

**PENGARUH VARIASI SUDUT CELAH VANE TERHADAP
KERUGIAN *HEAD* PADA BELOKAN PIPA**

SKRIPSI

Konsentrasi Konversi Energi

**Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik**



Disusun Oleh:

FEBRIDANI MISWAN

NIM. 0510620040 - 62

KEMENTERIAN PENDIDIKAN NASIONAL

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

FAKULTAS TEKNIK

JURUSAN MESIN

MALANG

2010

**PENGARUH VARIASI SUDUT CELAH VANE TERHADAP
KERUGIAN HEAD PADA BELOKAN PIPA**

SKRIPSI

Konsentrasi Konversi Energi

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh:

FEBRIDANI MISWAN

NIM. 0510620040 – 62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen pembimbing II

Ir. Djoko Sutikno, M.Eng

NIP. 195410091983031 002

Dr. Slamet Wahyudi, ST,MT

NIP. 19720903 199702 1 001



**PENGARUH VARIASI SUDUT CELAH VANE TERHADAP
KERUGIAN HEAD PADA BELOKAN PIPA**

Disusun Oleh:

FEBRIDANI MISWAN

NIM. 0510620040 – 62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus

Pada tanggal 09 Februari 2010

Skripsi I

Skripsi II

Ir. Marsoedi Wirohardjo, MT

NIP. 19450307 197603 1 001

Prof. Ir. I.N.G Wardana, M.Eng.,Ph.D

NIP. 19590703 198303 1 002

Komprehensif

Ir. Ari Wahjudi, MT

NIP. 19680324 199412 1 001

Mengetahui

Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr.H.Slamet Wahyudi,ST,MT

NIP. 19720903 199702 1 001

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, Puji Syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, karena hanya dengan limpahan rahmat dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul **” Pengaruh Variasi Sudut Celah *Vane* terhadap Kerugian *Head* pada Belokan Pipa ”**.

Skripsi ini disusun sebagai salah satu syarat bagi mahasiswa jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang untuk memperoleh gelar sarjana Teknik.

Penulis ingin mengucapkan banyak terima kasih kepada pihak-pihak yang telah membantu menyelesaikan skripsi ini, terutama kepada :

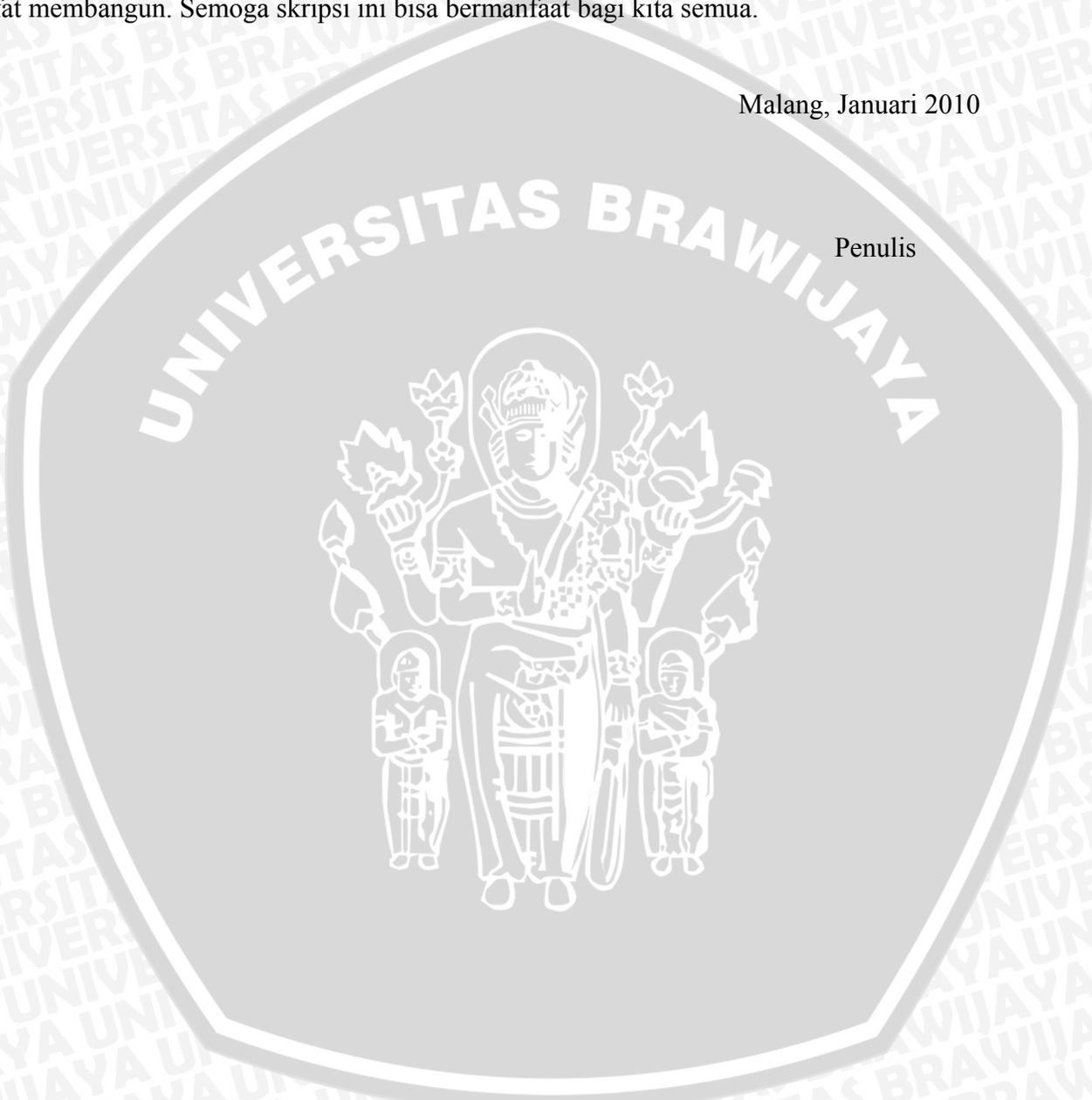
1. Bapak Dr.H Slamet Wahyudi, ST, MT selaku ketua Jurusan Teknik Mesin dan pembimbing II skripsi atas bantuan, saran dan nasihat dalam menyelesaikan skripsi selama ini.
2. Bapak Dr.Eng Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin
3. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Energi
4. Bapak Ir.Djoko Sutikno,M.Eng selaku pembimbing I skripsi atas bantuan, saran dan nasihat dalam menyelesaikan selama ini
5. Bapak Ir. Endi Sutikno, MT selaku Kepala Lab Fenomena Dasar Mesin
6. Bapak Ir. Wahyono S, MT selaku dosen wali I
7. Bapak Ir. Masduki selaku Dosen Wali pengganti
8. Seluruh Staf pengajar dan Administrasi Jurusan Teknik Mesin
9. Keluarga saya tercinta, Bapakku Amrul Siregar, Mamaku Aslamiyah, dan abang-abangku, Hasan, Dicky, Herry, Novri atas segala doa, kasih sayang, bantuan dan dukungan baik secara materil maupun moril.
10. *Three Vanemusketeer* mamat dan ringgo, atas kerjasama dan kebersamaan selama ini. Terima kasih atas *sharing* ilmunya
11. Keluarga *phenomeners* FDM, Lek Joko, Mamat(maneh), Panji, Doni, Ubay, Randy, Haslinda, Riangga, Sase atas segala semangat, inspirasi dan bantuannya.

12. Rekan-rekan M'05 FTUB yang secara langsung maupun tidak langsung ikut membantu penulis dalam menyelesaikan skripsi ini

Dengan keterbatasan ilmu yang dimiliki penulis, tentunya skripsi ini banyak membutuhkan masukan. Untuk itu penulis mengharapkan adanya kritik dan saran yang bersifat membangun. Semoga skripsi ini bisa bermanfaat bagi kita semua.

