinetik yang dimiliki oleh aliran turbulen lebih besar dibandingkan dengan aliran laminar.



Gambar 2.3 Profil kecepatan pada aliran laminar dan turbulen (Munson, et. al. 2009)

2.3 Persamaan Energi

Persamaan energi yang digunakan dalam perhitungan pada penelitian ini merupakan persamaan energi yang didapatkan dari persamaan Bernoulli. *Head* pada suatu titik dalam aliran *steady* adalah konstan sepanjang fluida yang tidak terjadi energy transfer. Berikut merupakan tinjauan aliran *steady flow* pada sebuah *control volume* pada sebuah *elbow* yang ditunjukkan pada gambar 2.4.



Gambar 2.4 *Control volume* untuk analisa aliran dalam pipa (Fox, et al 2010)

Berdasarkan hukum termodinamika I dan mengacu pada gambar 2.4, maka didapatkan penurunan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q} + \overset{= 0(1)}{\cancel{\dot{W}_{shaft}}} + \overset{= 0(1)}{\cancel{\dot{W}_{shear}}} + \overset{= 0(1)}{\cancel{\dot{W}_{other}}} &= \overset{= 0(2)}{\frac{d}{dt} \int_{CV} e \rho dV} + \\
 \int_{CS} (e + pv) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} & \quad (2.2)
 \end{aligned}$$

Dimana diketahui energi internal fluida adalah:

$$e = u + \frac{\bar{v}^2}{2} + gz$$

Persamaan diatas dapat disederhanakan dengan asumsi:

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

Maka persamaan 2.2 menjadi:

$$\dot{Q} = \int_{CS_1} \left(u + \frac{p}{\rho} + \frac{\vec{V}^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \\ + \int_{CS_2} \left(u + \frac{p}{\rho} + \frac{\vec{V}^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

$$\dot{Q} = - \int_{A_1} \left(u_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\vec{V}_1^2}{2} + gz_1 \right) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \\ + \int_{A_2} \left(u_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\vec{V}_2^2}{2} + gz_2 \right) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Dari konsep persamaan kontinuitas, didapatkan persamaan :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad = 0 \quad (2) \\ 0 = \int_{CS_1} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} + \int_{CS_2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \\ 0 = \int_{A_1} \rho V \cdot dA + \int_{A_2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.3)$$

dimana : $\int_A \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = |\rho VA| = \dot{m}$

Maka : $0 = -\rho_1 \vec{V}_1 A_1 + \rho_2 \vec{V}_2 A_2$

$$0 = -\dot{m}_1 + \dot{m}_2 \text{ atau } \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

Jika persamaan 2.3 disubstitusikan dengan persamaan energi, persamaan menjadi:

$$\dot{Q} = -\dot{m} \left(u_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + gz_1 \right) + \int_{A_1} \frac{\vec{V}_1^2}{2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \\ + \dot{m} \left(u_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + gz_2 \right) + \int_{A_2} \frac{\vec{V}_2^2}{2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Dari konsep koefisien energi kinetik, α , didapatkan persamaan :

$$\int_A \frac{\bar{V}^2}{2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \alpha \int_A \frac{\bar{V}^2}{2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{m} \alpha \frac{V^2}{2}$$

Dari konsep laju perpindahan panas, didapatkan persamaan:

$$\dot{Q} = \frac{\partial Q}{dt} \frac{dm}{dm} = \frac{\partial Q}{dm} \frac{dm}{dt} = \dot{m} \frac{\partial Q}{dm} \quad (2.4)$$

Dengan substitusi kedua persamaan sebelumnya, persamaan energi menjadi :

$$\dot{m} \left\{ \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right\} = \dot{m} \left\{ \frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right\} + \dot{m} \left\{ (u_1 - u_2) - \frac{\partial Q}{dm} \right\}$$

atau :

$$\left\{ \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right\} = \left\{ \frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right\} + \left\{ (u_1 - u_2) - \frac{\partial Q}{dm} \right\}$$

dimana :

$\{(u_1 - u_2)\}$: perubahan energi dalam fluida dalam akibat gesekan, dengan satuan kJ/kg.

$\left\{ -\frac{\partial Q}{dm} \right\}$: perpindahan panas persatuan massa, dengan satuan kJ/kg.

$\left\{ (u_1 - u_2) - \frac{\partial Q}{dm} \right\}$: rugi energi dari section 1-2, dengan satuan kJ/kg.

Maka persamaan energi dari *section* 1 – 2 adalah sebagai berikut:

$$\left\{ \frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{v}_1^2}{2} + gz_1 \right\} = \left\{ \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{v}_2^2}{2} + gz_2 \right\} + \sum h_{L1-2},$$

dengan satuan kJ/kg

atau

$$\left\{ \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\bar{v}_1^2}{2g} + z_1 \right\} = \left\{ \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\bar{v}_2^2}{2g} + z_2 \right\} + \sum h_{L1-2},$$

dengan satuan kJ/N.

2.4 Kapasitas Aliran Fluida

Kapasitas aliran untuk fluida *incompressible* dinyatakan dalam :

$$Q = \bar{V}A \quad (2.5)$$

dimana:

Q = laju aliran volumetrik

\bar{V} = kecepatan aliran fluida

A = luas penampang aliran fluida

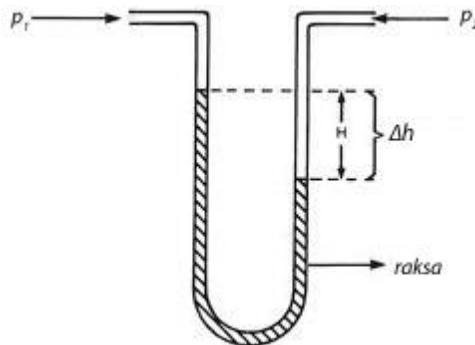
2.5 Kerugian Energi pada Sistem Perpipaan

Fluida yang melewati sistem perpipaan akan mengalami kerugian energi, kerugian energi ini disebut *head loss*. *Headloss* adalah rugi energi pada suatu aliran akibat gesekan ataupun faktor-faktor lain seperti adanya sudut belokan, sambungan, ataupun katup. Kerugian energi

tersebut diakibatkan oleh pressure drop yang terjadi pada aliran. Satuan *head loss* adalah satuan panjang. Di dalam sistem perpipaan terdapat dua jenis *head loss*, yaitu *head loss mayor* dan *head loss minor*.

2.5.1 Pressure Drop (Δp)

Pressure drop merupakan penurunan tekanan yang terjadi akibat *fitting* yang ada pada perpipaan. *Pressure drop* biasanya diukur menggunakan alat ukur manometer pada pressure tap. Manometer yang sering digunakan ialah manometer raksa. Penggunaan manometer raksa dapat diamati pada gambar 2.5



Gambar 2.5 Manometer raksa sebagai alat ukur perbedaan tekanan

Pembacaan manometer tersebut dapat dilihat dari perbedaan ketinggian dari cairan raksa. Untuk mendapatkan perbedaan tekanan yang terjadi didapatkan dari persamaan Hidrostatik sebagai berikut :

$$\Delta p_{1-2} = (SG_{HG})\rho g \Delta h \quad (2.6)$$

dimana :

Δp_{1-2} = perbedaan tekanan, Pa

SG_{HG} = *specific gravity* fluida pengukur (raksa)

$SG = 13.5$

ρ = massa jenis fluida referensi (H_2O), 997 kg/m^3

g = percepatan gravitasi bumi, 9.81 m/s^2

Δh = perbedaan ketinggian raksa pada manometer

2.5.2 *Head Loss Mayor*

Head loss mayor disebut juga kehilangan energi primer atau kehilangan energi akibat gesekan dan merupakan kerugian yang terjadi pada pipa utama dari sistem perpipaan. *Head loss* mayor terjadi pada pipa lurus dan berdiameter konstan. Jadi *head loss* mayor dapat dinyatakan sebagai kerugian tekanan aliran fluida berkembang penuh melalui pipa penampang konstan. Perumusan untuk menentukan nilai *head loss mayor* menggunakan perumusan *Darcy Weisbach*:

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (2.7)$$

dimana :

h_L = head loss mayor

V^2 = kecepatan rata rata aliran

L = panjang pipa

D = diameter pipa

g = percepatan grafitasi

f = *friction factor*

Untuk mendapatkan harga f digunakan perumusan sebagai berikut:

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

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

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

$$h_L = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (2.8)$$

dengan menghubungkan persamaan 2.8 ke dalam persamaan *Darcy Weisbach*, maka selanjutnya perhitungan terhadap f menjadi sebagai berikut:

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.9)$$

$$f = 2 \frac{D}{L} \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2} \quad (2.10)$$

dimana :

Δp = perbedaan tekanan pada *fitting*, Pa

ρ = rapat jenis massa fluida, kg/m³

f = faktor gesekan

L = panjang pipa, m

D = diameter pipa, m

\bar{V} = Kecepatan aliran fluida, m/s

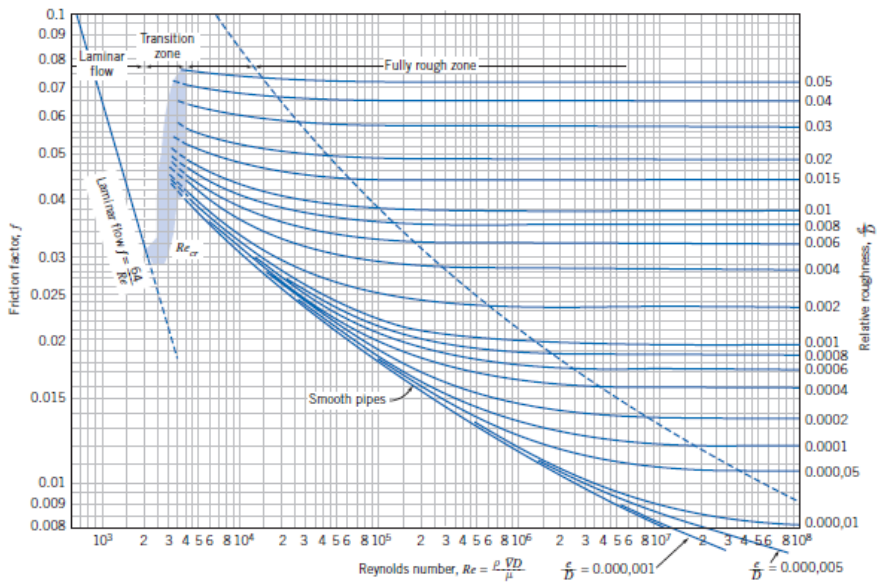
Dengan mengetahui nilai f , *wall roughness* atau kekasaran permukaan pipa (e) dapat ditentukan menggunakan persamaan *Swamee-jain*:

$$f = \frac{0,25}{\log_{10} \left(\frac{e}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right)^2}$$

maka,

$$e/D = 3,7 \left[10^{\left(-\frac{1}{1,8\sqrt{f}} \right)} - \frac{6,9}{Re} \right]^{\frac{1}{1,11}} \quad (2.11)$$

Hubungan antara (*friction factor*) f dan Re dicapai berdasarkan perbedaan tekanan yang terjadi di sepanjang aliran pipa. Perbedaan tekanan diperlukan untuk mencapai kecepatan aliran (\bar{V}) dengan diameter (D) pipa, demikian halnya dengan massa jenis fluida kerja. Nilai f dan e/d juga dapat ditentukan dengan menggunakan *moody diagram*, seperti terlihat pada gambar 2.6. *moody diagram* digunakan untuk aliran yang *fully developed*.



Gambar 2.6 *Moody diagram* hubungan antara *friction factor* (f) dan Re (Fox, et al, 2010)

2.5.3 Head Loss Minor

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

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

Dengan menggunakan prinsip seperti persamaan 2.8 dan 2.9 maka persamaan selanjutnya diperoleh:

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

$$K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2} \quad (2.13)$$

dimana:

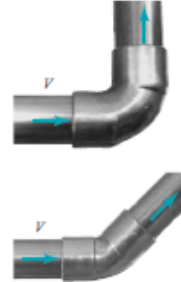
h_{L_m} = *head loss* minor

K_L = konstanta *head loss* minor

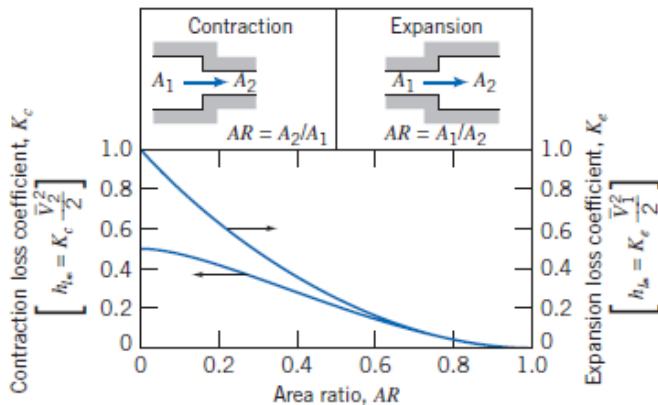
2.6 Loss coefficient (K_L) pada elbow, sudden enlargement dan sudden contraction

Nilai *loss coefficient* pada elbow berbeda-beda. Perbedaan tersebut terlihat pada gambar 2.7 ditunjukkan nilai K_L untuk beberapa *fitting* perpipaan. Nilai K_L tersebut merupakan acuan dalam berbagai eksperimen untuk menentukan nilai konstanta *minor losses fitting*. Selain itu,, nilai K_L pada *sudden enlargement* dan *sudden contraction* pun berbeda, hal tersebut terlihat pada gambar 2.8. Nilai K_L pada gambar 2.7 dan 2.8 digunakan untuk menentukan nilai *head loss* minor menggunakan persamaan (2.11)

Component	K_L
a. Elbows	
Regular 90°, flanged	0.3
Regular 90°, threaded	1.5
Long radius 90°, flanged	0.2
Long radius 90°, threaded	0.7
Long radius 45°, flanged	0.2
Regular 45°, threaded	0.4
b. 180° return bends	
180° return bend, flanged	0.2
180° return bend, threaded	1.5



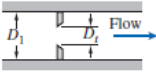
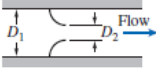
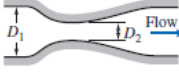
Gambar 2.7. Nilai K_L pada *elbow* (Munson, et. al. 2009)



Gambar 2.8 *Loss coefficient* (K_L) untuk aliran melewati *sudden* (Fox, et al, 2010)

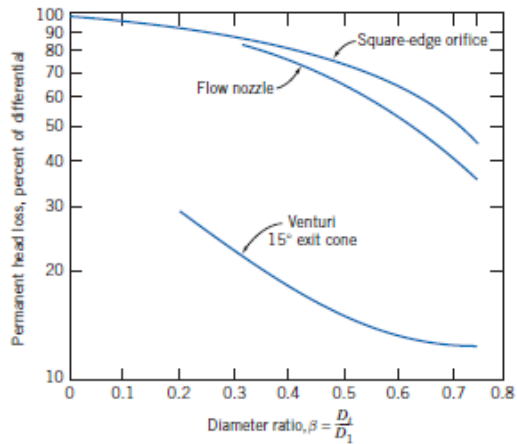
2.7. Discharge coefficient C_d pada flow meter

Karakteristik *head loss* pada *orifice*, *nozzle*, dan venturi berbeda-beda. Semakin besar nilai C_d , maka semakin menguntungkan suatu *flow meter*. Gambar 2.9 menjelaskan tentang karakteristik *head loss* yang terjadi pada *orifice*, *nozzle*, dan *venturi*.