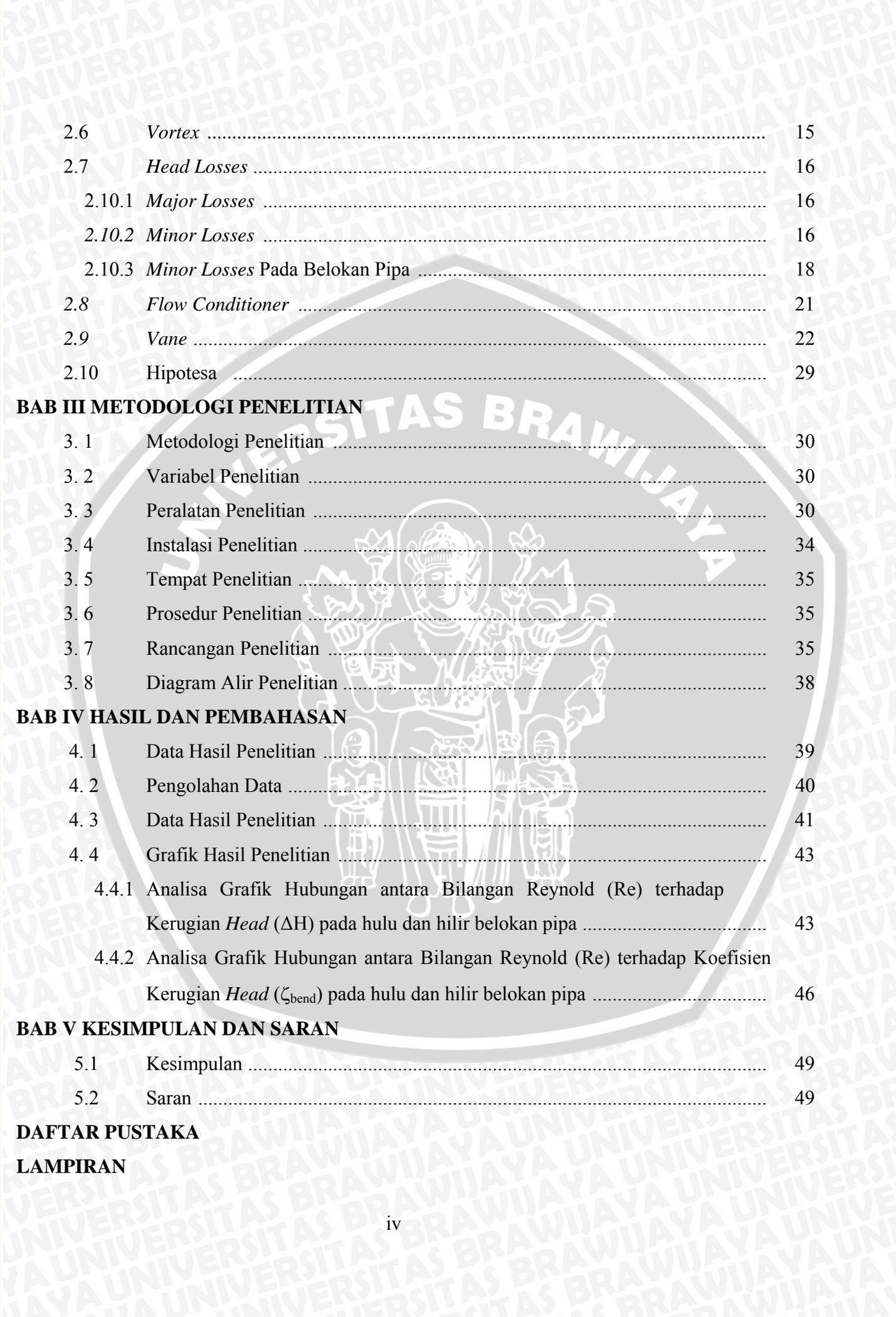
Malang, Januari 2010

Penulis



DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR GRAFIK	viii
DAFTAR LAMPIRAN	ix
RINGKASAN	x
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Sebelumnya	3
2.2 Fluida	3
2.2.1 Definisi Fluida	3
2.2.1 Lapisan Batas/ <i>Boundary Layer</i>	5
2.3.1 Viskositas	6
2.3 Klasifikasi Fluida	8
2.6.1 Fluida Newtonian dan Fluida Non-Newtonian	8
2.6.2 Fluida Mampu Mampat dan Fluida Tak Mampu Mampat	9
2.4 Bilangan Reynold	9
2.7.1 Aliran Laminer dan Turbulen	9
2.7.2 <i>Fully Developed</i> (Berlangsung Mantap)	11
2.5 Analisa aliran Fluida Dalam Pipa.....	12
2.8.1 Hukum Kontinuitas	12
2.8.2 Persamaan <i>Bernoulli</i> Untuk Fluida Ideal	13
2.8.3 Persamaan <i>Bernoulli</i> Untuk Fluida Real.....	14



2.6	<i>Vortex</i>	15
2.7	<i>Head Losses</i>	16
2.10.1	<i>Major Losses</i>	16
2.10.2	<i>Minor Losses</i>	16
2.10.3	<i>Minor Losses</i> Pada Belokan Pipa	18
2.8	<i>Flow Conditioner</i>	21
2.9	<i>Vane</i>	22
2.10	Hipotesa	29

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1	Metodologi Penelitian	30
3.2	Variabel Penelitian	30
3.3	Peralatan Penelitian	30
3.4	Instalasi Penelitian	34
3.5	Tempat Penelitian	35
3.6	Prosedur Penelitian	35
3.7	Rancangan Penelitian	35
3.8	Diagram Alir Penelitian	38

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1	Data Hasil Penelitian	39
4.2	Pengolahan Data	40
4.3	Data Hasil Penelitian	41
4.4	Grafik Hasil Penelitian	43
4.4.1	Analisa Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold (Re) terhadap Kerugian <i>Head</i> (ΔH) pada hulu dan hilir belokan pipa	43
4.4.2	Analisa Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold (Re) terhadap Koefisien Kerugian <i>Head</i> (ζ_{bend}) pada hulu dan hilir belokan pipa	46

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan	49
5.2	Saran	49

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 3.1	Tabel rancangan Penelitian yang diperoleh	36
Tabel 3.2	Tabel pengolahan data	36
Tabel 4.1	Tabel besar kecepatan aliran fluida (v) pada instalasi pipa	41
Tabel 4.2	Tabel kerugian <i>head</i> hulu dan hilir belokan pipa (ΔH_1)	42
Tabel 4.3	Tabel penurunan tekanan hulu dan hilir belokan pipa (Δp_1)	42
Tabel 4.4	Tabel koefisien kerugian head pada hulu dan hilir belokan pipa (ζ)	43