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

Gambar 2.9 Karakteristik *orifice*, *flow nozzle*, dan *venture flow meter*. (Fox, et al, 2010)

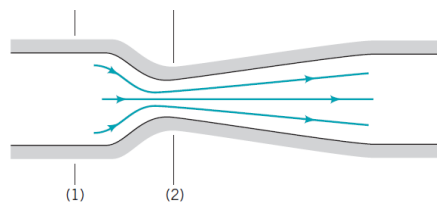
Kehilangan energi pada *venturi meter* dapat dinyatakan dalam bentuk diferensial tekanan (Δp) di sepanjang aliran. *Pressure loss* pada *venturi meter*, *orifice meter*, dan *flow nozzle* dapat diamati pada grafik yang ditunjukkan gambar 2.10.



Gambar 2.10 Head Loss pada orifice, nozzle, dan venturi meter (Fox, et al 2010)

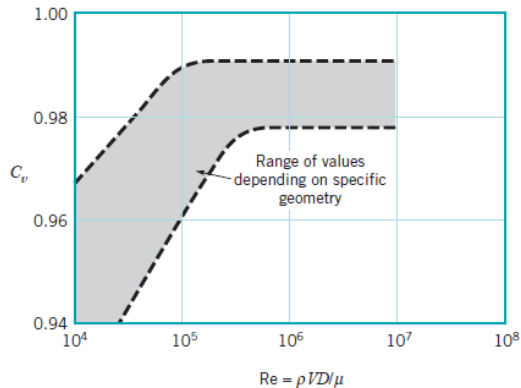
2.7.1 Venturi meter

Venturi meter merupakan salah satu alat ukur fluida dengan menggunakan prinsip bernoulli. Jika kecepatan meningkat, tekanan akan menurun begitu pula sebaliknya. penampakan orifice terlihat pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 Venturi meter (Munson, et. al. 2009)

Alat ini digunakan untuk mengukur besarnya laju aliran. Besarnya *flow coefficient* (C_d) pada venturi meter terlihat pada gambar 2.12

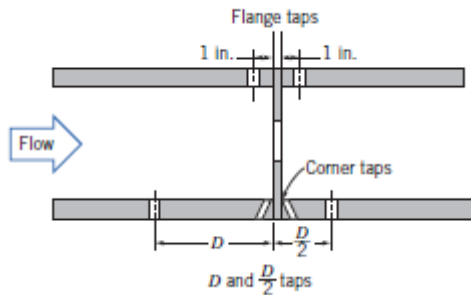


Gambar 2.12 Nilai C_d pada venturi meter (Munson, et. al. 2009)

2.7.2 Orifice meter

Orifice merupakan alat untuk mengukur laju aliran dengan menggunakan prinsip perbedaan tekanan dan perbedaan kecepatan. Jika kecepatan meningkat, tekanan akan menurun begitu pula sebaliknya. *Orifice* berupa plat tipis dengan lubang di bagian tertentu (umumnya di tengah). Fluida yang mengalir melalui pipa ketika sampai pada *orifice* akan dipaksa untuk melewati lubang pada *orifice*. Hal itu menyebabkan terjadinya perubahan kecepatan dan tekanan. Titik terjadinya kecepatan maksimum dan tekanan minimum disebut *vena contracta*. Setelah melewati *vena contracta*, kecepatan dan tekanan akan mengalami perubahan lagi. Dengan mengetahui perbedaan tekanan pada

pipa utama dan tekanan pada *vena contracta*, laju aliran volume dan laju aliran massa dapat diperoleh dengan pendekatan persamaan Bernoulli. Gambar 2.13 merupakan ilustrasi *orifice* pada sistem perpipaan.



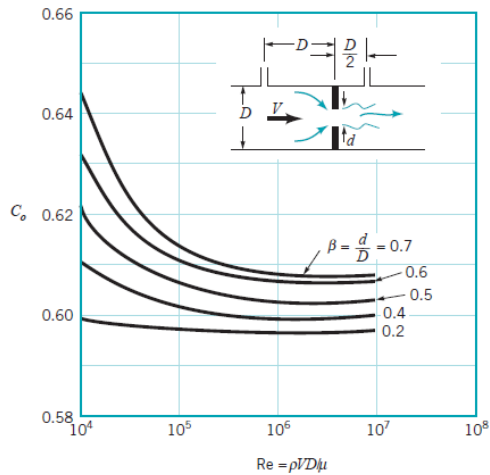
Gambar 2.13 *Orifice* yang berada di sistem perpipaan (Fox, et al, 2010)

2.7.2.1 Analisa *flow coefficient* pada *orifice* scara teoritis

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

$$C_d = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + \frac{91.71\beta^{2.5}}{Re^{0.75}} \quad (2.14)$$

Persamaan 2.14 untuk *discharge coefficient* C_d untuk *orifice plate* $\pm 0.6\%$ untuk $0.2 < \beta < 0.75$ dan $10^4 < Re_{D1} < 10^7$. Gambar 2.14 menunjukkan grafik nilai *discharge coefficient* terhadap bilangan *Reynolds* untuk *orifice*.



Gambar 2.14 *Coefficient of discharge of orifice* terhadap Re (Munson, et. al. 2009)

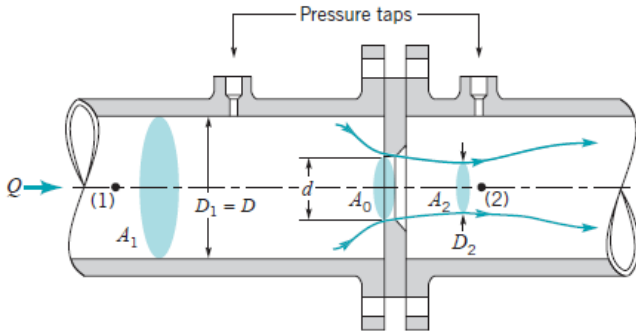
Mencari besarnya flow rate yang melalui pipa, dapat ditinjau dengan perumusan sebagai berikut (Munson, et al 2009):

$$Q = C_o Q_{\text{ideal}} = C_o A_o \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(1 - \beta^4)}} \quad (2.15)$$

2.7.2.2 Analisa flow coefficient pada orifice secara eksperimen

Metode eksperimen untuk mengukur nilai *discharge coefficient* pada *orifice* yang ada pada sistem perpipaan. Sebelum melakukan analisa penelitian, terlebih dahulu dilakukan analisa dimensi. Analisa dimensi ini sangat diperlukan untuk mengetahui apakah suatu parameter

berpengaruh terhadap suatu percobaan atau tidak. Pada gambar 2.15 terlihat *orifice* yang akan digunakan dalam menentukan perumusan 2.16



Gambar 2.15 Fenomena aliran melalui orifice (Munson, et al. 2009)

Berdasarkan persamaan *Bernoulli*:

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

Dengan asumsi $z_1 = z_2$, maka

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

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

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

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

$$\frac{2\Delta p}{\rho} = \bar{V}_2^2 - \bar{V}_2^2 \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 = \bar{V}_2^2 \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]$$

$$A_2^2 \frac{2\Delta p}{\rho} = \bar{V}_2^2 A_2^2 \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]$$

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

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

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:

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

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

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

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\rho[1 - \beta^4]}}{A_2 \sqrt{2\Delta p}} \quad (2.16)$$

dimana :

D_1 = diameter dalam pipa (m)

d = diameter orifice (m)

Δp = perbedaan tekanan (N/m^2)

Q = flow rate (m^3/s)

A_1 = luas penampang pipa (m^2)

A_2 = luas penampang orifice (m^2)

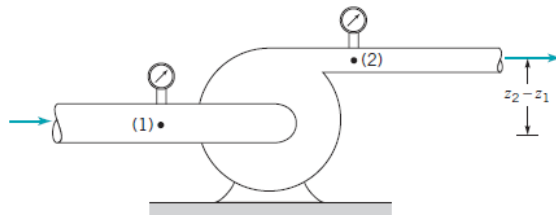
2.8 Performa Pompa Sentrifugal

Performa pompa merupakan ukuran kemampuan suatu pompa dalam menaikkan head fluida dari suatu tempat ke tempat lain. Dalam menentukan performa pompa sentrifugal, beberapa faktor yang perlu diperhatikan adalah instalasi pompa, daya pompa, efisiensi, kecepatan spesifik, debit, puaran, dan jenis fluida. Kriteria yang umumnya

dijadikan parameter berupa nilai *head*, daya dan *Net Positive Suction Head* (NPSH) pompa.

2.8.1. Head Pompa

Head pompa adalah energi per satuan berat yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah fluida sesuai dengan kondisi instalasi pompa atau tekanan yang dinyatakan dalam satuan panjang. Gambar 2.16 merupakan ilustrasi datum titik 1 dan 2 pada sebuah instalasi pompa.



Gambar 2.16 Instalasi pompa (Munson, et al, 2009)

Head pompa bisa didapatkan dengan perumusan energi sebagai berikut:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\bar{v}_1^2}{2g} + z_1 + H_p = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\bar{v}_2^2}{2g} + z_2 \quad (2.17)$$

dimana :

$\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ = selisih head tekanan

$z_2 - z_1$ = selisih head statis

$\frac{\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2}{2g}$ = selisih head kecepatan

H_p = head pompa

2.8.2 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. *Water Horse Power (WHP)*

Water Horse Power adalah daya minimum yang dibutuhkan untuk memindahkan fluida dengan efisiensi seratus persen.

$$WHP = \gamma QH = \rho g Q_p H_p \quad (2.18)$$

dimana :

WHP	= daya air pompa
ρ	= densitas fluida (kg/m^3)
H_p	= <i>head</i> pompa (m)
Q_p	= kapasitas pompa (m^3/s)

b. *Brake Horse Power (BHP)*

Nilai *BHP* merupakan besar daya yang dihasilkan oleh poros atau motor. Daya motor sebanding dengan nilai dari *electrical power (EP)*. Alhasil, daya poros dapat dihitung dengan perumusan:

$$BHP = \eta \cdot E_p = \eta \cdot VI \cos \varphi \quad (2.19)$$

dimana :

BHP	= daya poros
I	= arus listrik

E_p = electrical power (*Watt*)
 $\cos\varphi$ = power factor (asumsi 0,8)
 V = tegangan listrik (*Volt*)
 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.

$$\eta_{op} = \frac{WHP}{BHP} \quad (2.20)$$

dimana:

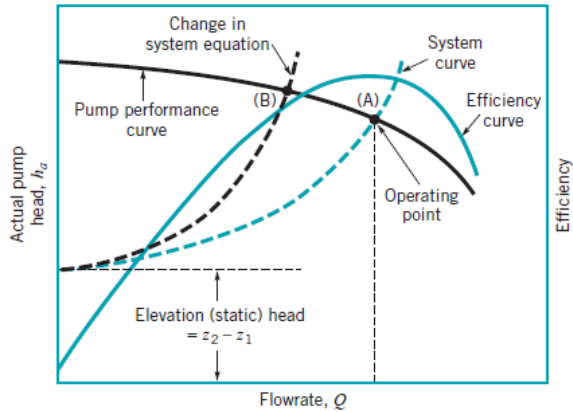
BHP = daya poros
 WHP = daya air pompa
 η_p = efisiensi pompa

2.9. Karakteristik Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal memiliki banyak keunggulan dibandingkan jenis pompa yang lain. Keunggulan tersebut antara lain:

1. Konstruksinya lebih sederhana daripada pompa lainnya.
2. Debit dan tekanan yang dihasilkan lebih stabil dan konstan.
3. Dimensi dan bobot lebih kecil daripada pompa resiprokating.
4. Mampu bekerja pada putaran yang tinggi.

Gambar 2.17 menunjukkan kurva karakteristik kerja pompa sentrifugal yang merupakan perpotongan antara kurva *head* fungsi kapasitas dan kurva *pipeline*.



Gambar 2.17. Kurva karakteristik kerja pompa sentrifugal (Munson, et al, 2009)

BAB III

METODE PENELITIAN

Pengujian yang dilakukan adalah dengan menggunakan CUSSON *friction loss pipe apparatus*. Analisa yang dilakukan meliputi analisis *headloss* sepanjang sistem perpipaan. Sistem yang ditinjau merupakan cakupan dari sistem perpompaan dan perpipaan. Pompa yang digunakan adalah centrifugal single stage yang terhubung dengan motor Newman *electric*. Analisis yang dilakukan difokuskan pada fenomena yang terjadi di *fitting* yang digunakan.

Evaluasi terhadap *fitting* yang terdapat pada *headloss minor* akan dilakukan dengan variasi penambahan *orifice* dan *valve* dengan 3 merk berbeda serta dilakukan pula penambahan alat ukur berupa manometer *bourdon tube* untuk pengukuran *pressure drop* pada sistem perpipaan. Evaluasi menghasilkan informasi yang dapat digunakan sebagai analisa sistem perpipaan terkait kemampuan pendistribusian fluida.

3.1 Langkah – Langkah Penelitian

Langkah - langkah penelitian meliputi peinjauan alat sesuai dengan penambahan variasi, analisis visualisasi aliran dalam sistm perpipaan, perhitungan dan analisis *head loss* perpipaan, perhitungan dan analisis performa pompa.