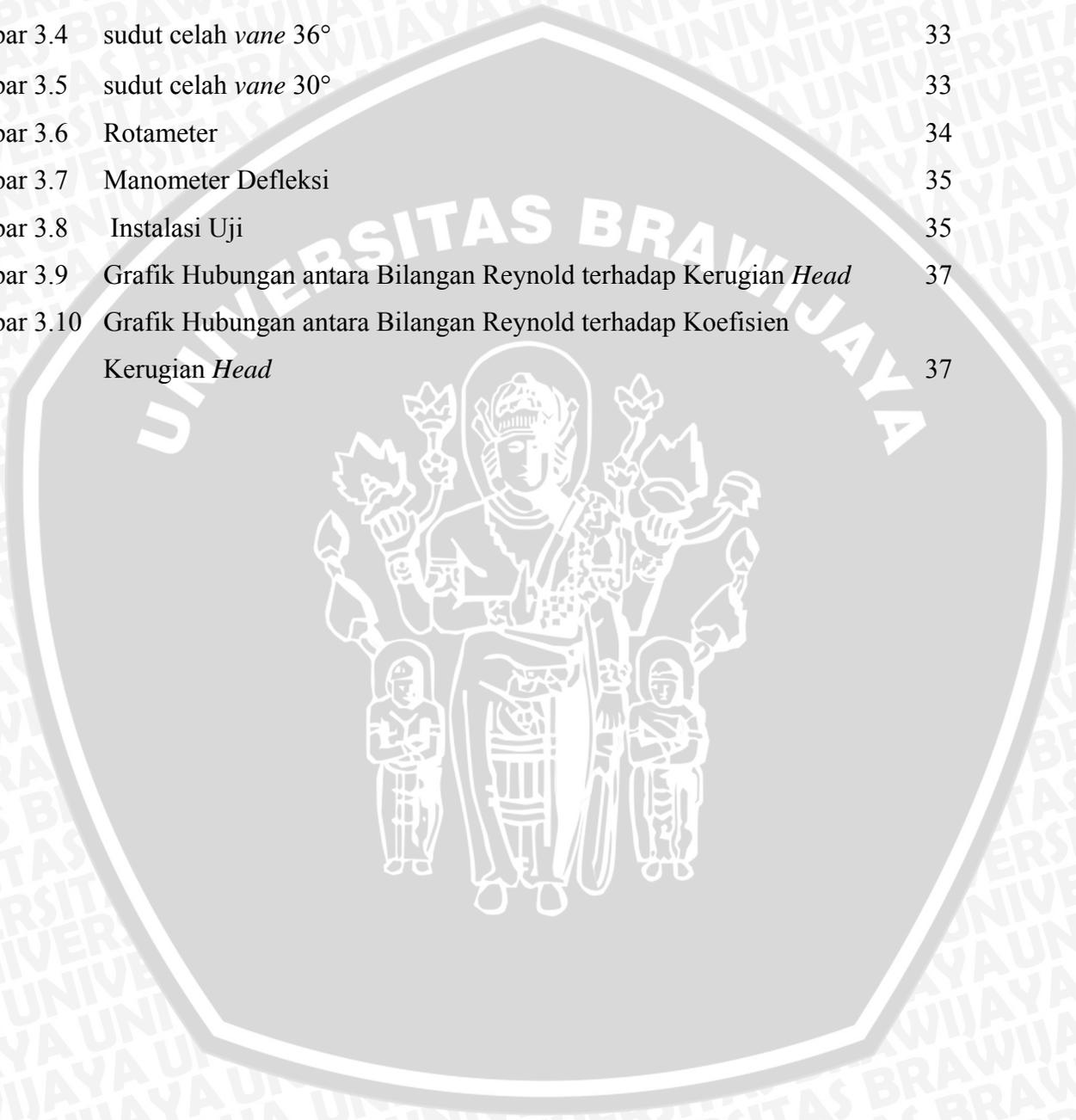
UNIVERSITAS BRAWIJAYA



DAFTAR GAMBAR

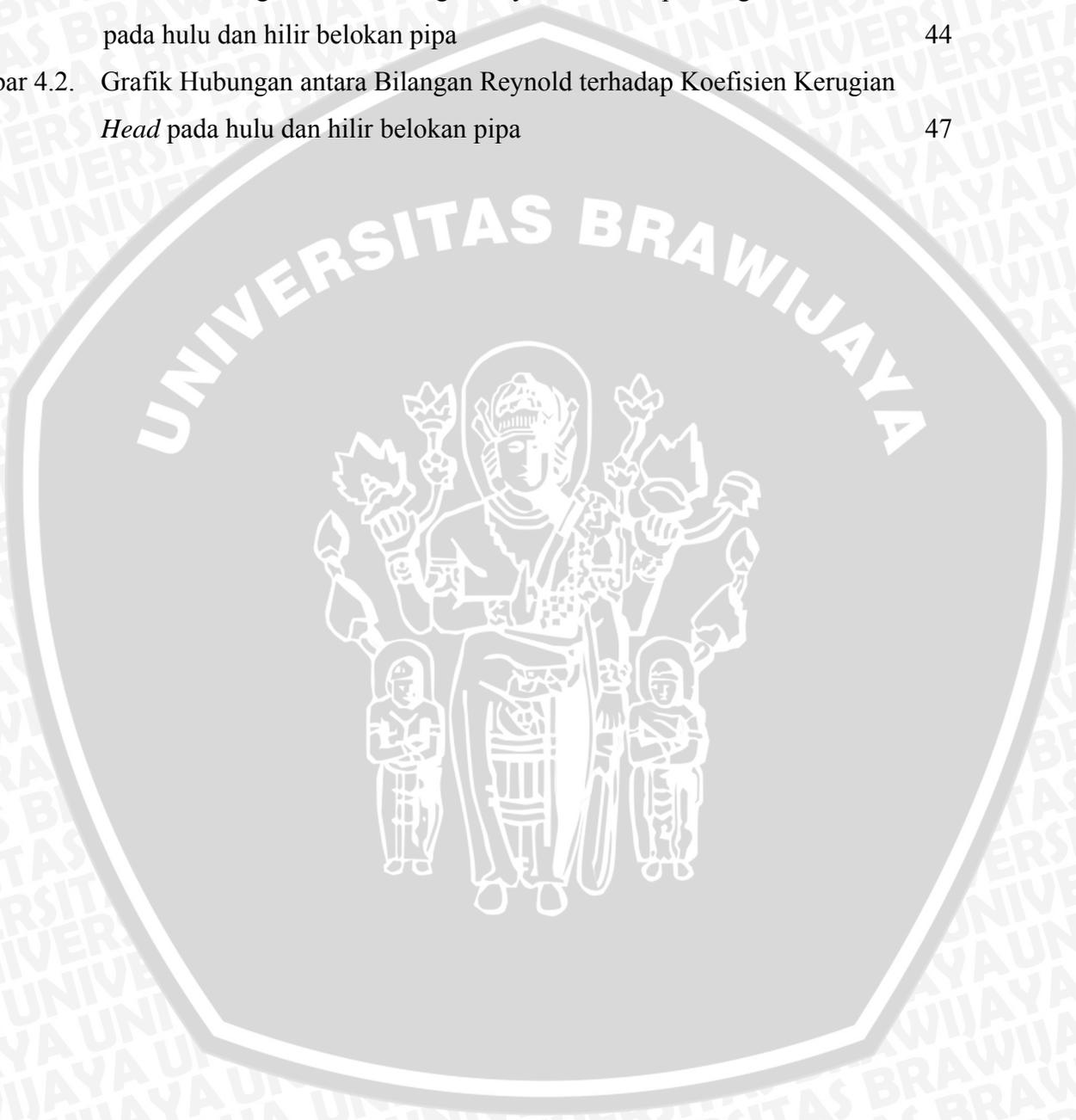
No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Perubahan bentuk yang diakibatkan oleh penerapan gaya geser yang Konstan	4
Gambar 2.2	Struktur <i>Boundary layer</i>	6
Gambar 2.3	Viskositas kinematik berbagai fluida pada 1 atm	7
Gambar 2.4	Fluida Newtonian dan fluida non-Newtonian	8
Gambar 2.5	Aliran Laminer	10
Gambar 2.6	Aliran Turbulen	10
Gambar 2.7	Perkembangan aliran laminer pada pipa	11
Gambar 2.8	Aliran <i>steady</i> dalam pipa	12
Gambar 2.9	Aliran yang telah berkembang penuh antara 2 penampang dalam pipa miring	13
Gambar 2.10	Geometri <i>Vortex</i> menurut besar bilangan <i>Reynolds</i>	15
Gambar 2.11	Bentuk-bentuk lokal saluran	17
Gambar 2.12	Penurunan tekanan akibat <i>minor losses (orifice)</i>	17
Gambar 2.13	Belokan siku dan Belokan <i>circular 90°</i>	18
Gambar 2.14	Profil aliran melewati belokan	19
Gambar 2.15	Grafik hubungan ($\frac{R}{\alpha}$) terhadap nilai <i>a</i>	20
Gambar 2.16	Grafik hubungan (δ) terhadap nilai <i>b</i>	20
Gambar 2.17	Grafik hubungan ($-$) terhadap nilai <i>c</i>	21
Gambar 2.18	<i>Vane</i>	22
Gambar 2.19	Perbandingan <i>Flow Conditioner</i>	23
Gambar 2.20	<i>Etoile Flow Straightener</i>	23
Gambar 2.21	AMCA (<i>Air Moving and Conditioning Association</i>)	24
Gambar 2.22	Profil geometri <i>airfoil</i>	25
Gambar 2.23	Profil garis <i>airfoil</i>	25
Gambar 2.24	Aliran fluida pada <i>airfoil</i>	27
Gambar 2.25	Aliran fluida pada <i>flat plate</i>	27

Gambar 2.26	Putaran vessel terbuka terhadap sumbu vertical	28
Gambar 3.1	<i>Etoile Flow Straightener</i>	32
Gambar 3.2	sudut celah <i>vane</i> 60°	32
Gambar 3.3	sudut celah <i>vane</i> 45°	33
Gambar 3.4	sudut celah <i>vane</i> 36°	33
Gambar 3.5	sudut celah <i>vane</i> 30°	33
Gambar 3.6	Rotameter	34
Gambar 3.7	Manometer Defleksi	35
Gambar 3.8	Instalasi Uji	35
Gambar 3.9	Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold terhadap Kerugian <i>Head</i>	37
Gambar 3.10	Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold terhadap Koefisien Kerugian <i>Head</i>	37



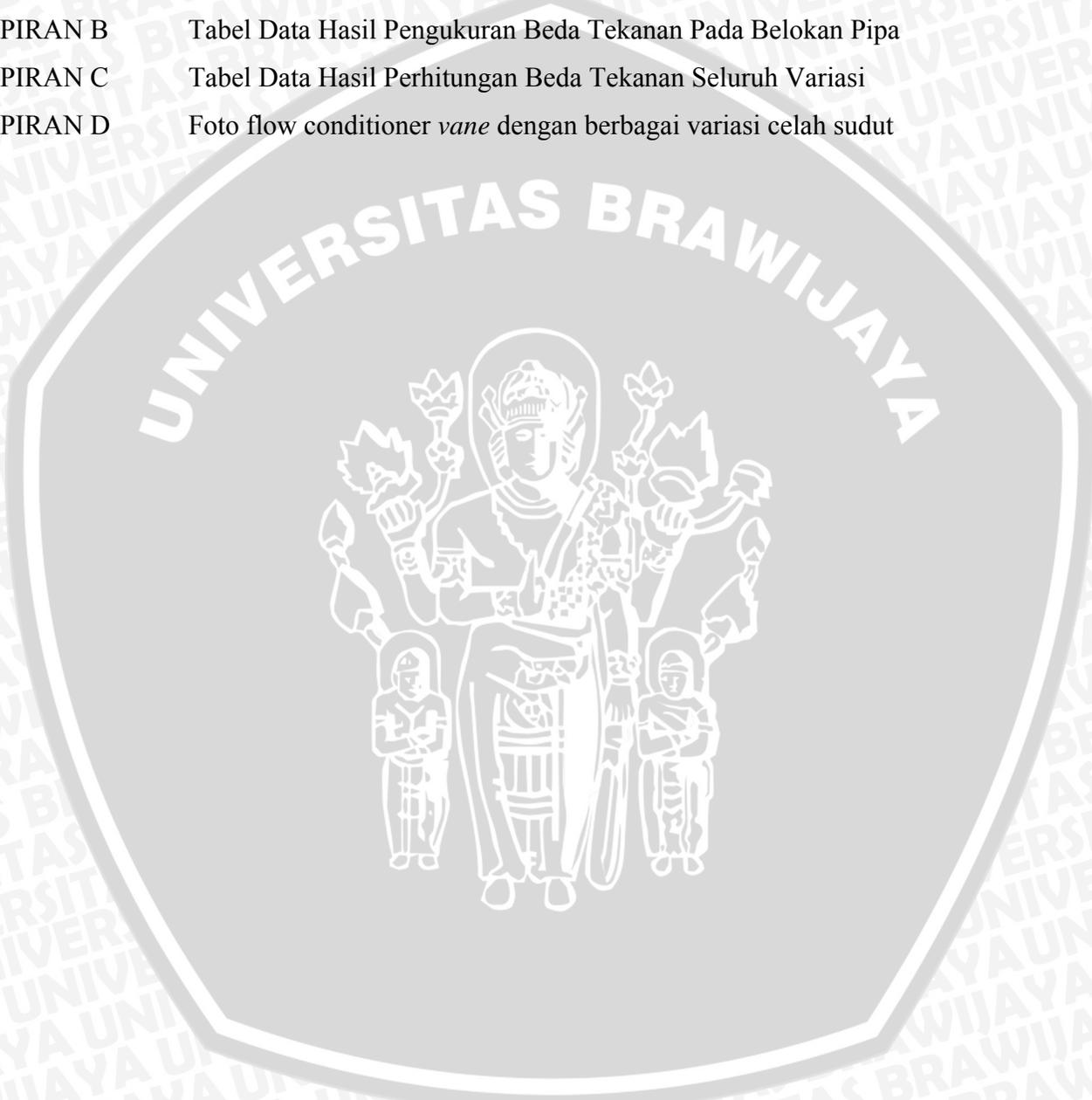
DAFTAR GRAFIK

No.	Judul	Halaman
Gambar 4.1.	Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold terhadap Kerugian <i>Head</i> pada hulu dan hilir belokan pipa	44
Gambar 4.2.	Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold terhadap Koefisien Kerugian <i>Head</i> pada hulu dan hilir belokan pipa	47



DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
LAMPIRAN A	Tabel Kerapatan dan kekentalan air pada 1 atm
LAMPIRAN B	Tabel Data Hasil Pengukuran Beda Tekanan Pada Belokan Pipa
LAMPIRAN C	Tabel Data Hasil Perhitungan Beda Tekanan Seluruh Variasi
LAMPIRAN D	Foto flow conditioner <i>vane</i> dengan berbagai variasi celah sudut



RINGKASAN

Febridani Miswan, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Januari, 2010, Pengaruh Variasi Sudut Celah Vane Terhadap Kerugian Head pada Belokan Pipa, Dosen Pembimbing : Ir. Djoko Sutikno, M.Eng.; Dr. Slamet Wahyudi, ST, MT.

Pipa pada sistem instalasi fluida mempunyai peranan yang sangat penting mulai dari rumah tangga sampai pada sektor-sektor industri, seperti penyulingan minyak bumi, proses kimiawi, dan pengolahan limbah. Fungsi utama pipa tersebut adalah mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lain, baik dalam bentuk cair, gas, maupun dalam bentuk massa yang terfluidisasi. Gesekan fluida pada dinding pipa merupakan penyebab utama terjadinya kerugian energi pada sistem instalasi fluida. Kerugian yang berupa penurunan *head* yang diakibatkan oleh gesekan disebut *major losses*, sedangkan kerugian yang diakibatkan perubahan bentuk lokal dari saluran, seperti perubahan luas panampang, katup, belokan, *orifice* disebut *minor losses*. Penurunan tekanan pada belokan pipa mempunyai kerugian *head* yang lebih besar daripada kerugian akibat gesekan pada pipa lurus dengan panjang yang sama, hal tersebut disebabkan adanya *vortex-vortex* yang terjadi karena adanya gaya puntir yang bekerja pada tiap partikel fluida ketika melewati belokan. Puntiran ini disebabkan adanya perbedaan kecepatan antara lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan dengan jarak tertentu tersebut dan menimbulkan gaya sentrifugal. *Vortex* yang terjadi pada belokan akan semakin besar seiring membesarnya bilangan Reynold sehingga semakin besar pula *pressure drop* (Δp). Untuk itu diperlukan alat pengkondisi aliran (*flow conditioner*) berupa *vane*.

Tujuan yang ingin diperoleh dari penelitian ini adalah mengetahui pengaruh variasi sudut celah *vane* terhadap kerugian *head* pada belokan pipa. Metode yang digunakan adalah penelitian eksperimental dengan memvariasikan sudut celah *vane* sebesar 60° , 45° , 36° , 30° . Data yang diambil meliputi tekanan sebelum melewati belokan, tekanan setelah melewati belokan, dan tekanan setelah melewati *vane*.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa semakin kecil sudut celah *vane* akan meningkatkan kemampuan *vane* untuk meluruskan aliran dan akibat adanya pengaruh viskositas dan tegangan geser menyebabkan adanya aliran induksi yang mengakibatkan *twin eddy* yang terbentuk cenderung mempunyai profil lingkaran dengan nilai *c* minimum sehingga kerugian *head* aliran fluida yang melewati belokan pipa akan berkurang. Penurunan tekanan terkecil yaitu $0,9 \text{ mmH}_2\text{O}$ didapat pada *vane* dengan celah sudut sebesar 30° pada debit air sebesar 2000 L/jam .

Kata Kunci : Sudut celah *Vane*, Kerugian *Head*, Belokan Pipa

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.

Mekanika fluida merupakan bidang teknik mempelajari tentang sifat-sifat aliran fluida, baik itu fluida *incompressible* maupun *compressible*. Aliran fluida di dalam pipa merupakan salah satu pokok bahasan yang banyak mendapat perhatian dalam bidang mekanika fluida. Banyak peneliti yang telah menyampaikan kajiannya, tertuang dalam berbagai rujukan pustaka, berupa kajian teoritis dan *empiris*.

Pipa pada sistem instalasi fluida mempunyai peranan yang sangat penting mulai dari rumah tangga sampai pada sektor-sektor industri, seperti penyulingan minyak bumi, proses kimiawi, dan pengolahan limbah. Fungsi utama pipa tersebut adalah mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lain, baik dalam bentuk cair, gas, maupun dalam bentuk massa yang terfluidisasi. Gesekan fluida pada dinding pipa merupakan penyebab utama terjadinya kerugian energi pada sistem instalasi fluida (Witanto, 2004). Kerugian yang berupa penurunan *head* yang diakibatkan oleh gesekan disebut *major losses*, sedangkan kerugian yang diakibatkan perubahan bentuk lokal dari saluran, seperti perubahan luas panampang, katup, belokan, *orifice* disebut *minor losses*.

Penurunan tekanan pada belokan pipa mempunyai kerugian *head* yang lebih besar daripada kerugian akibat gesekan pada pipa lurus dengan panjang yang sama, hal tersebut disebabkan adanya *vortex-vortex* yang terjadi karena adanya gaya puntir yang bekerja pada tiap partikel fluida ketika melewati belokan (Potter, 1997). Puntiran ini disebabkan adanya perbedaan kecepatan antara lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan dengan jarak tertentu tersebut dan menimbulkan gaya sentrifugal. *Vortex* yang terjadi pada belokan akan semakin besar seiring membesarnya bilangan Reynold sehingga semakin besar pula *pressure drop* (Δp). Untuk itu diperlukan alat pengkondisi aliran (*flow conditioner*) berupa *vane*.

Vane adalah salah satu jenis alat pengkondisi aliran (*flow conditioner*) yang berfungsi untuk mengkondisikan aliran fluida sehingga akan dihasilkan dimensi *twinneddy* (pusaran kembar) yang berbentuk lingkaran sehingga dapat mengurangi *vortex* pada instalasi pipa akibat adanya belokan pipa. Oleh karena itu perlu diteliti lebih lanjut salah satu cara untuk mengurangi *Pressure drop* akibat terjadinya *vortex* tersebut, yaitu

dengan pemasangan suatu alat pengkondisian aliran berupa *vane* dengan variasi sudut celah *vane* dari sisi keluaran pada belokan pipa.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas dapat dirumuskan suatu permasalahan yaitu: Bagaimana pengaruh variasi sudut celah *vane* terhadap Kerugian *head* aliran fluida pada belokan pipa?

1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan tidak meluas dan terfokus, maka perlu dilakukan batasan-batasan sebagai berikut :

1. Fluida kerja yang digunakan adalah air (*incompressible*).
2. Kerugian *head* yang diteliti hanya pada belokan pipa (*Elbow*) dengan menggunakan PVC berdiameter 1,25 Inch.
3. *Vane* yang digunakan dari bahan Akrilik dengan tebal sirip 2 mm dengan panjang *vane* 63.5 mm.
4. Sudut celah *vane* adalah sudut yang terbentuk dari dua sirip *vane* yang berdekatan dan sama besar antar lainnya. Variasi sudut celah yang digunakan adalah 30°, 36°, 45°, 60°
5. Posisi *vane* terletak tepat setelah belokan pipa.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin diperoleh dari penelitian ini adalah mengetahui pengaruh variasi sudut celah *vane* terhadap kerugian *head* pada belokan pipa.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan memberikan manfaat sebagai berikut :

1. Dapat memberikan suatu masukan bagi industri yang memanfaatkan instalasi perpipaan sebagai dasar pertimbangan dalam menentukan sudut celah *vane* untuk mengurangi kerugian energi berupa penurunan tekanan pada belokan pipa.
2. Dapat memberikan khasanah ilmu pengetahuan dan teknologi bagi masyarakat mengenai instalasi perpipaan dengan mempelajari pengaruh sudut celah *vane* terhadap kerugian *head* pada belokan pipa.
3. Memberikan referensi tambahan bagi penelitian mahasiswa lebih lanjut mengenai usaha penurunan tekanan pada instalasi perpipaan.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Don Lundberg dalam penelitian yang berjudul “*Effect of flow conditioning on liquid measurement*” menjabarkan berbagai jenis *flow conditioner* disertai aplikasi serta kelebihan dan kekurangan tiap jenisnya. Salah satu pembahasan dalam penelitian menyebutkan bahwa *vane* sangat sesuai untuk mengurangi *swirl* dan *secondary flow*. Selain itu, beliau juga menyebutkan bahwa *pressure drop* yang dihasilkan *vane* pada umumnya lebih kecil jika dibandingkan dengan *tube bundle* dan *perforation plat*.

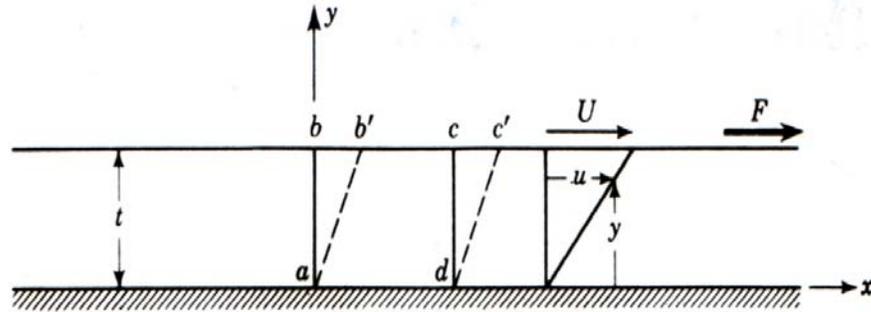
Witanto (2004), meneliti tentang ”Pengaruh *perforasi* terhadap perilaku *vortex* di belokan dan penurunan tekanan pada instalasi pipa”. Penelitian ini dilakukan pada belokan pipa dimana pada dinding pipa sebelum belokan pipa dibuat perforasi (lubang-lubang) dengan variasi lubang perforasi. Dalam penelitiannya disimpulkan bahwa diameter perforasi yang terlalu besar, dapat meningkatkan koefisien gesek, sehingga tegangan geser menjadi meningkat. Akibatnya penurunan tekanan (Δp) menjadi makin meningkat.

M. Denny Arie S (2009), meneliti tentang “ pengaruh jumlah tabung pada pengkondisi aliran jenis *tube bundle* terhadap penurunan tekanan dan kerugian *head* aliran pada belokan pipa”. Dalam penelitiannya diperoleh kesimpulan bahwa bertambahnya jumlah tabung *tube bundle* akan menyebabkan beda tekanan dan kerugian *head* yang terjadi pada hulu dan hilir belokan pipa semakin kecil karena pusaran ganda yang terjadi (*Twin-eddy secondary flow*) mempunyai profil lingkaran, sehingga *head losses* menjadi semakin berkurang.