3.1.1 Peninjauan Alat

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

1. CUSSONS *friction loss pipe apparatus*

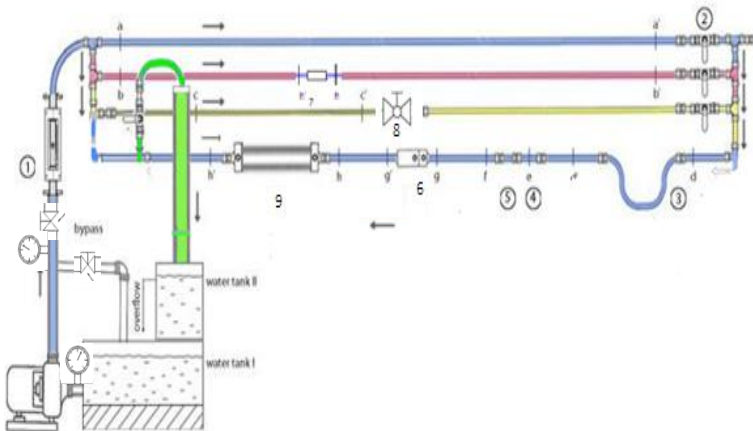
CUSSONS friction loss pipe apparatus merupakan perangkat pengujian *head loss* perpipaan yang ada di Laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida. Komponen meliputi *cussons water circulating unit*, pompa, pipa, *valve*, *fitting* perpipaan, dll. Ada dua jenis pipa yang digunakan pada instalasi perpipaan, yaitu *Polyvinyl Chloride (PVC)* dan pipa berbahan *acrylic*. Pada fitting perpipaan terdapat *long radius elbow 90°*, *standar elbow 90°*, *ball valve*. Berikut merupakan wujud dari instalasi sistem perpipaan CUSSON friction loss pipe apparatus dapat dilihat pada gambar 3.1.



Gambar 3.1. Instalasi sistem perpipaan CUSSON *friction loss in pipe apparatus*

Gambar 3.2 merupakan rangkaian sistem perpipaan yang terdiri dari empat buah *line*. Alat uji akan dilakukan variasi penambahan *orifice* dan 3 buah *ball valve* yang berbeda merk. Penambahan orifice dilakukan pada line II.

Aliran dipompa melalui *water tank* 1 dengan Pompa dengan Motor NEWMAN *Electric Motor* 1,5 hp; 2850 RPM. Kemudian diukur debit aliran dengan menggunakan *rotameter*. Penjelasan terhadap sistem kerja percobaan terlihat pada gambar 3.2:



Gambar 3.2. Instrumen sistem perpipaan CUSSON *friction loss in pipe apparatus*

- Line I : Pipa PVC
Diameter, $D = 3/2$ in

Panjang, $L = 3$ m
- Line II : Pipa *acrylic*
Diameter, $D = 3/4$ in

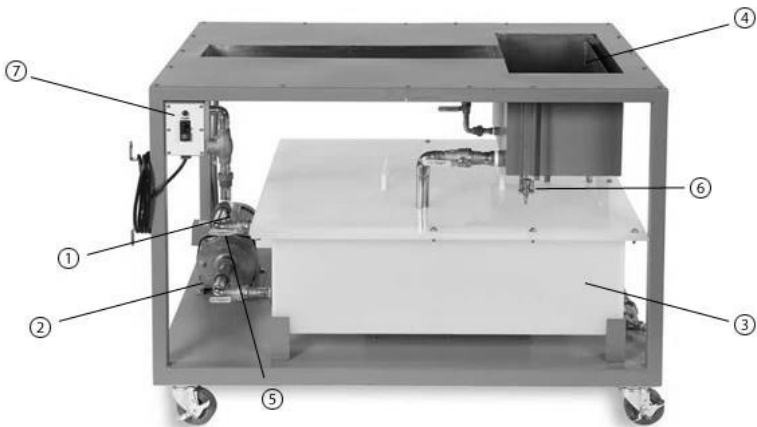
Panjang, $L = 3$ m
 Variasi penambahan *orifice*

- Line III : Pipa *acrylic*
 Diameter, $D = \frac{3}{4}$ in
 Panjang, $L = 3$ m
 Variasi 3 jenis *ball valve* yang sama
- Line IV : Pipa PVC
 Diameter, $D = \frac{3}{4}$ in
 Panjang, $L = 3$ m

Keterangan:

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

Peralatan ini juga dilengkapi dengan *hydraulic bench* yang berfungsi memindahkan fluida dengan cara mengalirkan melalui komponen rotating dapat dilihat pada gambar 3.3.



Gambar 3.3. *Hydraulic Bench Circulating Unit*

Berikut merupakan komponen yang terdapat pada peralatan ini adalah sebagai berikut :

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

3.1.2 Analisis *Head Loss* Perpipaan

Untuk melakukan analisis, diperlukan data awal yang dimiliki oleh sistem perpipaan yaitu berupa debit (Q), ukuran pipa (D), dan jenis – jenis *fitting* yang terdapat dalam sistem perpipaan. Seperti tertera pada tabel 3.1 dan 3.2.

Pipa dengan diameter *inlet* (D) = $\frac{3}{4}$ inch bila dioperasikan dengan elbow, sudden enlargement, sudden contraction, dan ball valve dapat dioperasikan dengan debit aliran sekitar 60 L/min – 70 L/min. Sementara itu pipa dengan diameter yang sama ($\frac{3}{4}$ inch) bila dioperasikan dengan venturi dan orifice hanya mampu dialiri air dengan debit maksimal 35 L/min sampai 40 L/min.

Tabel 3.1 tabel data awal percobaan perhitungan *loss coefficient* (K_L)

Fitting parameter	Long Radius Elbow 90 ⁰	Standard Radius Elbow 90 ⁰	Elbow 45 ⁰	Sudden Enlargement	Sudden Contraction	Ball Valve 1,2,3
Debit aliran (L/min)	10 L/min	10 L/min	10 L/min	10 L/min	10 L/min	10 L/min
Debit Max (L/min)	70 L/min	70 L/min	70 L/min	70 L/min	70 L/min	60 L/min
ΔQ (L/min)	5 L/min	5 L/min	5 L/min	5 L/min	5 L/min	5 L/min
Diameter Pipa (inch)	$\frac{3}{4}$ in	$\frac{3}{4}$ in	$\frac{3}{4}$ in	$\frac{3}{4}$ in (inlet)	0,04 in (outlet)	$\frac{3}{4}$ in
Jumlah Pipa	4	2	2	1	1	-

Tabel 3.2 tabel data awal percobaan perhitungan *discharge coefficient* (C_D)

<i>Fitting parameter</i>	<i>Venturi</i>	<i>Orifice</i>
Debit alairan (L/min)	10 L/min	10 L/min
Debit Max (L/min)	40 L/min	35 L/min
ΔQ (L/min)	5 L/min	5 L/min
Diameter besar (D)	$\frac{3}{4}$ inch	$\frac{3}{4}$ inch
Diameter kecil (D_t)	$\frac{3}{8}$ inch	$\frac{3}{8}$ inch

Adapun parameter yang digunakan untuk menganalisis *head loss* dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Menghitung nilai *friction factor* (f)

Analisis dilakukan dengan variasi nilai bilangan *Reynolds* sebagai representasi. Fluida berupa air berada dalam kondisi $T = 25^0$, $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ dan $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$. Analisa terhadap jarak ideal dari sisi *discharge* pompa terhadap *pressure tap* agar dapat mencapai kondisi *fully developed flow*.

Hal ini dilakukan agar memperoleh hasil pengukuran yang akurat. *Fully developed flow* merupakan daerah setelah pertemuan *boundary layer* sehingga aliran sudah berkembang sempurna pun didapatkan profil kecepatan yang sama. Variasi nilai bilangan *Reynolds* sebagai representasi aliran untuk diameter pipa $\frac{3}{2}$ in dapat diamati pada tabel 3.3. sementara itu untuk diameter yang lebih kecil, yaitu $\frac{3}{4}$ in variasi bilangan *Reynolds* aliran dapat diamati pada tabel 3.4.

Tabel 3.3. Nilai bilangan *Reynolds* untuk diameter pipa 3/2 in

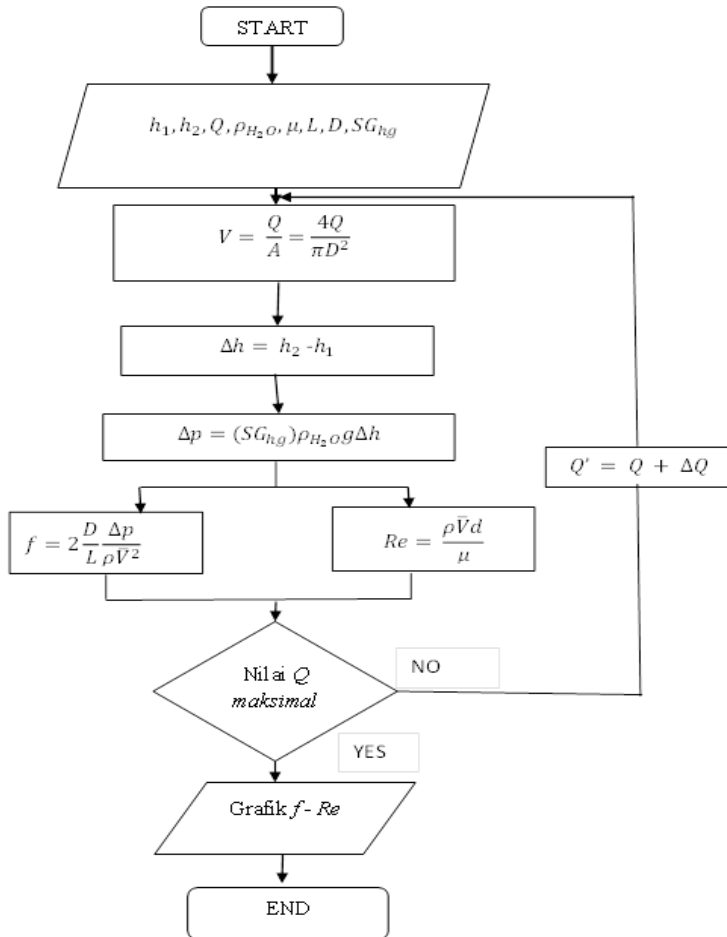
Q [L/min]	Q x 10⁻³ [m³/det]	V[m/s]	Re	Jenis aliran
10	0,16	0,146	6221,5	Turbulen
15	0,25	0,219	9332,3	Turbulen
20	0,33	0,292	12443,1	Turbulen
25	0,41	0,365	15553,8	Turbulen
30	0,50	0,438	18664,6	Turbulen
35	0,58	0,511	21775,3	Turbulen
40	0,66	0,585	24886,1	Turbulen
45	0,75	0,658	27996,9	Turbulen
50	0,83	0,731	31107,6	Turbulen
55	0,91	0,804	34218,4	Turbulen
60	1,00	0,877	37329,2	Turbulen
65	1,08	0,950	40440,0	Turbulen
70	1,17	1,023	43550,7	Turbulen

Tabel 3.4. Nilai bilangan *Reynolds* untuk diameter pipa 3/4 in

Q [L/min]	Q x 10⁻³ [m³/det]	V[m/s]	Re	Jenis aliran
10	0,16	0,555	11815,8	Turbulen
15	0,25	0,833	17723,8	Turbulen
20	0,33	1,111	23631,7	Turbulen
25	0,41	1,389	29539,7	Turbulen
30	0,50	1,667	35447,6	Turbulen
35	0,58	1,944	41355,5	Turbulen
40	0,66	2,222	47263,5	Turbulen
45	0,75	2,500	53171,4	Turbulen
50	0,83	2,778	59079,4	Turbulen
55	0,91	3,056	64987,3	Turbulen
60	1,00	3,333	70895,3	Turbulen
65	1,08	3,556	75621,6	Turbulen
70	1,17	3,889	82711,1	Turbulen

Variasi bilangan *Reynolds* pada studi ini dilakukan dengan cara memvariasikan kecepatan aliran di dalam pipa. Berdasarkan tabel 3.3 dan 3.4 nilai kecepatan yang diperoleh di dalam studi ini dilakukan antara 0,146 m/s sampai dengan 3,889 m/s. Nilai rentang kecepatan melebihi rentang kecepatan yang direkomendasikan untuk aliran air di dalam pipa (sekitar 1,5 m/s – 3,5 m/s). Hal ini dilakukan dengan alasan bahwa bila divariasikan diameter pipanya, secara praktikal sulit dilakukan, walaupun secara teoritis dapat dilaksanakan.

Berikut adalah langkah - langkah yang dilakukan untuk mendapatkan grafik hubungan *friction factor* (f) dengan bilangan *Reynolds* (Re) yang di jelaskan menggunakan *flowchart* yang ditunjukkan pada gambar 3.4.

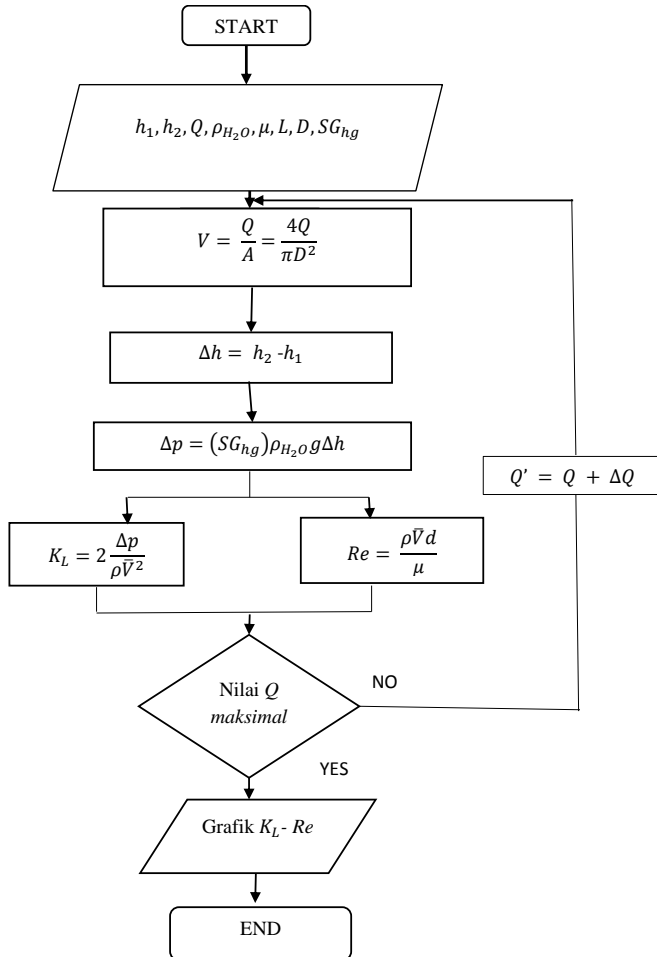


dimana: ΔQ , Q' , dan Q dalam L/min

Gambar 3.4 Flowchart analisis friction factor (f)

2. Analisis K_L

3.5. *Flowchart* analisa nilai K_L dapat dilihat pada gambar



dimana: ΔQ , Q' , dan Q dalam L/min

Gambar 3.5 *Flowchart* analisis head loss minor

3.1.3 Contoh Perhitungan dan Analisis *Head Loss* Perpipaan

3.1.3.1 Perhitungan kekasaran pipa (e/D)

Berikut merupakan contoh perhitungan untuk mendapatkan analisis kekasaran pipa (e/D) pada *line I* berdasarkan data awal nilai debit Q adalah 35 L/min:

- Kecepatan fluida pada *line I*

Berdasarkan persamaan 2.5 yaitu $Q = \bar{V} A$, maka nilai

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

$$\bar{V} = \frac{4(35 \text{ L/min}) \left| \frac{10^{-3}}{1L} \right| \left| \frac{1 \text{ in}^2}{(0,0254)^2 \text{ m}^2} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right|}{\pi \left(\frac{3}{2} \text{ in} \right)^2}$$

$$\bar{V} = 0,5119 \text{ m/det}$$

- Selisih Ketinggian (Δh) pada manometer raksa
Selisih ketinggian menunjukkan *head* antara *inlet* dan *outlet* pipa, yang didapatkan dengan melihat perbedaan ketinggian berdasarkan pengamatan pada manometer raksa pada debit yang telah ditentukan. Nilai Δh dapat dihitung :

$$h_{inlet} = 17,4$$

$$h_{outlet} = 17,7$$

$$\Delta h = (h_2 - h_1)$$

$$\Delta h = (17,7 - 17,4)$$

$$\Delta h = 0.3 \text{ cm}$$

- *Pressure drop* (Δp) pada *line I*

Nilai dari *pressure drop* dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$\Delta p = (SG_{hg})\rho_{(H_2O)}g\Delta h$$

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \cdot 0,003 \text{ m} \Delta p = 399,047 \text{ N/m}^2$$

- *Wall roughness* (f) pipa pada *line I*

Nilai f pada *line I* didapatkan melalui persamaan :

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

$$f = 2 \frac{0,0381 \text{ m}}{3 \text{ m}} \frac{399,047 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{997 \text{ kg/m}^3 (0,5119 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}$$

$$f = 0,0387$$

Untuk menentukan nilai kekasaran *relative* (e/D) dari pipa pada *line I* digunakan persamaan 3.5. Maka didapatkan:

$$e/D = 3,7 \left[10^{\left(-\frac{1}{1,8\sqrt{0,0387}} \right)} - \frac{6,9}{6221,5} \right]^{\frac{1}{1,11}}$$

$$e/D = 0,0022$$

3.1.3.2 Perhitungan *Loss coefficient* (K_L)

Berikut merupakan contoh perhitunga *loss coefficient* (K_L) pada *fitting* perpipaan *standard radius elbow* 90° dengan debit $Q = 35$ L/min. Maka, nilai *loss coefficient* (K_L) sebagai berikut :

- **Kecepatan fluida pada *Line IV***

Berdasarkan persamaan 2.1 dimana $Q = \bar{V}A$, maka nilai $\bar{V} = \frac{4Q}{\pi D^2}$

$$\bar{V} = \frac{4(35 \text{ L/min}) \left| \frac{10^{-3}}{1L} \right| \left| \frac{1 \text{ in}^2}{(0,0254)^2 \text{ m}^2} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right|$$

$$\bar{V} = 1,94 \text{ m/det}$$

- **Selisih Ketinggian (Δh) pada manometer raksa**

Selisih ketinggian menunjukkan head antara *inlet* dan *outlet* pipa, yang didapatkan dengan melihat perbedaan ketinggian berdasarkan pengamatan pada manometer raksa pada debit yang telah ditentukan. Nilai Δh dapat dihitung :

$$h \text{ inlet} = 20,2 \text{ cm}$$

$$h \text{ outlet} = 21,5 \text{ cm}$$

$$\Delta h = (h_2 - h_1)$$

$$\Delta h = (21,5 - 20,2) \text{ cm}$$

$$\Delta h = 1,3 \text{ cm}$$

- **Pressure drop (ΔP) pada Line IV**

Nilai dari *pressure drop* dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$\Delta p = (SG_{hg})\rho_{(H_2O)}g\Delta h$$

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 m/s^2 \cdot 0,013 m$$

$$\Delta p = 1729,205 N/m^2$$

- **Loss coefficient (K_L) pada Standar Radius Elbow 90°**

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

$$K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho V^2} = 2 \frac{1729,205 N/m^2}{997 kg/m^3} \left(1,94 \frac{m}{det}\right)$$

$$K_L = 0,91$$

Nilai K_L yang didapatkan merupakan nilai K_L untuk 2 *standard radius elbow* 90° sehingga nilai K_L untuk satu *standard radius elbow* 90° adalah:

$$K_L = \frac{0,91}{2} = 0,46$$

3.2 Analisa Orifice

3.2.1 Metode Eksperimen

Metode eksperimen untuk mengukur nilai *discharge coefficient* pada *orifice* yang ada pada sistem perpipaan. Sebelum melakukan analisa penelitian, terlebih dahulu dilakukan analisa dimensi. Analisa dimensi ini sangat diperlukan untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu percobaan atau tidak. Penelitian ini *orifice* yang berbahan *acrylic* diletakkan pada *line II*. Perhitungan tekanan *upstream* dan *downstream orifice* disalurkan melalui *pressure tap* pipa untuk pipa tap D *upstream* dan $0,5D$ *downstream* (D = diameter dalam pipa) sistem perpipaan seperti gambar 2.15.

3.2.2 Contoh Perhitungan dan Analisis *Coefficient of discharge (Cd) Orifice*

- Kecepatan fluida pada *line II*

Konversi nilai Q ke (m^3/s):

$$Q = 20 \left(\frac{l}{min} \right) \left| \frac{10^{-3} m^3}{1L} \right| \left| \frac{1min}{60 s} \right|$$

$$Q = 0,00033 m^3/s$$

- Perhitungan *coefficient of discharge orifice*:

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

$$\beta = \frac{0,375}{0,75} = 0,5$$

Berdasarkan pengambilan data pada nilai debit $Q = 20$ L/min selisih ketinggian menunjukkan head antara *inlet* dan *outlet* venturi, yang didapatkan dengan melihat perbedaan ketinggian berdasarkan pengamatan pada manometer raksa pada debit yang telah ditentukan. Nilai Δh dapat dihitung :

$$h_{inlet} = 11,6 \text{ cm}$$

$$h_{outlet} = 32,1 \text{ cm}$$

$$\Delta h = (h_2 - h_1)$$

$$\Delta h = (11,6 - 32,1) \text{ cm}$$

$$\Delta h = 20,5 \text{ cm}$$

Nilai dari *pressure drop* dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$\Delta p = (SG_{hg})\rho_{(H_2O)}g\Delta h$$

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \cdot 20,5 \cdot 0,01$$

$$\Delta p = 27168,23 \text{ N/m}^2$$

Dengan menggunakan persamaan 2.16 maka nilai C_d *orifice* adalah sebagai berikut :

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

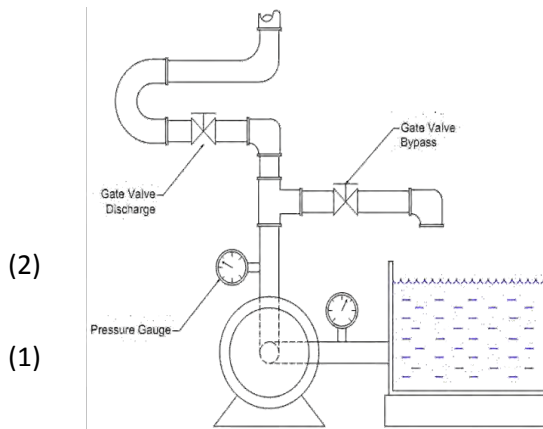
$$= \frac{0,00033\sqrt{997(1 - 0,5^4)}}{0,00007\sqrt{227268,23}} = 0,6237$$

3.3 Analisis Pompa

Analisis pada pompa dilakukan untuk memberikan pemahaman mengenai hubungan saling keterkaitan antara pompa dan system perpipaan dalam mengalirkan suatu fluida kerja. Adapun parameter – parameter yang menentukan karakteristik kerja pompa adalah sebagai berikut:

1. *Head* Pompa (H_p)

Terlihat bahwa persamaan energi yang dimodifikasi untuk aplikasi dalam sistem pompa, dalam bentuk energi terdiri dari tiga bagian “*head*” yaitu *head* elevasi, *head* kecepatan, *head* tekanan,. 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 3.6.



Gambar 3.6. Pengukuran tekanan *suction* dan *discharge* pada pompa.

Berdasarkan persamaan yang ada, dengan nilai h_{lt} diasumsikan tercakup dalam nilai selisih tekanan $p_2 - p_1$, maka:

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

dimana:

H_p = head pompa, m

p_2 = tekanan di sisi *discharge*, N/m^2

p_1 = tekanan di sisi *suction*, N/m^2

\bar{V}_2 = kecepatan di sisi *discharge*

\bar{V}_1 = kecepatan di sisi *suction*

γ = berat jenis fluida (ρg)

$z_2 - z_1$ = selisih ketinggian datum 2 dan 1

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 yang ada. Untuk mendapatkan nilai efisiensi dilakukan perhitungan terhadap nilai daya hidrolik (WHP) dan daya poros (BHP) pada perumusan 2.18 dan 2.19 kemudian akan didapatkan nilai efisiensi pompa dengan menggunakan perumusan 2.20. Hasil yang diharapkan dari plot data-data diatas adalah sebuah grafik performa kerja pompa. Adapun grafik tersebut dimodelkan pada gambar 2.17

3.3.1 Contoh Perhitungan dan Analisis pada Pompa

3.3.1.1 Perhitungan *Head* Pompa (H_p)

Dalam contoh ini, perhitungan dilakukan pada nilai debit $Q = 20 \text{ L/min}$. Persamaan 2.17 digunakan untuk dapat menentukan nilai *head* dari pompa. Ada beberapa parameter yang diperlukan untuk memperoleh nilai *head* dari pompa, yaitu :

- **Kecepatan fluida pada pipa *discharge* dan *suction*, \bar{V}_D dan \bar{V}_S**

Berdasarkan persamaan $Q = \bar{V}A$ maka nilai \bar{V} dapat dihitung sebagai berikut :

$$\bar{V} = \frac{4Q}{\mu D^2} \text{ dimana } D_D = 0,052 \text{ m dan } D_S = 0,052 \text{ m, Sehingga } \Delta\bar{V} = 0$$

- **Perhitungan *Head* Pompa (H_p)**

H_p dapat dihitung dengan data awal pada nilai $Q = 20$ L/min, diketahui:

$$p_{Discharge} = 234422 \text{ N/m}^2$$

$$p_{suction} = 3333,06 \text{ N/m}^2$$

$$H_g = 0.2$$

sehingga,

$$H_p = \frac{(234422+3333,06) \text{ N/m}^2}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} + 0.2\text{m} = 24,67 \text{ m}$$

Data hasil perhitungan dengan variasi debit minimum hingga maksimal tertera pada tabel pada lampiran.

3.3.1.2 Perhitungan Daya Pompa

Perhitungan terhadap daya pompa berkaitan dengan efisiensi pompa melibatkan daya hidrolis (WHP) dan daya input (P_{in}). Perhitungan terhadap daya pompa meliputi:

- **Daya Hidrolik (WHP)**

$$WHP = 997 \frac{m}{s^2} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 20 \frac{L}{min} \left| \frac{10^{-3} m^3}{1L} \right| \left| \frac{1 min}{60s} \right| 24,67 m$$

$$WHP = 79,90 \text{ watt}$$

- **Daya Input (P_{in})**

Berdasarkan persamaan 2.14, P_{in} dapat dihitung dengan data awal pada nilai $Q = 20$ Liter / Menit, diketahui

$$V = 219 \text{ Volt}$$

$$I = 5,3 \text{ Ampere}$$

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

maka,

$$P_{in} = (219 \text{ Volt} \times 5,3 \text{ Ampere} \times 0,8)$$

$$P_{in} = 928,56 \text{ watt}$$

- **Efisiensi Pompa (η_p)**

Berdasarkan nilai WHP dan P_{in} diatas, efisiensi pompa adalah:

$$\eta_P = \frac{WHP}{P_{in}} = \frac{79,9}{928,56} \times 100\% = 8,604\%$$

Data hasil perhitungan, menampilkan perhitungan daya pompa beserta efisiensi dengan variasi debit minimal hingga maksimal tertera pada tabel pada lampiran.

3.4 Prosedur Penelitian

Tahap pengambilan data pada *pipe apparatus* CUSSON dengan pompa sentrifugal dilakukan melalui proses pengambilan data dengan langkah-langkah 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 1.
3. Tutup *valve* pipa *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, katup *pressure tap* yang tidak digunakan harus ditutup.
6. Tekan *on switch* untuk menghidupkan motor.
7. Tunggu beberapa saat hingga motor bekerja normal (biasanya ditandai dengan suara motor yang stabil).
8. Amati *fitting* perpipaan. Bila terdapat *joint* atau komponen yang mengalami kebocoran signifikan, matikan pompa dan perbaiki kebocorannya. Lalu ulangi langkah no. 6.
9. Atur debit aliran dengan mengatur bukaan katup *discharge*.
10. Lakukan pengamatan.