2.2 Fluida

2.2.1 Definisi Fluida

Fluida adalah suatu zat yang apabila dikenakan tegangan geser sekecil-kecilnya, akan mengalami perubahan bentuk (deformasi) secara terus-menerus (kontinyu). Tegangan geser yang ditimbulkan akibat adanya gaya geser merupakan komponen gaya yang menyinggung permukaan. Gaya geser ini kemudian dibagi dengan luas permukaan tersebut menunjukkan tegangan geser rata-rata pada permukaan itu. (Streeter, L. V, and Wylie, 1996: 3).



Gambar 2.1: Perubahan bentuk yang diakibatkan oleh penerapan gaya geser yang konstan.

Sumber : Streeter, V. L, and Wylie.1996: 4

Pada gambar 2.1 diatas terlihat bahwa suatu zat yang ditempatkan di antara 2 pelat diam yang sejajar dengan jarak yang kecil (t) dan sedemikian luasnya sehingga pada keadaan tepi-tepinya dapat diabaikan. Apabila pelat bagian atas bergerak dengan kecepatan U yang disebabkan adanya gaya F berapapun kecilnya terhadap suatu luasan A maka dapat disimpulkan bahwa zat di antara pelat tersebut adalah suatu fluida yang sedang mengalami pergerakan dengan kecepatan tertentu dan ditandai perubahan bentuk dari fluida tersebut di sepanjang saluran.

Dari percobaan sebelumnya menunjukkan bahwa F berbanding lurus dengan A serta dengan U dan berbanding terbalik dengan tebal t, dengan besaran lainnya dipertahankan konstan yang dinyatakan dengan persamaan :

$$F = \mu \cdot \frac{AU}{t} \quad (\text{Streeter, 1996:4}) \quad (2-1)$$

Dimana :

- F = gaya yang menyebabkan pelat atas bergerak
- μ = faktor kesebandingan dan pengaruh fluida yang bersangkutan tercakup di dalamnya
- U = kecepatan pelat
- A = luas pelat (luas bidang geser)
- t = tebal lapisan fluida

Apabila tegangan geser $\tau = F/A$, maka diperoleh persamaan :

$$\tau = \mu \frac{U}{t} \quad (\text{Streeter, 1996:4}) \quad (2-2)$$

Kecepatan sudut U/t adalah kecepatan sudut garis ab yang merupakan laju berkurangnya sudut ($b-a-d$) yang dapat juga ditulis du/dy karena menyatakan hal yang sama, sehingga didapat persamaan :

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (\text{Streeter, 1996:4}) \quad (2-3)$$

Dengan :

τ = tegangan geser

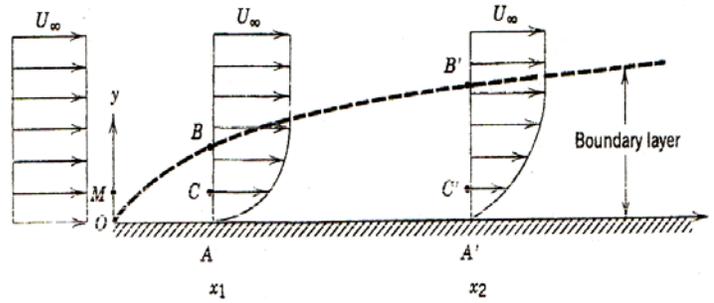
μ = faktor kesebandingan dan pengaruh fluida yang bersangkutan tercakup di dalamnya

du/dy = gradien kecepatan

Bentuk diferensial di atas adalah hubungan antara tegangan geser dan laju perubahan bentuk sudut untuk aliran satu dimensi. Faktor kesebandingan μ disebut viskositas dan persamaan (2-3) di atas adalah hukum Newton untuk aliran fluida.

2.2.2 Lapisan Batas / *Boundary layer*

Pada aliran fluida aktual / *viscous* yang melalui permukaan suatu benda terdapat suatu daerah dimana aliran fluida masih dipengaruhi gesekan dengan permukaan benda yang disebut lapisan batas. Pada permukaan benda, kecepatan aliran adalah nol dan semakin bertambah hingga mendekati kecepatan aliran utama (kecepatan fluida di dalam lapisan batas telah mencapai 99% kecepatan aliran utama). Semakin mendekati permukaan diam (dinding pipa), kecepatan semakin berkurang, sebaliknya semakin menjauh kecepatan aliran semakin bertambah. Daerah ini disebut dengan lapisan batas (*boundary layer*) dengan ketebalan yang sangat tipis. Pada fluida yang mengalir di dalam pipa, terjadi lapisan batas dimana pada lapisan tersebut terjadi perubahan kecepatan terhadap jarak dari dinding pipa sehingga terjadi gradien kecepatan dan mempengaruhi tegangan geser dalam aliran fluida *viscous* karena besarnya tegangan geser sebanding dengan gradien kecepatan.



Gambar 2.2 : Struktur *Boundary layer*

Sumber : White, Frank M, Fluid Mechanics, 1994 : 142

Pada gambar 2.2 terlihat ketika berada pada O fluida memiliki kecepatan yang seragam, karena aliran fluida masih belum terpengaruh oleh gaya pada permukaan dinding. Ketika fluida melewati A, fluida terpengaruh oleh gaya dinding sehingga terjadi gradien kecepatan. Pengurangan kecepatan semakin besar seiring semakin jauh fluida mengalir pada dinding pipa, sehingga ketika fluida pada jarak A' pengaruh gaya dinding pun semakin besar yang ditunjukkan dengan semakin besarnya gradien kecepatan aliran.

2.2.3 Viskositas

Viskositas adalah sifat fluida dalam menahan laju deformasi dari molekul fluida tersebut. Hukum Viskositas *Newton* menyatakan bahwa, laju perubahan bentuk suatu fluida tertentu, merupakan fungsi dari tegangan geser dan viskositas. Viskositas dibedakan menjadi 2 macam yaitu :

1. Viskositas mutlak / dinamik (μ)

Viskositas dinamik adalah viskositas yang menunjukkan ketahanan suatu fluida terhadap tegangan geser / gaya yang bekerja padanya. Secara matematis dinyatakan sebagai :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{Streeter, 1996: 10}) \quad (2-4)$$

Dimana :

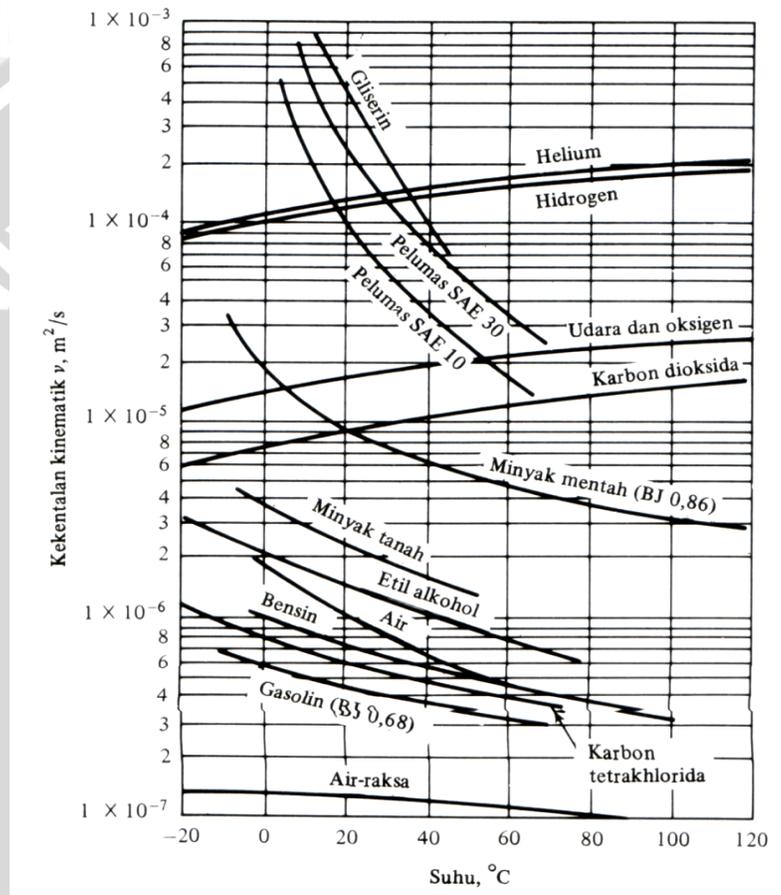
ν = viskositas kinematik (m^2/s)

μ = viskositas dinamik ($\text{N.s}/\text{m}^2$)

ρ = densitas/ massa jenis (Kg/m^3)

2. Viskositas kinematik (ν).

Viskositas kinematik adalah perbandingan antara viskositas dinamik dengan densitas suatu fluida. Viskositas kinematik banyak dipengaruhi oleh temperatur tanpa memperhitungkan tekanan yang bekerja dan banyak muncul dalam penerapan, misalnya untuk menentukan bilangan *Reynold* pada *internal flow*, misalnya aliran fluida di dalam pipa.



Gambar 2.3 : Viskositas kinematik berbagai fluida pada 1 atm

Sumber : White, Frank M .1994 : 388

Gambar 2.3 merupakan grafik pengaruh temperatur terhadap kekentalan suatu fluida. Pada gambar tersebut terlihat bahwa untuk fluida cair viskositasnya akan menurun seiring meningkatnya temperatur sedangkan untuk fluida gas semakin meningkat temperatur maka viskositasnya akan meningkat.