BAB IV

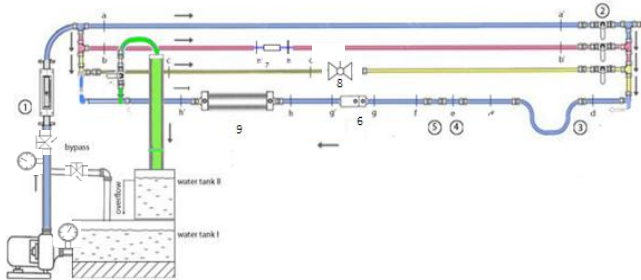
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Eksperimen yang dilakukan pada sistem perpipaan ini menggunakan sistem perpipaan dan pompa CUSSON *Friction Loss in Pipe Apparatus* dengan menggunakan *single stage centrifugal pump*. Eksperimen meliputi *wall roughness (e)* yang dimiliki *line I*, *loss coefficient (K_L)* dari setiap *fitting* sistem perpipaan pada *line III* dan pada *line IV* berupa penambahan variasi *ball valve* dengan tiga merek berbeda, *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°*, *sudden enlargement* dan *sudden contraction*. Analisa *discharge coefficient (C_d)* pada *line II* dan *IV* yaitu *orifice* dan *venturi*. Untuk performa dari pompa sentrifugal ditunjukkan dalam kurva karakteristik kerja yang meliputi *head pompa (H_p)*, *head pipeline (H_{pl})* dan efisiensi yang diperoleh dari daya pompa (*N*).

4.1 Analisis Sistem Perpipaan

Analisis yang dilakukan pada sistem perpipaan dengan menggunakan sistem perpipaan ini menggunakan sistem perpipaan dan pompa CUSSON *Friction Loss in Pipe Apparatus* dengan menggunakan *single stage centrifugal pump*. Analisis dilakukan pada empat *line* berbeda dengan variasi *line II* penambahan *orifice*, dan *line III* berupa penambahan *ball valve* dengan 3 merek yang berbeda. Analisis meliputi *head loss* mayor dan *head loss* minor yang diperoleh dari pengukuran menggunakan manometer raksa didapatkannya *pressure drop*. Gambar 4.1

menunjukkan ilustrasi dari sistem perpipaan CUSSON *Friction Loss in Pipe Apparatus* dengan menggunakan *single stage centrifugal pump* dengan variasi penambahan *orifice* dan *valve*.



Gambar 4.1 Ilustrasi sistem perpipaan

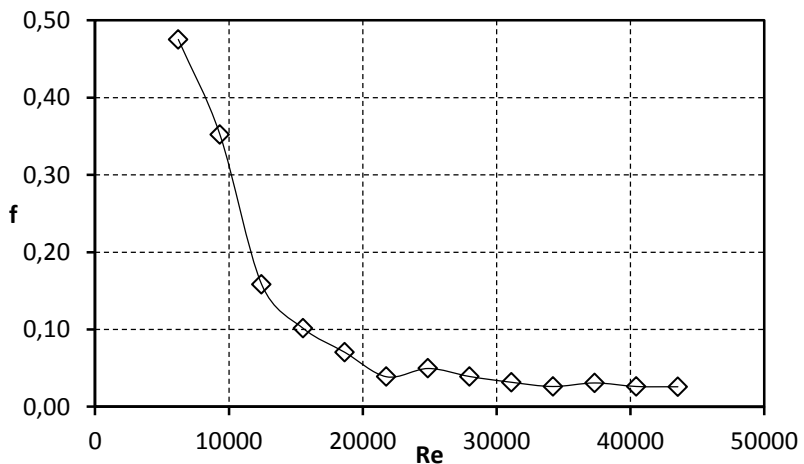
Fluida dipompakan dengan pompa *sentrifugal stage* dengan motor listrik jenis *sentrifugal singe stage* interdab MQC 175. Dengan variasi debit yang berbeda – beda untuk setiap *line*. Untuk setiap pengujian *line* menggunakan *gate valve* yang berada pada ujung dari setiap *line* yang ada, dengan cara membuka *gate valve* secara *fully open* untuk *line* yang akan diuji dan menutup *gate valve* yang lain.

Pressure drop (Δp) didapatkan dari melihat perbedaan ketinggian pada manometer raksa (Δh) yang dikonversikan. Dari hasil evaluasi tersebut didapatkan data kuantitatif berupa tabel hasil perhitungan dan grafik hubungan *friction factor* (f) dengan bilangan *Reynolds* (Re).

4.2. Pembahasan

4.2.1 Analisa *Head loss* Pada *Line I*

Analisis *head loss* mayor pada *line I* didapatkan dari hasil perhitungan dari eksperimen yang telah dilakukan. Dengan variasi kenaikan debit (ΔQ) 5 L/min, eksperimen dilakukan mulai dari debit 10 L/min hingga debit maksimal yaitu 70 L/min. Dari analisis ini dapat dihasilkan grafik hubungan antara nilai *friction factor* (f) dengan bilangan *Reynolds* (Re). Karakteristik aliran dalam pipa dapat diketahui dari grafik pada gambar 4.2.



Gambar 4.2. Grafik hubungan *friction factor* (f) dengan bilangan *Reynolds* (Re) *line I*

Gambar 4.2 menunjukkan grafik hubungan nilai *friction factor* (f) pada pipa dengan bilangan *Reynolds* (Re).

Grafik menunjukkan *trendline* berupa parabolik yang menurun, nilai f akan turun seiring dengan bertambahnya bilangan *Reynolds* (Re). Berdasarkan hasil eksperimen, pada debit 10 L/min aliran pada *line* I memiliki nilai Re sebesar $6,2 \times 10^3$ dan nilai *friction factor* (f) = 0,476. Lalu mengalami penurunan yang cukup signifikan pada debit 25 L/min. Seiring dengan penambahan bilangan *Reynolds* dan berhenti ketika mencapai debit 35 L/min kemudian mengalami kenaikan pada debit 40 L/min dan cenderung konstan hingga debit 70 L/min dengan bilangan $Re = 43,5 \times 10^3$ dengan nilai *friction factor* (f) = 0,025.

Berdasarkan teori yang ada bahwa untuk mendapatkan nilai f diperoleh menggunakan persamaan *head loss* mayor 2.7. Dari persamaan tersebut diperoleh bahwa nilai $2 \frac{D}{L}$ adalah konstan berdasarkan data awal yang sudah didapatkan, dan hanya perbedaan ketinggian yang menghasilkan nilai Δp yang didapatkan dengan memvariasikan debit yang diatur oleh *rotameter*. Sesuai dengan persamaan $Q = \bar{V}A$ diketahui bahwa nilai kecepatan (\bar{V}) berbanding lurus dengan nilai debit. Sesuai dengan persamaan bilangan *Reynolds* ($Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}$) maka semakin bertambahnya nilai kecepatan semakin besar pula bilangan *Reynolds*. Sehingga semakin tinggi nilai Re pada rentang Re tertentu, maka nilai f akan semakin kecil.

Penurunan nilai *friction factor* secara drastis terjadi seiring terjadinya bertambahnya bilangan *Reynolds*. Pada debit 20 L/min nilai kemudian naik pada debit 40 L/min kemudian mulai turun secara perlahan sampai mencapai $f = 0,0495$ dan $Re = 24,8 \times 10^3$ dan terus menurun hingga debit 70 L/min.

Pada bilangan *Reynolds* kurang dari 17000 didapatkan bahwa nilai f yang didapatkan sangat tidak relevan. Dengan nilai f sebesar 0,475 pada debit 10 L/min diperoleh nilai e/D sebesar 0,183 sehingga nilai kekasaran pipa (e) didapatkan 0,0869 m atau sebesar 86,9 mm. Hasil tersebut sangat tidak relevan karena diameter pipa hanya sebesar 0,00381 m. Hasil yang tidak signifikan didapatkan hingga debit 15 L/min dengan nilai e yaitu 0,0035 m.

Menurut persamaan 2.11a, besarnya nilai f juga dipengaruhi oleh kekasaran pipa (e). Kekasaran pipa relatif terhadap diameter pipa dan berbanding lurus terhadap nilai f , dimana semakin besar nilai e/D maka semakin besar pula nilai f pada rentang Re tertentu. Dari hasil eksperimen didapatkan nilai kekasaran pipa bernilai cenderung konstan ketika aliran sudah berkembang secara penuh. Berdasarkan nilai yang ada dari debit 45 L/min hingga debit 70 L/min, pipa PVC diameter 3/2 in memiliki rata-rata nilai kekasaran relatif (e) sebesar $= 0,000658 \times 38,1 \text{ mm} = 0,025 \text{ mm}$

Hal ini disebabkan oleh keakuratan pembacaan alat ukur. Pembacaan yang mampu dilakukan oleh manometer dengan skala mm kurang akurat karena pada bilangan *Reynolds* dibawah 20000 didapatkan perbedaan ketinggian 0,3 – 0,5 mm yang mana nilai ini sangat kecil untuk dilakukan pembacaan. Selain itu, aliran belum dalam keadaan *fully developed* sehingga pada *flow rate* rendah tidak dapat dilakukan perbandingan menggunakan *moody diagram*. Berdasarkan hasil eksperimen, nilai f dan nilai kekasaran (e) yang berada pada debit 10 L/min - 40 L/min belum bersesuaian dengan *moody diagram* (gambar 2.6). Namun, untuk rentang debit 45 L/min – 70 L/min, nilai f dan nilai kekasaran (e) sudah bersesuaian.

Ketidak sesuaian ini dapat disebabkan oleh beberapa faktor yaitu dari peletakan pressure tap yang kurang baik dan belum pada kondisi fully developed. Nilai pressure drop (Δp) cukup rendah pada debit rendah, hal tersebut mempengaruhi nilai bacaan di manometer air raksa. Semakin besar debit aliran, maka nilai pressure drop semakin tinggi sehingga mempengaruhi kemampuan manometer untuk mendapatkan perbedaan ketinggian (Δh). Semakin besar aliran maka pembacaannya semakin akurat.

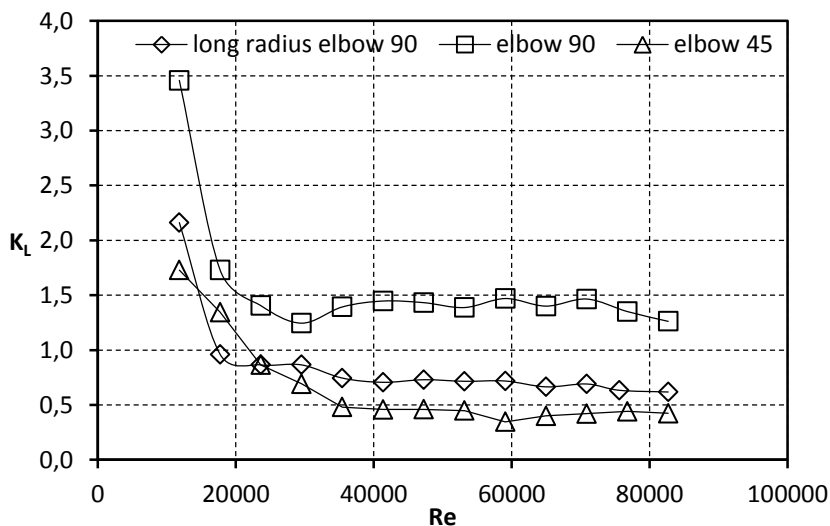
4.3 Analisa *Head loss* Minor Pada Sitem Perpipaan

Analisa *head loss* minor dilakukan pada *line* II adalah *orifice*, *line* III terhadap *ball valve* dengan 3 merk berbeda serta *fitting-fitting* perpipaan yang ada di *line* IV meliputi *sudden enlargement*, *sudden contraction*, *standard elbow* 90° , *long radius elbow* 90° , *elbow* 45° dan *venturi*. Analisa dilakukan untuk mendapatkan grafik hubungan *loss coefficient* (K_L) dengan bilangan *Reynolds* (Re) dan grafik hubungan *discharge coefficient* (C_d) dengan bilangan *Reynolds* (Re), dimana *loss coefficient* (K_L) dan *discharge coefficient* (C_d) didapatkan dari eksperimen. Analisa dilakukan dengan variasi debit mulai dari 10 L/min hingga debit maksimal yang berbeda-beda di setiap *fitting* perpipaan, dengan kenaikan debit setiap 5 L/min.

4.3.2 *Head Loss* Minor pada *Long Radius Elbow* 90° , *Standard Radius Elbow* 90° , *Elbow* 45°

Analisis *head loss* minor pada *long radius elbow* 90° , *standard radius elbow* 90° , dan *elbow* 45° didapatkan

dari grafik hubungan nilai *losses coefficient* (K_L) dengan bilangan *Reynolds*. Dengan variasi kenaikan debit (ΔQ) 5 L/min, eksperimen dilakukan mulai dari debit 10 L/min hingga debit maksimal yaitu 70 L/min. Dari analisis ini dapat diketahui performa pipa serta karakteristik aliran dalam pipa yang melewati *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°*. Eksperimen dilakukan pada nilai *Re* yang sama yaitu untuk nilai debit (Q) 10 L/min bilangan *Re* sebesar $1,2 \times 10^4$ dan untuk debit maksimal 70 L/min bilangan *Re* sebesar $8,3 \times 10^4$. Gambar 4.7 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) pada *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°* dengan bilangan *Reynolds* (*Re*).



Gambar 4.3 Grafik hubungan K_L -*Re* *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°*

Berdasarkan gambar 4.3 terlihat bahwa *trendline* untuk *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°* turun ke bawah hingga cenderung konstan pada debit tertentu. Data hasil eksperimen untuk nilai debit 10 L/min pada *standard radius elbow 90°* didapatkan nilai *loss coefficient* (K_L) sebesar 3,45. Selanjutnya nilai (K_L) menurun tajam pada debit 15 L/min dan pada debit 25 L/min meningkat kemudian cenderung konstan hingga debit maksimal 70 L/min dengan nilai $K_L = 1,26$. Dengan merata - ratakan nilai K_L *standard radius elbow 90°* pada debit 30 L/min sampai 70 L/min pada nilai $Re = 3,54 \times 10^4$ dan $8,3 \times 10^4$ maka nilai K_L *standard radius elbow 90°* adalah 1,41.

Berdasarkan data hasil eksperimen untuk *long radius elbow 90°* pada nilai debit 10 L/min diperoleh nilai *loss coefficient* (K_L) = 2,16. Selanjutnya nilai (K_L) menurun tajam seiring dengan penambahan bilangan *Reynolds* pada debit 15 L/min dan cenderung konstan hingga debit maksimal 70 L/min pada bilangan $Re = 8,3 \times 10^4$ mempunyai $K_L = 0,61$. Dengan merata- ratakan nilai K_L *long radius elbow 90°* pada debit 20 L/min sampai 70 L/min pada $Re = 2,36 \times 10^4$ dan $8,3 \times 10^4$ maka nilai K_L *long radius elbow 90°* adalah 0,72.