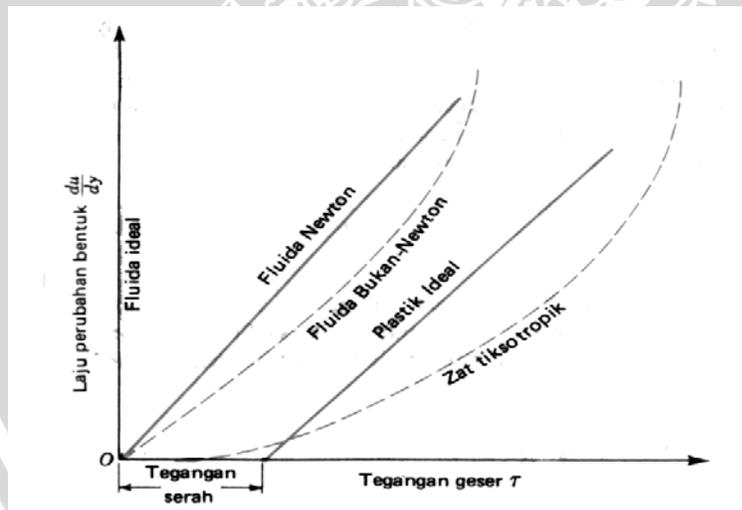
Kecenderungan ini menurut Streeter (1996: 8) dikarenakan tahanan suatu fluida terhadap tegangan geser tersebut tergantung pada gaya kohesi dan laju perpindahan momentum molekulernya. Fluida cair memiliki ikatan-ikatan molekul yang jauh lebih

rapat daripada gas karena fluida cair mempunyai gaya-gaya kohesi yang jauh lebih besar. Karena kohesi berkurang dengan naiknya temperatur, maka viskositasnya juga menurun. Hal tersebut merupakan salah satu penyebab utama viskositas cairan. Lain halnya gas yang mempunyai gaya-gaya kohesi yang sangat kecil. Sebagian besar dari tahanannya terhadap tegangan geser diakibatkan perpindahan momentum molekuler. Semakin meningkat temperatur mengakibatkan laju perpindahan molekul semakin tinggi sehingga viskositasnya semakin besar (Nekrasov, B; 1960).

2.3 Klasifikasi Fluida

2.3.1 Fluida Newtonian dan Fluida non-Newtonian

Berdasarkan kemampuan fluida dalam menahan tegangan geser, fluida dibedakan menjadi fluida Newtonian dan fluida non-Newtonian (Streeter, Victor. L, 1986 :3). Dalam fluida Newtonian terdapat hubungan linier antara besarnya tegangan geser yang diterapkan dengan laju perubahan bentuk yang diakibatkan. Sedangkan fluida non-Newtonian memiliki hubungan yang tak linier antara besarnya tegangan geser dengan laju perubahan bentuk seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.4.



Gambar 2.4 : Fluida Newtonian dan fluida non-Newtonian

Sumber : Streeter, Victor. L and Wylie, Mekanika Fluida.1996 : 5

Contoh fluida Newtonian adalah air, udara dan oli, sedangkan fluida non-Newtonian adalah plastik cair dan lilin cair.

2.3.2 Fluida mampu mampat dan Fluida tak mampu mampat

Daugherty, Robert L. (1986 : 4) membagi fluida menjadi 2 yaitu fluida mampu mampat (*compressible*) dan fluida tak mampu mampat (*incompressible*). Fluida takmampu mampat (*incompressible*) adalah fluida yang mempunyai massa jenis (ρ) konstan, tidak terpengaruh oleh perubahan tekanan $\frac{dp}{d\rho} = 0$. Contoh fluida tak mampu mampat adalah fluida cair dan fluida gas yang memiliki Bilangan Mach atau *Mach Number* (M) $< 0,3$. Sedangkan untuk fluida mampu mampat (*compressible*) massa jenisnya (ρ) berubah-ubah terhadap tekanan $\frac{dp}{d\rho} > 0$. Untuk fluida gas yang memiliki *Mach Number* (M) $> 0,3$ dianggap fluida mampu mampat dan sifat-sifat kompresibelitasnya harus diperhitungkan.

2.4 Bilangan Reynold

Bilangan *Reynold* merupakan parameter berupa suatu perbandingan kecepatan aliran, dan ukuran yang mewakili diameter penampang yang dilewati aliran fluida terhadap viskositas kinematik fluida. Bilangan *Reynold* membedakan jenis aliran laminar, transisi, atau turbulen di lapisan batas atau di dalam pipa atau di sekitar benda yang terendam. Secara matematis persamaan bilangan *Reynold* untuk aliran didalam pipa adalah

$$Re = \frac{\rho V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (\text{Potter, 1997:260}) \quad (2-5)$$

Dimana :

V = kecepatan rata-rata aliran dalam pipa (m/s)

D = diameter pipa (meter)

ν = viskositas kinematik (m²/s)

μ = viskositas absolut/dinamik (N.s/ m²)

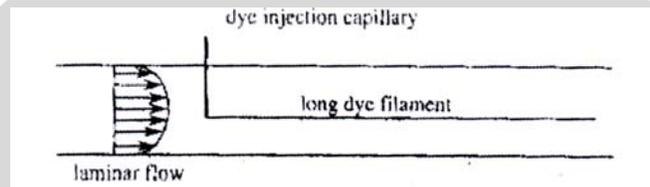
ρ = densitas (Kg/m³)

2.4.1 Aliran Laminar dan Turbulen

Berdasarkan karakteristik struktur internal aliran, aliran fluida dapat dibedakan menjadi aliran laminar dan turbulen.

1. Aliran laminier

Aliran laminier adalah aliran fluida yang memiliki *stream line* teratur dan tidak saling berpotongan antara satu dengan yang lain, yang bergerak mengikuti arah kontur dari saluran. Fluida memiliki aliran laminier ketika fluida bergerak dengan kecepatan rendah dan memiliki viskositas yang tinggi yang cenderung meredam terjadinya turbulensi akibat pemberian tahanan terhadap gerakan relatif lapisan fluida yang berdekatan. Kisaran angka *Reynold* untuk aliran laminier lebih kecil dari 2300. Osborne Reynold membuktikan hal tersebut melalui percobaan pada laju aliran rendah yang hasilnya tergambar sebagai filamen panjang yang mengalir sepanjang aliran sebagaimana ditunjukkan pada gambar 2.5.

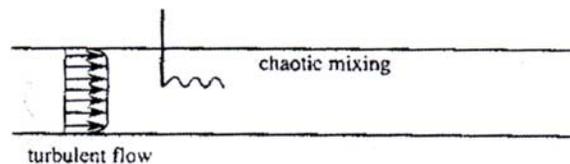


Gambar 2.5 : Aliran Laminier

Sumber : Papanastasiou, Tasos C.1993 : 26

2. Aliran Turbulen

Aliran Turbulen adalah aliran fluida dimana *stream line* bergerak secara acak ke segala arah dan saling berpotongan antara satu dan yang lain. Partikel-partikel fluida yang bergerak secara acak dengan saling tukar momentum dan partikel antar lapisan fluida yang berdekatan dalam skala besar menyebabkan fluida bergerak ke segala arah, dan terjadi pembauran aliran fluida. Kisaran angka *Reynold* untuk aliran turbulen adalah lebih besar dari 4000. Osborne Reynold menggambarkan sebagai bentuk fluida yang bercampur dalam waktu cepat yang selanjutnya memecah dan menjadi tidak terlihat sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 2.6.

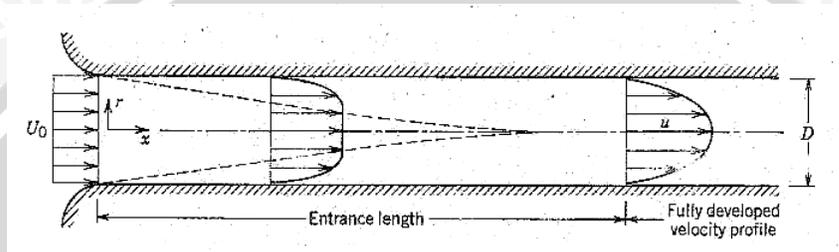


Gambar 2.6 : Aliran Turbulen

Sumber : Papanastasiou, Tasos C.1993 : 26

Dalam aliran laminar *losses* pada aliran sebanding dengan kecepatan fluida, tetapi untuk aliran turbulen *losses* sebanding dengan kecepatan fluida pangkat 1,7-2,0. Hal ini membuktikan bahwa pada aliran turbulen cenderung menghasilkan *losses* yang lebih besar.

2.4.2 Fully Developed (Berlangsung Mantap)



Gambar 2.7 : Perkembangan aliran laminar pada pipa

Sumber : Fox, Robert. W, and McDonald, Alan . T.1994 : 26

Pada gambar 2.7 disaat aliran akan masuk ke dalam pipa, aliran memiliki kecepatan yang seragam. Lalu ketika aliran masuk ke dalam pipa, kecepatan aliran pada dinding pipa adalah nol. Pengurangan kecepatan terjadi seiring pertambahan jarak aliran fluida tersebut melewati pipa dan terbentuk lapisan batas yang dikarenakan pengaruh gaya dinding pipa. Semakin jauh jarak tempuh fluida semakin kecil gradien kecepatan yang terjadi. Saat aliran fluida mencapai jarak yang mencukupi, lapisan batas akan mengembang dan mencapai garis pusat pipa serta aliran seluruhnya akan kental (viskos) dan bentuk dari profil kecepatan akan berubah. Ketika bentuk profil kecepatan sudah tidak lagi berubah terhadap bertambahnya jarak tempuh fluida terhadap pipa maka aliran tersebut dinamakan aliran *fully developed*. Profil kecepatan aliran yang telah berlangsung mantap (*fully developed*) tergantung dari apakah aliran tersebut laminar atau turbulen.