Pada *elbow 45°*, data hasil eksperimen pada nilai debit 10 L/min memiliki bilangan *Reynolds* sebesar $1,2 \times 10^4$ dan nilai *loss coefficient* (K_L) sebesar 1,72. Selanjutnya nilai K_L menurun tajam pada debit 15 L/ min hingga debit 25 L/min dan menurun hingga cenderung konstan pada debit 70 L/min dengan bilangan *Reynolds* $8,3 \times 10^4$ dengan nilai $K_L = 0,423$. Dengan merata - ratakan nilai K_L *elbow 45°* pada debit 30 L/min sampai 70 L/min pada $Re = 2,36 \times 10^4$ dan $8,3 \times 10^4$ maka nilai K_L *elbow 45°* adalah 0,43.

Adapun tabel perbandingan antara K_L eksperimen dan teoritis terlihat pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Perbandingan K_L eksperimen dan teoritis

	K_L Eksperimen Elbow	K_L Teoritis Elbow
<i>Elbow 45⁰</i>	0,43	0,4
<i>Long radius elbow 90⁰</i>	0,72	0,7
<i>Standard radius elbow 90⁰</i>	1,41	1,5

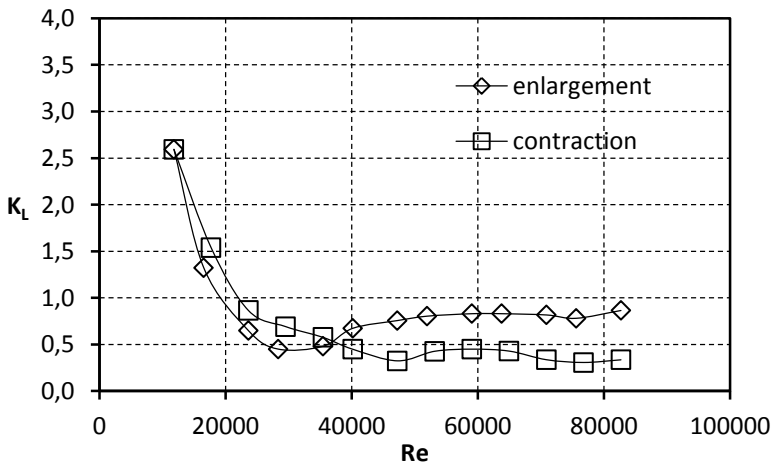
Nilai *loss coefficient* (K_L) *elbow* didapatkan dari persamaan 2.12. Dari persamaan tersebut diketahui nilai K_L dipengaruhi oleh perubahan nilai *pressure drop* (Δp). Nilai Δp didapatkan dari perhitungan beda ketinggian pada manometer raksa (Δh) yang didapatkan dari eksperimen. Nilai Δh berubah-ubah seiring dengan perubahan nilai debit yang diatur oleh *rotameter*. Berdasarkan persamaan $Q = \bar{V}A$, diketahui nilai kecepatan (\bar{V}) berbanding lurus dengan nilai debit (Q). Semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula ($Re = \frac{\rho \bar{V} d}{\mu}$), dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran (Q) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*.

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, nilai K_L tertinggi dimiliki oleh *standard radius elbow 90⁰*, *long radius elbow 90⁰*, *elbow 45⁰*. Hal tersebut memiliki kesesuaian yang baik dengan data yang ada pada literatur

(gambar 2.7). Terlihat pada gambar 2.7 bahwa *elbow 45°* memiliki rata-rata nilai K_L paling kecil, sedangkan nilai K_L terbesar dihasilkan pada *standard radius elbow 90°*.

4.3.3 Head loss Minor pada Sudden Enlargement dan Sudden Contraction

Analisis *head loss* minor pada *sudden contraction* dan *sudden enlargement* didapatkan dari grafik hubungan nilai *losses coefficient* (K_L) dengan bilangan *Reynolds* (Re) yang diperoleh melalui eksperimen. Dengan variasi kenaikan debit (ΔQ) 5 L/min, pengambilan data eksperimen dilakukan dari debit 10 L/min hingga debit maksimal 70 L/min. Dari analisis ini dapat diketahui performa pipa serta karakteristik aliran dalam pipa yang melewati *sudden enlargement* dan *sudden contraction*. Gambar 4.4 menunjukkan grafik hubungan nilai K_L pada *sudden contraction* dan *sudden enlargement* dengan bilangan Re .



Gambar 4.4 Grafik hubungan K_L dan bilangan Re pada *sudden enlargement* dan *sudden contraction*.

Berdasarkan gambar 4.4 terlihat bahwa *trendline sudden enlargement* dan *sudden contraction* turun ke bawah hingga cenderung konstan pada debit tertentu. Data hasil eksperimen saat $Q = 10$ L/min pada *sudden enlargement* didapatkan nilai *loss coefficient* (K_L) sebesar 2,59. Selanjutnya nilai K_L menurun seiring dengan penambahan bilangan *Reynolds* hingga $Q = 25$ L/min dengan nilai $K_L = 0,41$ dan nilai K_L mulai meningkat kembali hingga cenderung stabil pada $Q = 35$ L/min dengan nilai $K_L = 0,63$ pada bilangan $Re = 4,13 \times 10^4$ hingga debit maksimal 70 L/min dengan nilai $K_L = 0,86$. Dengan merata - ratakan nilai K_L *sudden enlargement* pada debit 35 L/min sampai 70 L/min pada bilangan $Re = 4,13 \times 10^4$ dan $8,3 \times 10^4$ maka nilai K_L *sudden enlargement* adalah 0,778.

Berdasarkan data hasil eksperimen untuk *sudden contraction* pada debit (Q) 10 L/min diperoleh nilai *loss coefficient* (K_L) = 2,59. Selanjutnya nilai K_L menurun tajam seiring dengan penambahan bilangan *Reynolds* pada debit 15 L/min nilai $K_L = 1,53$ hingga debit 20 L/min dengan nilai $K_L = 0,86$. Pada debit 40 L/min nilai $K_L = 0,32$, nilai tersebut cenderung konstan hingga debit maksimal pada bilangan $Re = 8,3 \times 10^4$ dengan nilai $K_L = 0,33$. Dengan merata - ratakan nilai K_L *sudden contraction* pada debit 40 L/min sampai 70 L/min pada bilangan $Re = 4,72 \times 10^4$ dan $Re = 8,3 \times 10^4$ maka nilai K_L *sudden contraction* adalah 0,372.

Terlihat pada gambar 4.9 bahwa dengan bilangan Re yang sama yaitu $1,2 \times 10^4$ pada debit 10 L/min nilai K_L pada *sudden enlargement* dan *sudden contraction* adalah sama yaitu 2,59. Kemudian nilai K_L pada *sudden enlargement* terlihat lebih kecil dibandingkan dengan *sudden contraction* hingga debit 35 L/min ($Re = 4,13 \times 10^4$). Data eksperimen

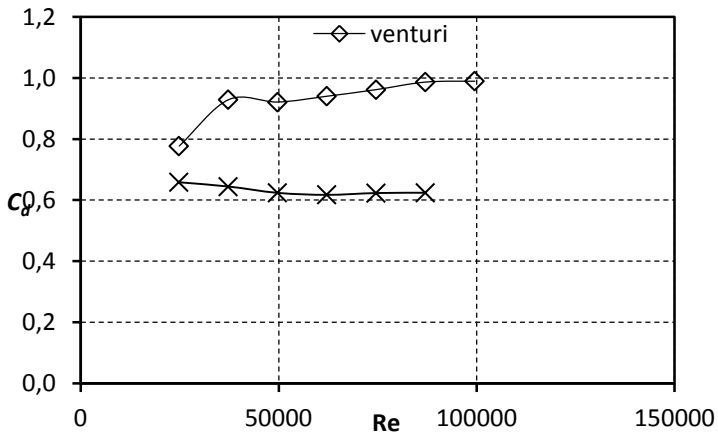
pada debit diatas 35 L/min menghasilkan bahwa *sudden enlargement* memiliki nilai rata-rata K_L lebih besar dibandingkan nilai rata-rata K_L pada *sudden contraction*. Data yang didapatkan dengan nilai debit (Q) diatas 35 L/min memiliki kesesuaian yang baik dengan literatur (gambar 2.8) dengan *area ratio* (AR) $\leq 0,5$ nilai K_L pada *sudden enlargement* lebih besar daripada nilai K_L *sudden contraction*.

Nilai *loss coefficient* (K_L) *sudden contraction* dan *sudden enlargement* didapatkan dari persamaan 2.12. Dari persamaan tersebut diketahui nilai K_L dipengaruhi oleh perubahan nilai *pressure drop* (Δp). Nilai Δp didapatkan dari perhitungan beda ketinggian pada manometer raksa (Δh) yang didapatkan dari eksperimen. Nilai Δh berubah-ubah seiring dengan perubahan nilai debit yang diatur oleh *rotameter*. Berdasarkan persamaan $Q = \bar{V}A$. Semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula ($Re = \frac{\rho \bar{V}d}{\mu}$), dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran (Q) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*. Nilai kecepatan (\bar{V}) berbanding terbalik dengan nilai K_L yaitu, semakin besar nilai bilangan *Reynolds* maka nilai K_L akan menurun.

4.3.4 Analisa *Coefficient of Discharge* pada *Orifice* dan *Venturi*

Analisa dilakukan untuk mendapatkan grafik hubungan nilai *discharge coefficient* (Cd) terhadap bilangan *Reynolds* (Re). Analisa *coefficient of discharge* pada *orifice* dilakukan pada *Line II* dengan variasi debit (Q) 10 L/ min

hingga 35 L/min dengan kenaikan debit (ΔQ) tiap 5 L/min. Analisa *coefficient of discharge* pada *venturi* dilakukan pada *line IV* dengan variasi debit 10 L/ min hingga 40 L/min dengan kenaikan setiap 5 L/min. Dengan nilai $\beta = 0,5$ untuk *orifice* dan *venturi*. Analisa *discharge of coefficient* dari *orifice* dan *venturi* yang didapatkan lewat eksperimen ditunjukkan dalam grafik hubungan *discharge coefficient* (C_d) dengan blangan *Reynolds* (gambar 4.5.)



Gambar 4.5 Grafik hubungan antara C_d dengan bilangan Re pada *orifice* dan *venturi*

Berdasarkan gambar 4.5, data hasil eksperimen pada debit 10 L/min dengan nilai Re sebesar $2,48 \times 10^4$ nilai C_d untuk *orifice* sebesar 0,744 sedangkan untuk *venturi* didapatkan nilai sebesar 0,777. Nilai C_d pada *orifice* cenderung menurun seiring dengan bertambahnya nilai Re . Namun berbeda dengan *venturi*, nilai C_d pada *venturi* cenderung meningkat seiring bertambahnya nilai Re .

Data hasil eksperimen pada *orifice* pada debit minimum yaitu 10 L/min dengan nilai $Re = 2,48 \times 10^4$ dihasilkan nilai $C_d = 0,658$. Kemudian turun pada debit 15 L/min dengan nilai $C_d = 0,645$. Saat debit 20 L/min pada nilai $Re = 4,97 \times 10^4$ menghasilkan $C_d = 0,623$. Nilai C_d cenderung turun sampai mencapai debit maksimal 40 L/min dengan nilai $Re = 8,7 \times 10^4$ dan nilai $C_d = 0,624$. Rata-rata nilai C_d dari debit 10 L/min hingga debit 35 L/min adalah 0,631. Hal tersebut tidak bersesuaian dengan penjelasan pada literatur yang ada, berdasarkan literatur (gambar 2.14) nilai C_d untuk *orifice meter* dengan $\beta = 0,5$ berkisar antara 0,60 hingga 0,62.

Data hasil eksperimen *venturi* untuk nilai debit (Q) 10 L/min memiliki nilai $C_d = 0,777$. Selanjutnya nilai C_d meningkat hingga debit 40 L/min, $C_d = 0,989$. Rata-rata nilai C_d untuk *venturi* dari debit 20 L/min hingga 40 L/min adalah 0,95. Hal tersebut memiliki kesesuaian yang baik dengan literatur (gambar 2.12). Berdasarkan literatur, nilai C_d untuk *venturi meter* dengan $\beta = 0,5$ berkisar antara 0,94 hingga 0,98.

Nilai *discharge coefficient* (C_d) pada *orifice* dan *venturi* didapatkan dari persamaan 2.16. Dari persamaan tersebut diketahui nilai C_d dipengaruhi oleh perubahan nilai *pressure drop* (Δp). Nilai Δp didapatkan dari perhitungan beda ketinggian pada manometer raksa (Δh) yang didapatkan dari eksperimen. Nilai Δh berubah-ubah seiring dengan perubahan nilai debit yang diatur oleh *rotameter*. Berdasarkan persamaan $Q = \bar{V}A$, diketahui nilai kecepatan (\bar{V}) berbanding lurus dengan nilai debit (Q). Semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds*

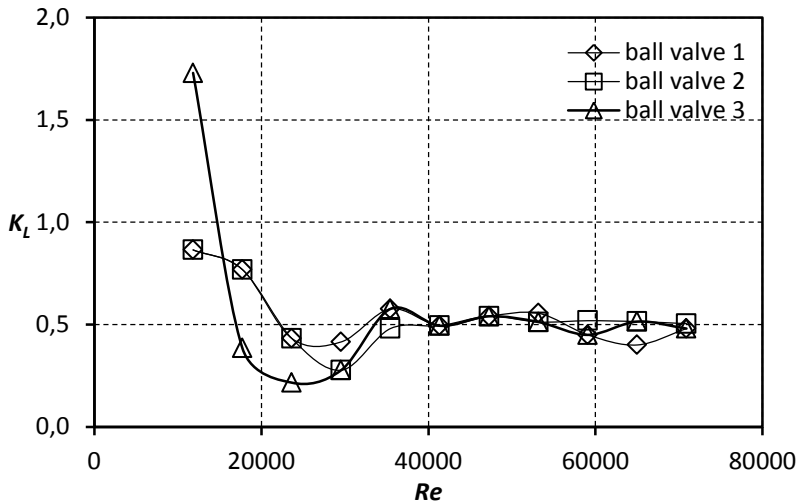
akan semakin besar pula ($Re = \frac{\rho \bar{v} d}{\mu}$). Selanjutnya untuk mencari nilai C_d telah diketahui bahwa nilai \bar{V} berbanding lurus dengan nilai C_d dimana semakin besar nilai Re berbanding lurus dengan nilai C_d . Dapat terlihat pada grafik yang menyatakan hubungan C_d dengan Re memiliki *trendline* yang meningkat.

Secara eksperimen didapatkan bahwa trend grafik C_d dengan $Re_{venturi}$ sudah memiliki kesesuaian yang baik dengan literatur yang ada (gambar 2.12), namun $C_d_{orifice}$ belum bersesuaian dengan literatur (gambar 2.14) karena grafik yang didapatkan nilai $C_d_{orifice}$ cenderung konstan seiring dengan meningkatnya bilangan *Reynolds* serta nilainya melebihi data dari literatur. Berdasarkan literatur, dengan bertambahnya nilai bilangan *Reynolds* pada nilai tertentu, nilai C_d semakin meningkat. Sedangkan untuk *venturi*, nilai C_d yang didapatkan sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu semakin meningkat pada bilangan *Re* tertentu.

4.3.5 Analisis *Loss Coefficient* pada *Ball Valve*

Analisis *head loss* minor pada didapatkan dari grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) dengan biangan *Reynolds* yang diperoleh melalui eksperimen dan dihitung dengan menggunakan teori yang sudah ada. Eksperimen dilakukan dari debit (Q) 10 L/min hingga mencapai debit maksimal pada 60 L/min dengan variasi kenaikan debit (ΔQ) 5 L/min. Pada eksperimen ini dilakukan pengujian pada *line* III terhadap tiga *ball valve* dengan *merek* yang berbeda. Dari analisis ini dapat dibandingkan besar nilai

K_L pada *ball valve* yang diuji. Gambar 4.6 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* (K_L) pada tiga *ball valve* merk berbeda dengan bilangan Reynolds (Re)



Gambar 4.6. Grafik hubungan K_L tiga *ball valve* merk berbeda dengan bilangan Re

Gambar 4.6 diatas menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* pada 3 *ball valve* dengan merk berbeda. *Trendline* terlihat cenderung menurun hingga seperti membentuk garis lurus atau konstan. Pada *valve* 1 saat debit debit 10 L/min $Re = 1,2 \times 10^4$ nilai $K_L = 0,86$ kemudian turun hingga pada debit 25 L/min bilangan $Re = 2,95 \times 10^4$ nilai $K_L = 0,41$ nilai K_L fluktuatif hingga mencapai debit maksimal yaitu 60 L/min $Re = 7,09 \times 10^4$ nilai $K_L = 0,48$. Pada *valve* 2, pada saat debit 10 L/min bilangan $Re = 1,2 \times 10^4$ nilai $K_L = 0,86$ kemudian mengalami penurunan pada debit 15 L/min bilangan $Re = 1,8 \times 10^4$ nilai $K_L = 0,76$ dan fluktuatif hingga debit maksimal 60 L/min nilai $Re = 7,09 \times$

10^4 dengan nilai $K_L = 0,50$. Untuk *valve* ke 3 pada saat debit awal 10 L/min bilangan $Re = 1,3 \times 10^4$ nilai $K_L = 1,72$ kemudian turun drastis hingga debit 15 L/min $Re = 1,8 \times 10^4$ nilai $K_L = 0,38$ kemudian naik dan fluktuatif hingga debit maksisal 60 L/min dengan bilangan Re maksimal $7,1 \times 10^4$ nilai $K_L = 0,48$.

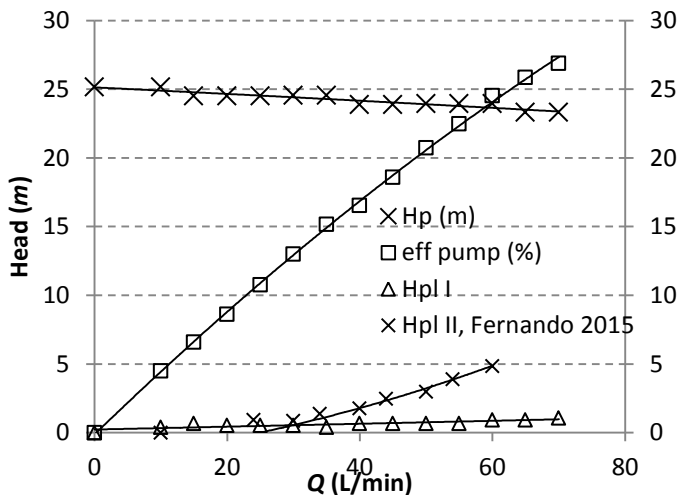
Nilai *loss coefficient* (K_L) *ball valve* didapatkan dari persamaan 2.12. Dari persamaan tersebut diketahui nilai K_L dipengaruhi oleh perubahan nilai *pressure drop* (Δp). Nilai Δp didapatkan dari perhitungan beda ketinggian pada manometer raksa (Δh) yang didapatkan dari eksperimen. Nilai Δh berubah-ubah seiring dengan perubahan nilai debit yang diatur oleh *rotameter*. Berdasarkan persamaan $Q = \bar{V}A$, diketahui nilai kecepatan (\bar{V}) berbanding lurus dengan nilai debit (Q). Semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula ($Re = \frac{\rho \bar{V} d}{\mu}$), dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran (Q) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*. Nilai kecepatan (\bar{V}) berbanding terbalik dengan nilai K_L yaitu, semakin besar nilai bilangan *Reynolds* maka nilai K_L akan menurun.

Berdasarkan data dari eksperimen, perbedaan nilai K_L pada *ball valve* 1, 2, maupun 3 tidak begitu signifikan. *Ball valve* 1 memiliki nilai $K_L = 0.482$, *ball valve* 2 memiliki nilai $K_L = 0.474$, *ball valve* 3 memiliki nilai $K_L = 0,451$. Nilai ΔK_L (%) yang dihasilkan oleh *ball valve* 1 dan *ball valve* 3 sebesar 6,87%. Nilai tersebut relatif kecil mengingat keakuratan yang dimiliki alat eksperimen. Secara keseluruhan nilai *loss coefficient* (K_L) dari tiga *ball valve* ini memiliki nilai yang cenderung tidak berbeda jauh. Hal ini

dikarenakan *ball valve* yang digunakan pada eksperimen ini memiliki material yang sama yaitu kuningan.

4.3.6 Analisis performa pompa

Analisis dilakukan pada *single stage centrifugal pump* dengan motor NEWMAN Electric Motor 1,5 hp; 2850 RPM terkait *BEP (best efficiency point)*. Hasil eksperimen didapat pengolahan data berupa grafik efisiensi pompa (η_P) terhadap debit (Q) dan *head* pompa (H_p) seperti pada gambar 4.7. Pada sumbu absis primer yang terletak pada kiri grafik menyatakan *head* pompa dalam meter, pada sumbu absis sekunder yang terletak pada kanan grafik menyatakan efisiensi pompa (η_P) dalam persen (%) dan pada sumbu ordinat menyatakan debit (Q) dalam L/min.



Gambar 4.7. Kurva karakteristik kerja pompa

Gambar 4.7 diatas menunjukkan empat buah kurva, dimana keempat kurva tersebut terdiri dari kurva *head pipeline* (H_{pl}) I dan II, kurva *head pompa* (H_p) dan kurva efisiensi pompa (η_p). *Head pipeline* (H_{pl}) II didapatkan dari penelitian sebelumnya oleh Fernando (2015). Dari grafik diatas terlihat kurva H_p terhadap debit (Q) menurun seiring dengan bertambahnya debit air yang dialirkan dengan mengatur *rotameter*.

Saat nilai debit minimal yaitu 0 L/min *head pompa* (H_p) yang dihasilkan sebesar 25,14 m dan terus menurun hingga debit maksimal pompa 70 L/min *head pompa* (H_p) yang dihasilkan adalah sebesar 23,1 m. Kemudian untuk kurva efisiensi pompa (η_p) didapatkan trendline yang meningkat seiring dengan debit yang bertambah. Pompa memiliki efisiensi tertinggi yaitu sebesar 26,87%. Kurva H_{pl} *line* II memiliki trendline meningkat berupa parabolik seiring dengan bertambahnya debit. Nilai H_{pl} *line* II lebih tinggi dibandingkan nilai H_{pl} *line* I, hal ini disebabkan karena diameter *line* II lebih kecil daripada diameter *line* I. dengan diameter yang lebih kecil, nilai kecepatan (\bar{V}) *line* II akan lebih besar, sehingga head yang didapatkan lebih besar.

Berdasarkan grafik yang ada, *best efficiency point* (*BEP*), nilai efisiensi maksimum, tidak dijumpai pada eksperimen yang dilakukan karena belum dicapainya *peak point* atau titik efisiensi maksimal yang dimiliki pompa. Dapat dilihat bahwa pompa dengan daya yang ada terlalu besar untuk digunakan. Nilai *head pipeline* (H_{pl}) pada *line* I dan II tidak berpotongan dengan grafik $Q - H$ pompa sehingga tidak dapat diketahui nilai *operating point*nya.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil eksperimen yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa:

1. Nilai rata-rata *loss coefficient* (K_L) pada *elbow* tertinggi hingga terendah pada eksperimen didapatkan pada *standard radius elbow* 90^0 , *long radius elbow* 90^0 , *elbow* 45^0 . Hal tersebut memiliki kesesuaian yang baik dengan literatur yang ada.
2. Nilai rata-rata *loss coefficient* (K_L) pada *sudden enlargement* lebih tinggi daripada *loss coefficient* (K_L) *sudden contraction*. Hal tersebut juga memiliki kesesuaian yang baik dengan literatur yang ada.
3. Nilai *discharge coefficient* (C_d) pada *venturi meter* lebih tinggi daripada *orifice meter*. Hal tersebut memiliki kesesuaian yang baik dengan literatur yang ada. Namun, *trendline* yang didapatkan pada *orifice meter* cenderung konstan, hal tersebut tidak bersesuaian baik dengan literatur yang ada. Berdasarkan literatur, *orifice meter* seharusnya memiliki *trend* turun pada rentang Re yang diujikan.
4. Berdasarkan hasil eksperimen, nilai f dan nilai kekasaran (e) pada *line* I dengan debit 10 L/min - 40 L/min belum bersesuaian dengan literatur.

Namun, untuk rentang debit 45 L/min – 70 L/min, nilai f dan nilai kekasaran (e) sudah bersesuaian dengan teori yang ada pada literatur. Hal ini disebabkan karena keterbatasan alat ukur yaitu manometer air raksa. Ukuran pipa yang besar menyebabkan nilai perbedaan ketinggian manometer (Δh) tidak begitu signifikan terlihat sehingga nilai *pressure drop* (Δp) kurang akurat.

5. *Best efficiency point (BEP)* tidak dijumpai pada eksperimen yang dilakukan karena belum dicapainya *peak point* atau titik efisiensi maksimal yang dimiliki pompa. Pompa dengan daya yang ada terlalu besar untuk digunakan

5.2 Saran

Berdasarkan hasil pengujian yang telah dilakukan terhadap CUSSONS *Friction Loss*, terdapat beberapa saran yang dapat diberikan untuk memperbaiki dan meningkatkan kembali performa dari sistem perpipaan dan pompa yang ada. Adapun saran – saran tersebut adalah sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan pembaruan dan pergantian pada alat ukur Manometer, karena kebocoran masih beberapa kali terjadi ketika melakukan pengambilan data terutama pada debit tinggi.
2. Perlu dilakukan analisa secara numerik (*fluent*) untuk melihat fenomena aliran di dalam *valve* dan *orifice* agar dapat menambah dan mendukung analisa terkait eksperimen sebelumnya.

Daftar Pustaka

- Fernando, Napitupulu. 2015. “Analisis & Pengujian Karakteristik Aliran Pada Cussons *Friction Loss In Pipe Apparatus & Single Stage Centrifugal Pump* “ Institute Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- Fox, Robert W. and Mc Donald, Alan T. 2010. “*Introduction to Fluid Mechanics*”, Fifth Edition. Purdue University, New York : John Wiley and Sons
- Kumaro, Ellisya. 2015. “Analisis & Pengujian Karakteristik Aliran Pada Cussons *Friction Loss In Pipe Apparatus & Single Stage Centrifugal Pump*” Institute Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- Munson, Young, Okiishi, and Huebsch. 2009 “*Fundamentals of Fluids Mechanics*” Sixth Edition. Purdue University, New York : John Wiley and Sons
- Sihombing, Kenan. 2014. “Analisis dan Pengujian Karakteristik Performa Cussons *Friction Loss In Pipe Apparatus dan Single Stage Centrifugal Pump*”. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.