Jarak dari awal masuk pipa sampai aliran berkembang penuh (*fully developed*) terjadi disebut *entrance length*. *Entrance length* merupakan suatu fungsi dari bilangan *Reynold* yang dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{L}{D} = 0,06 \frac{\rho V D}{\mu} \quad (\text{Fox, 1994: 305})$$

Dimana :

L = entrance length (m)

D = diameter pipa (m)

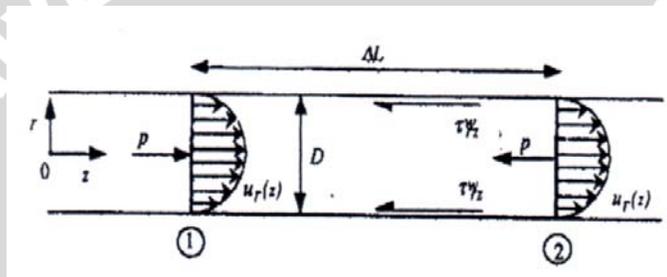
ρ = densitas (Kg/m³)

V = kecepatan rata-rata (m/s)

μ = viskositas absolut (N.s/m²)

2.5 Analisa aliran fluida dalam pipa

2.5.1 Hukum Kontinuitas



Gambar 2.8 : Aliran *steady* dalam pipa

Sumber : Papanastasiou, Tasos C.1993 : 140

Dengan melihat gambar 2.8 diatas pada bagian 1 dan 2, aliran fluida mengalir dengan laju aliran yang konstan, sehingga kuantitas massa aliran fluida di berbagai bagian pipa pada waktu yang sama adalah tetap. Jika tidak ada fluida yang ditambahkan, dipindahkan atau diletakkan di antara bagian 1 dan 2, maka massa fluida yang mengalir antara bagian 1 dan 2 tiap satuan waktu adalah tetap, dan dapat dirumuskan dengan

$$m_1 = m_2 = \text{konstan}$$

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot v_2 \quad (\text{White, 1994:305})$$

Persamaan diatas adalah persamaan kontinuitas apabila aliran fluida yang mengalir adalah *compressible*. Jika fluida yang mengalir didalam pipa adalah *incompressible* maka $\rho_1 = \rho_2$. Sehingga persamaan kontinuitas dapat dirumuskan dengan :

$$Q_1 = A_1 \cdot v_1 = Q_2 = A_2 \cdot v_2 \quad (\text{White, 1994: 305}) \quad (2-6)$$

- Dengan : $Q =$ debit aliran fluida (m^3/s)
- $A =$ luas penampang pipa (m^2)
- $v =$ kecepatan aliran fluida dalam pipa (m/s)

2.5.2 Persamaan Bernoulli Untuk Fluida Ideal

Untuk mendapatkan persamaan *Bernoulli* terdapat asumsi-asumsi yang harus diperhatikan yaitu :

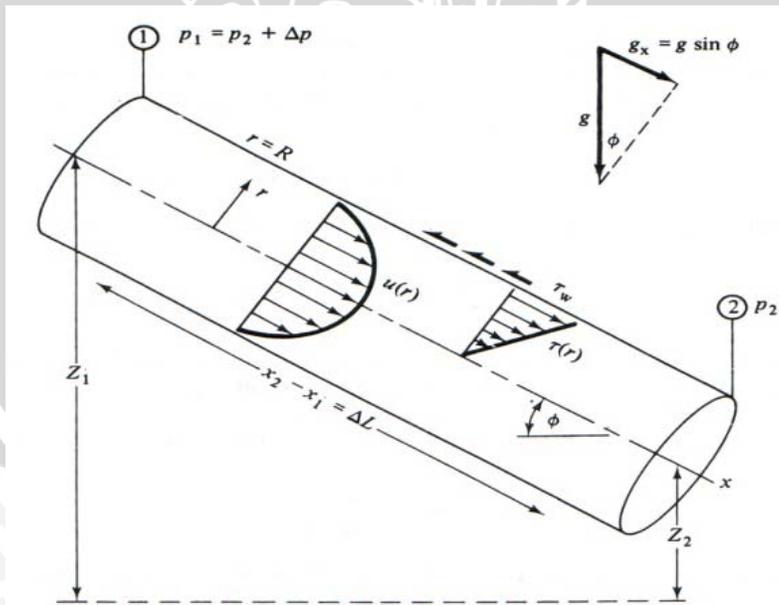
- o alirannya tidak mengalami perubahan kecepatan (*steady*)
- o tak mampu mampat (*incompressible*)
- o tanpa gesekan antara fluida dengan permukaan saluran atau pipa
- o dan tidak ada panas yang masuk maupun keluar dari pipa

Sehingga persamaan energi dapat ditulis sebagai berikut:

$$W = m.g.Z + m.\frac{p}{\rho} + m.\frac{V^2}{2} = \text{konstan} \quad (\text{Streeter, 1991:4}) \quad (2-7)$$

Apabila pada aliran tersebut diambil suatu jumlah fluida untuk tiap 1 Kg serta dibagi dengan percepatan gravitasi g , maka persamaannya dinamakan persamaan energi persatuan berat fluida atau ketinggian (*head*). Persamaan ketinggiannya sebagai berikut:

$$H = Z + \frac{p}{\rho.g} + \frac{V^2}{2.g} = \text{konstan} \quad (\text{Streeter, 1991:4}) \quad (2-8)$$



Gambar 2.9 :Aliran yang telah berkembang penuh antara 2 penampang dalam pipa miring

Sumber : White, Frank. M.1994: 305

Jadi sesuai dengan persamaan *head* diatas dan pada gambar 2.9 dapat dijelaskan bahwa suatu aliran fluida yang ditinjau dari dalam pipa tanpa gesekan yang tidak bergerak pada tiap saat dan tiap posisi maka akan mempunyai energi ketinggian tempat, tekanan dan kecepatan yang sama besarnya.

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Streeter, 1991:4}) \quad (2-9)$$

Apabila pada posisi 2 penampang diperkecil, dengan demikian kecepatan fluida naik menjadi V_2 dan tekanan pada posisi 2 akan berkurang, maka perubahan bentuk energi akan terjadi. Hal ini akan terlihat jelas bila letak pipa tersebut dibuat mendatar $Z_1=Z_2$.

2.5.3 Persamaan *Bernoulli* Untuk Fluida Real

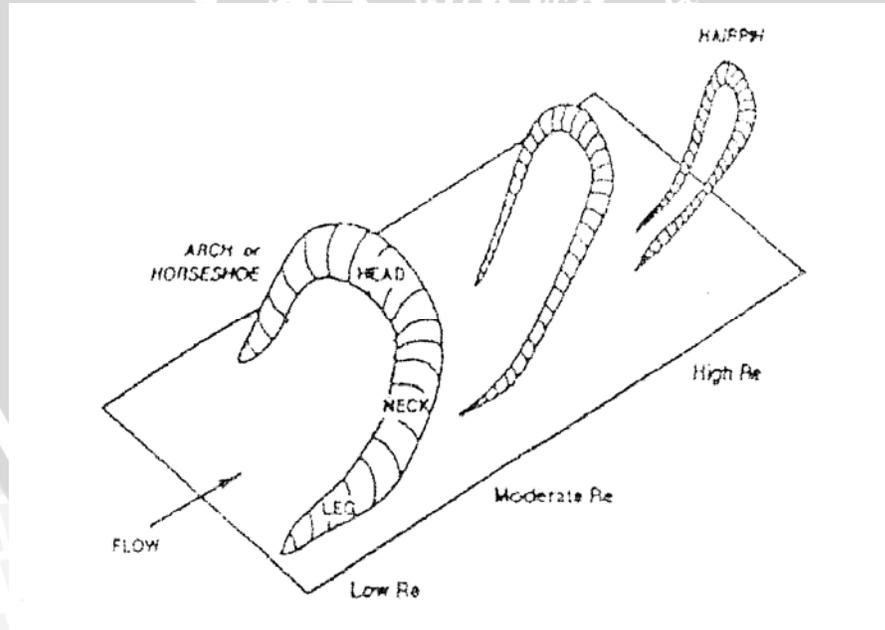
Untuk aliran fluida real di dalam pipa ada beberapa hal yang harus diperhatikan, yaitu fluida memiliki viskositas yang menyebabkan distribusi kecepatan pada penampang melintang saluran tidak seragam dan mengakibatkan kehilangan energi (*head losses*). Ketika fluida berviskositas mengalir di dalam pipa, aliran diperlambat oleh gaya viskositas dan adhesi antara molekul fluida dan dinding pipa. Variasi kecepatan terjadi ketika lapisan-lapisan fluida saling terpengaruh satu sama lain karena gaya gesek atau tegangan geser. Fluida berviskositas memiliki partikel-partikel yang sering bergerak tak teratur yang dapat menimbulkan *vortex* atau *swirl* dan hal ini dapat mengakibatkan kehilangan energi pada fluida.. Akibatnya, total energi yang dimiliki fluida tidak konstan. Untuk itu, dalam persamaan *bernoulli* turut mengikutsertakan kerugian-kerugian energi yang terjadi di dalam persamaan tersebut. Dengan begitu persamaan Bernoulli menggambarkan kesetimbangan energi seperti halnya hukum energi mekanik (Nekrasov, 1960: 60).

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \frac{Vm_1^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{Vm_2^2}{2 \cdot g} + \sum h \quad (\text{Nekrasov, 1960: 59})$$

Persamaan di atas adalah persamaan *Bernoulli* untuk fluida real atau persamaan kekekalan energi. Persamaan ini berbeda dengan persamaan *Bernoulli* untuk fluida ideal. Pada persamaan ini di tampilkan *head loss* ($\sum h$) karena pada fluida real terjadi kehilangan energi dan juga α yang menyatakan koefisien distribusi kecepatan, karena distribusi kecepatan pada fluida real tidak seragam.

2.6 Vortex

Gerakan partikel fluida bergerak berputar disebabkan adanya perbedaan kecepatan antara lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan dengan jarak tertentu menimbulkan gaya-gaya yang akhirnya akan menyebabkan puntiran. Massa fluida cairan atau gas yang partikel-partikelnya bergerak berputar tersebut didefinisikan sebagai *Vortex* (Potter, 1997). Menurut proses pembentukannya vortex dibagi menjadi 2 macam yaitu *vortex* paksa (*forced vortex*) dan *vortex* bebas (*free vortex*). *Vortex* paksa terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* melibatkan energi dari luar misalnya fluida diberi torsi atau puntiran dari luar. Contohnya yaitu fluida dalam suatu wadah diputar dengan pipa silinder. *Vortex* bebas terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* tidak melibatkan energi dari luar sumber. Fluida berputar karena gerakan internalnya contohnya yaitu pusaran air disungai dan pusaran di belokan pipa akibat aliran sekunder. *Vortex* dapat berubah menurut harga bilangan *Reynold*-nya. Pada bilangan *Reynold* yang rendah, *vortex* berbentuk seperti tapal kuda dan semakin tinggi harga bilangan *Reynold*-nya maka *vortex* akan semakin meruncing, Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.10 Berikut.