A.1 Friction factor dengan variasi debit (Q) pada *line* I

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m ²)	Re	f	e/D
10	0,146	18	18,3	0,3	399,05	6221,53	0,475	0,1839
15	0,219	17,7	18,2	0,5	665,07	9332,30	0,352	0,1400
20	0,292	17,8	18,2	0,4	532,06	12443,08	0,158	0,0531
25	0,365	17,6	18	0,4	532,06	15553,85	0,101	0,0253
30	0,438	17,4	17,8	0,4	532,06	18664,62	0,070	0,0119
35	0,511	17,4	17,7	0,3	399,04	21775,39	0,038	0,0022
40	0,585	16,9	17,4	0,5	665,07	24886,16	0,049	0,0049
45	0,658	16,6	17,1	0,5	665,07	27996,92	0,039	0,0023
50	0,731	16,2	16,7	0,5	665,07	31107,69	0,031	0,0010
55	0,804	15,9	16,4	0,5	665,07	34218,46	0,026	0,0003
60	0,877	15,1	15,8	0,7	931,11	37329,23	0,031	0,0009
65	0,950	14,9	15,6	0,7	931,11	40440,00	0,026	0,0004
70	1,023	14,6	15,4	0,8	1064,12	43550,77	0,025	0,0004

$D = 0,0381 \text{ m}, L = 3 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \rho = 997 \text{ kg/m}^3 \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

A.2 Discharge coefficient (C_d) dengan variasi debit (Q) pada orifice line II

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m ²)	Re	C_d
10	2,34	17,6	22,2	4,6	6118,7	24886,16	0,658
15	3,51	15,8	26,6	10,8	14365,7	37329,23	0,644
20	4,68	11,6	32,1	20,5	27268,2	49772,31	0,623
25	5,85	8,2	40,9	32,7	43496,1	62215,39	0,617
30	7,02	0,4	46,6	46,2	61453,3	74658,47	0,623
35	8,19	-6,7	56	62,7	83400,9	87101,54	0,624

$D = 0,01905 \text{ m}$, $d = 0,009525 \text{ m}$, $T = 25^\circ\text{C}$, $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ dan $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

A.3 Discharge coefficient (C_d) dengan variasi debit (Q) pada venturi di line IV

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m ²)	Re	C_d
10	2,34	23,0	19,7	3,3	4389,52	24886,16	0,777
15	3,51	23,9	18,7	5,2	6916,81	37329,23	0,928
20	4,68	25,7	16,3	9,4	12503,48	49772,31	0,921
25	5,85	27,9	13,8	14,1	18755,22	62215,39	0,940
30	7,02	30,2	10,8	19,4	25805,06	74658,47	0,961
35	8,19	32,8	7,7	25,1	33386,95	87101,54	0,986
40	9,36	36,4	3,8	32,6	43363,14	99544,62	0,989

$D = 0,01905 \text{ m}$, $d = 0,009525 \text{ m}$, $T = 25^\circ\text{C}$, $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ dan $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

A.4 Loss coefficient (K_L) dengan variasi debit (Q) pada ball vave 1 di line III

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m ²)	Re	K_L
10	0,556	20,5	20,6	0,1	133,01	11815,88	0,864
15	0,833	20,4	20,6	0,2	266,03	17723,82	0,768
20	1,111	20,3	20,5	0,2	266,03	23631,77	0,432
25	1,389	20,2	20,5	0,3	399,04	29539,71	0,414
30	1,667	19,9	20,5	0,6	798,09	35447,65	0,576
35	1,944	19,3	20	0,7	931,11	41355,59	0,499
40	2,222	19,2	20,2	1	1330,15	47263,53	0,540
45	2,500	18,8	20,1	1,3	1729,20	53171,47	0,555
50	2,778	18,2	19,5	1,3	1729,20	59079,41	0,449
55	3,056	17,9	19,3	1,4	1862,22	64987,36	0,400
60	3,333	16,5	18,5	2	2660,31	70895,30	0,480

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

A.5 Loss coefficient (K_L) dengan variasi debit (Q) pada ball vave 2 di line III

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m ²)	Re	K_L
10	0,556	20,6	20,7	0,1	133,01	11815,88	0,864
15	0,833	20,5	20,7	0,2	266,03	17723,82	0,768
20	1,111	20,3	20,5	0,2	266,03	23631,77	0,432
25	1,389	20,2	20,4	0,2	266,03	29539,71	0,276
30	1,667	19,9	20,4	0,5	665,07	35447,65	0,480
35	1,944	19,6	20,3	0,7	931,11	41355,59	0,494
40	2,222	19,2	20,2	1	1330,15	47263,53	0,540
45	2,500	18,8	20	1,2	1596,18	53171,47	0,512
50	2,778	18,3	19,8	1,5	1995,23	59079,41	0,518
55	3,056	17,9	19,7	1,8	2394,28	64987,36	0,514
60	3,333	17,4	19,5	2,1	2793,33	70895,30	0,504

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

A.6 Loss coefficient (K_L) dengan variasi debit (Q) pada ball valve 3 di line III

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m^2)	Re	K_L
10	0,556	20,5	20,7	0,2	266,03	11815,88	1,729
15	0,833	20,4	20,5	0,1	133,01	17723,82	0,384
20	1,111	20,3	20,4	0,1	133,01	23631,77	0,216
25	1,389	20,2	20,4	0,2	266,03	29539,71	0,276
30	1,667	19,9	20,5	0,6	798,09	35447,65	0,576
35	1,944	19,3	20	0,7	931,11	41355,59	0,495
40	2,222	19,2	20,2	1	1330,16	47263,53	0,540
45	2,500	18,8	20	1,2	1596,18	53171,47	0,512
50	2,778	18,2	19,5	1,3	1729,20	59079,41	0,449
55	3,056	17,9	19,7	1,8	2394,28	64987,36	0,514
60	3,333	17,7	19,7	2	2660,31	70895,30	0,480

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

A.7 Loss coefficient (K_L) dengan variasi debit (Q) pada long radius elbow 90° di line IV

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m ²)	Re	K_L	K_L 1 elbow
10	0,556	15,8	16,8	1	1330,15	11815,88	8,645	2,161
15	0,833	15,7	16,7	1	1330,15	17723,82	3,842	0,960
20	1,111	15,3	16,9	1,6	2128,25	23631,77	3,458	0,864
25	1,389	14,7	17,2	2,5	3325,39	29539,71	3,458	0,864
30	1,667	14,3	17,4	3,1	4123,48	35447,65	2,977	0,744
35	1,944	13,8	17,8	4	5320,63	41355,59	2,822	0,705
40	2,222	13	18,4	5,4	7182,85	47263,53	2,917	0,729
45	2,500	12,4	19,1	6,7	8912,05	53171,47	2,860	0,715
50	2,778	11,6	19,9	8,3	11040,31	59079,41	2,870	0,717
55	3,056	11	20,3	9,3	12370,46	64987,36	2,657	0,664
60	3,333	9,9	21,4	11,5	15296,81	70895,3	2,761	0,690
64	3,556	9,9	21,9	12	15961,89	75621,65	2,532	0,633
70	3,889	8,8	22,8	14	18622,21	82711,18	2,470	0,617

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

A.8 Loss coefficient (K_L) dengan variasi debit (Q) pada *standard elbow* 45° di line IV

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m ²)	Re	K_L	K_L 1 elbow
10	0,556	21,4	21	0,4	532,06	11815,88	3,458	1,729
15	0,833	21,6	20,9	0,7	931,11	17723,82	2,689	1,344
20	1,111	21,6	20,8	0,8	1064,12	23631,77	1,729	0,864
25	1,389	21,6	20,6	1	1330,15	29539,71	1,383	0,691
30	1,667	21,5	20,5	1	1330,15	35447,65	0,960	0,480
35	1,944	21,5	20,2	1,3	1729,20	41355,59	0,917	0,458
40	2,222	21,3	19,6	1,7	2261,26	47263,53	0,918	0,459
45	2,500	21,1	19	2,1	2793,33	53171,47	0,896	0,448
50	2,778	20,9	18,9	2	2660,31	59079,41	0,691	0,345
55	3,056	21	18,2	2,8	3724,44	64987,36	0,800	0,400
60	3,333	21,3	17,8	3,5	4655,55	70895,3	0,840	0,420
65	3,556	21,5	17,2	4,3	5719,67	76803,24	0,879	0,439
70	3,889	21,7	16,9	4,8	6384,75	82711,18	0,846	0,423

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

A.9 *Loss coefficient* (K_L) dengan variasi debit (Q) pada *standard radius elbow* 90° di line IV

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m^2)	Re	K_L	K_L 1 elbow
10	0,556	22,3	21,5	0,8	1064,126	11815,88	6,916	3,458
15	0,833	22	21,1	0,9	1197,142	17723,82	3,458	1,729
20	1,111	21,8	20,5	1,3	1729,205	23631,77	2,809	1,404
25	1,389	21,5	19,7	1,8	2394,284	29539,71	2,489	1,244
30	1,667	21	18,1	2,9	3857,457	35447,65	2,785	1,392
35	1,944	20,8	16,7	4,1	5453,646	41355,59	2,893	1,446
40	2,222	20,3	15	5,3	7049,835	47263,53	2,863	1,431
45	2,500	20,1	13,6	6,5	8646,024	53171,47	2,775	1,387
50	2,778	19,6	11,1	8,5	11306,34	59079,41	2,939	1,469
55	3,056	19,2	9,4	9,8	13035,54	64987,36	2,800	1,400
60	3,333	19,9	7,7	12,2	16227,92	70895,3	2,929	1,464
65	3,556	19,6	6,4	13,2	17558,08	76803,24	2,701	1,350
70	3,889	19,2	4,9	14,3	19021,25	82711,18	2,523	1,261

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

A.10 *Loss coefficient* (K_L) dengan variasi debit (Q) pada *sudden enlargement* di line IV

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m ²)	Re	K_L
10	0,556	19,8	20,1	0,3	399,0473	11815,88	2,593
15	0,833	20,9	21,2	0,3	399,0473	17723,82	1,152
20	1,111	20,9	21,2	0,3	399,0473	23631,77	0,648
25	1,389	20,7	21	0,3	399,0473	29539,71	0,414
30	1,667	20,5	21	0,5	665,0788	35447,65	0,480
35	1,944	19,9	20,8	0,9	1197,142	41355,59	0,635
40	2,222	19,7	21,1	1,4	1862,221	47263,53	0,756
45	2,500	19,3	21,1	1,8	2394,284	53171,47	0,768
50	2,778	18,7	21,1	2,4	3192,378	59079,41	0,829
55	3,056	18,3	21,1	2,8	3724,441	64987,36	0,800
60	3,333	17,7	21,1	3,4	4522,536	70895,3	0,816
65	3,556	17,3	21	3,7	4921,583	76803,24	0,757
70	3,889	16,5	21,4	4,9	6517,772	82711,18	0,864

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

A.11 *Loss coefficient* (K_L) dengan variasi debit (Q) pada *sudden contraction* di line IV

Debit (Q) (Liter/menit)	Kecepatan (\bar{V}) (Meter/Detik)	H_1 (cm)	H_2 (cm)	ΔH (cm)	Δp (N/m ²)	Re	K_L
10	0,556	21,6	21,3	0,3	399,0473	11815,88	2,593
15	0,833	21,5	21,1	0,4	532,063	17723,82	1,536
20	1,111	21,4	21	0,4	532,063	23631,77	0,864
25	1,389	21,3	20,8	0,5	665,0788	29539,71	0,691
30	1,667	21,3	20,7	0,6	798,0945	35447,65	0,576
35	1,944	21,3	20,7	0,6	798,0945	41355,59	0,423
40	2,222	21,2	20,6	0,6	798,0945	47263,53	0,324
45	2,500	21,1	20,1	1	1330,158	53171,47	0,426
50	2,778	21	19,7	1,3	1729,205	59079,41	0,449
55	3,056	21	19,5	1,5	1995,236	64987,36	0,428
60	3,333	20,6	19,2	1,4	1862,221	70895,3	0,336
65	3,556	20,5	19	1,5	1995,236	76803,24	0,306
70	3,889	20,4	18,5	1,9	2527,299	82711,18	0,335

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

A.12 Tabel daya dan efisiensi pompa

Debit (Q) (Liter/menit)	WHP (watt)	E_p (watt)	P_{in} (watt)	I (ampere)	V (volt)	$Eff\ pump$ (%)
0	0	1699,701	911,04	5,2	219	0
10	40,99	1699,701	911,04	5,2	219	4,499245441
15	59,93	1699,701	911,04	5,2	219	6,577954151
20	79,90	1732,388	928,56	5,3	219	8,605122412
25	99,88	1732,388	928,56	5,3	219	10,75640301
30	120,06	1724,478	924,32	5,3	218	12,98852908
35	140,06	1724,478	924,32	5,3	218	15,15328393
40	155,65	1757,015	941,76	5,4	218	16,52811643
45	175,11	1757,015	941,76	5,4	218	18,59413099
50	195,12	1757,015	941,76	5,4	218	20,71913173
55	214,64	1781,343	954,8	5,5	217	22,47978053
60	234,15	1781,343	954,8	5,5	217	24,52339694
65	246,91	1781,343	954,8	5,5	217	25,86032897
70	265,90	1846,119	989,52	5,7	217	26,87240662

Debit (Q) (Liter/menit)	Debit (Q) ($m^3/detik$)	$P_{discharge}$ (psi)	$P_{suction}$ (cmHg)	$P_{discharge}$ (N/m^2)	$P_{suction}$ (N/m^2)	Head Tekanan (m)	H_p (m)
0	0	35	-2	241317	2666,44	24,94	25,15
10	0,0001667	35	-2	241317	2666,44	24,94	25,15
15	0,00025	34	-2,5	234422	3333,06	24,31	24,51
20	0,0003333	34	-2,5	234422	3333,06	24,31	24,51
25	0,0004167	34	-2,5	234422	3333,06	24,31	24,51
30	0,0005	34	-2,8	234422	3733,03	24,35	24,55
35	0,0005833	34	-2,8	234422	3733,03	24,35	24,55
40	0,0006667	33	-3	227527	3999,67	23,67	23,87
45	0,00075	33	-3	227527	3999,67	23,67	23,87
50	0,0008333	33	-3,5	227527	4666,28	23,74	23,94
55	0,0009167	33	-3,5	227527	4666,28	23,74	23,94
60	0,001	33	-3,5	227527	4666,28	23,74	23,94
65	0,0010833	32	-4	220632	5332,89	23,10	23,30
70	0,0011667	32	-4	220632	5332,89	23,10	23,30

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

BIODATA PENULIS



Zajuba Sakina Dahmani adalah anak ke 1 dari 1 bersaudara. Lahir di Surabaya, 26 Desember 1995. Penulis memulai pendidikannya di Sekolah Dasar Ta'miriyah Surabaya. Lalu melanjutkan studinya di SMP Negeri 3 Surabaya. Kemudian SMA Negeri 6 Surabaya. Setelah itu penulis terinspirasi (entah dari mana) untuk melanjutkan studinya di S1 Teknik Mesin

Inatitut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya pada tahun 2013. Selama kuliah penulis aktif di berbagai kegiatan di kampus maupun di luar kampus. Dari kegiatan kemanusiaan (bersosialisasi dengan sahabat-sahabat penulis) hingga kegiatan yang berhubungan dengan keilmuan, sebagai Asisten Labratorium Mekanika Fluida. Selama hidupnya penulis selalu berpacu pada prinsip "I live here on my own self, with my parents, with my besties, with my lovely family. If you dont like me, go ahead, some people don't have a good taste." Terimakasih penulis ucapkan kepada seluruh pembaca yang telah meluangkan waktu untuk membaca biodata penulis. Farewell. Untuk informasi lebih lanjut, saran, maupun kritikan dapat dikirimkan melalui email: asadahmani@gmail.com