Gambar 2.10 : Geometri *Vortex* menurut besar bilangan *Reynolds*

Sumber : Steven K. Robinson, 1991 : 607

2.7 Head Losses

Head losses adalah energi yang hilang pada fluida ketika fluida mengalir. Besarnya *head losses* tergantung pada bentuk, ukuran dan kekasaran saluran, kecepatan dan viskositas fluida dan tidak tergantung pada tekanan absolut. *Head losses* dibedakan menjadi dua macam, *major losses* dan *minor losses*.

2.7.1 Major losses

Major losses adalah energi yang hilang sepanjang pipa lurus yang seragam dan sebanding dengan panjang pipa. *Losses* ini disebabkan karena gesekan internal fluida dan juga gesekan antara fluida dan dinding saluran, maka di semua pipa baik pipa halus atau pipa kasar muncul *major losses*.

Rumusan untuk *major losses* menurut Parcy.

$$h = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Nekrasov, 1960: 60}) \quad (2-10)$$

h = *major losses* (m)

λ = faktor gesek

l = panjang pipa (m)

d = diameter pipa (m)

V = kecepatan fluida (m/s)

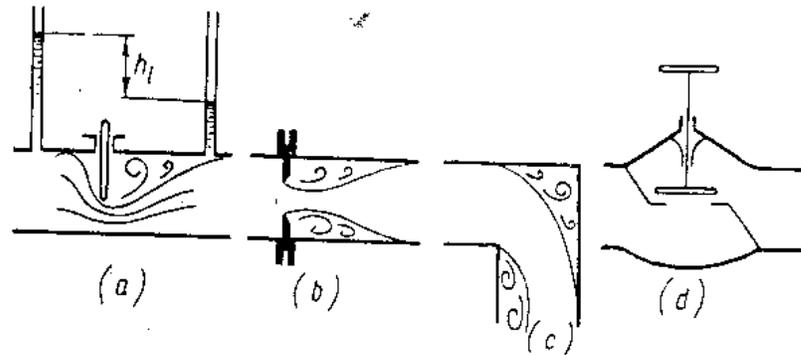
2.7.2 Minor losses

Minor losses adalah energi yang hilang dari fluida disebabkan oleh bentuk lokal dari saluran, seperti; perubahan luas panampang, katup, belokan, *orifice* dll. *Minor losses* terjadi karena aliran yang mengalir melewati bentuk lokal dari saluran mengalami perubahan kecepatan, arah atau besarnya, maupun keduanya yang ditunjukkan pada gambar 2.11.

Minor losses dapat dirumuskan:

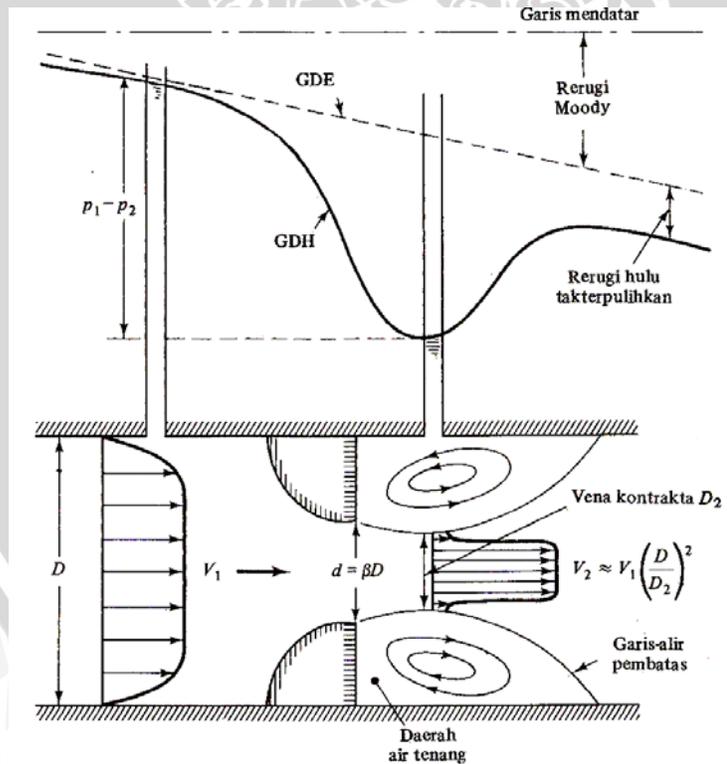
$$h = \xi \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Nekrasov, 1960: 61}) \quad (2-11)$$

Dimana : ξ = Koefisien Kerugian minor losses



Gambar 2.11 : Bentuk-bentuk lokal saluran
 Sumber : Boris Neckrasov, 1960 : 61

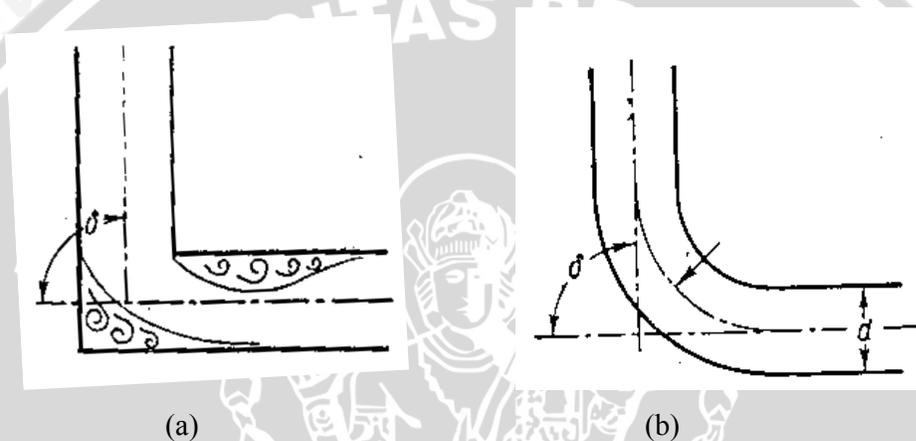
Perubahan penampang secara tiba-tiba dalam pipa mengakibatkan kerugian yang lebih besar karena pada perubahan penampang pipa secara tiba-tiba akan menyebabkan adanya separasi. Akibat dari separasi adalah berkurangnya kerja bersih aliran dimana pemulihan tekanan tidak sempurna dan kerugian aliran bertambah. Hal tersebut terlihat pada gambar 2.12 di bawah ini.



Gambar 2.12 : Penurunan tekanan akibat *minor losses (orifice)*
 Sumber : White Frank M, 1994 : 361

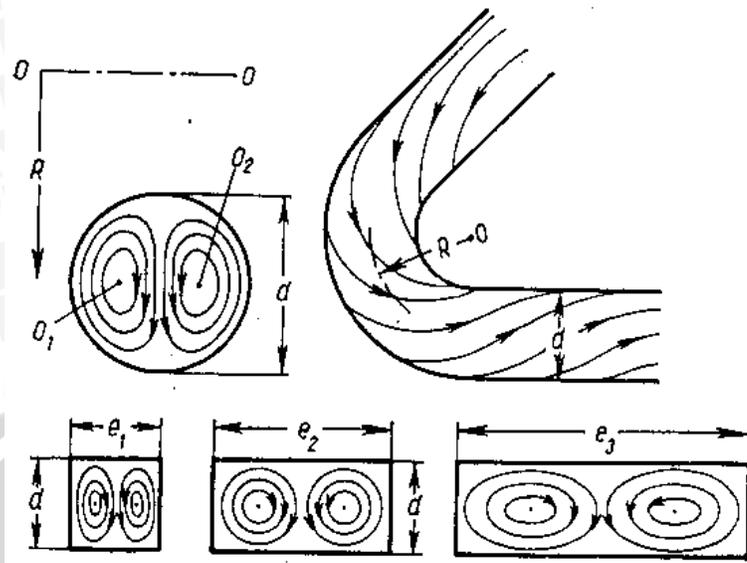
2.7.3 Minor Losses pada belokan pipa

Belokan menyebabkan hilangnya energi pada aliran yang cukup besar, hal ini disebabkan terjadi pemisahan aliran dan turbulensi pada belokan. Sudut belokan (δ) adalah sudut antara saluran arah masuk aliran terhadap negatif saluran arah keluar aliran. Kerugian pada belokan semakin meningkat dengan bertambah besarnya sudut belokan. Belokan halus atau *circular* cenderung mengurangi turbulensi yang menghambat aliran bila dibandingkan dengan belokan yang kasar dan siku yang ditunjukkan pada gambar 2.13



Gambar 2.13 : (a) Belokan siku 90° ; (b) belokan *circular* 90°
 Sumber : Boris Neckrasov, 1960: 113

Ketika fluida bergerak pada belokan saluran, muncul gaya sentrifugal yang bekerja pada partikel-partikel fluida. Gaya sentrifugal yang terjadi sebanding dengan kuadrat kecepatan fluida. Karena kecepatan fluida yang tidak seragam, semakin besar mendekati pusat dan semakin mengecil mendekati dinding, maka gaya sentrifugal yang bekerja pada tengah arus jauh lebih besar daripada gaya sentrifugal pada lapisan batas. Akibatnya muncul *vortex* atau *swirl* yang menyebabkan rotasi fluida dan menghasilkan aliran sekunder seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.14 berikut.



Gambar 2.14 : Profil aliran melewati belokan
 Sumber : Boris Neckrasov, 1960:117

Dalam menentukan besarnya *minor losses* pada belokan, koefisien kerugian pada belokan (ζ_{bend}) harus dicari. Rumusan *minor losses* menurut Weisbach:

$$h = \xi \cdot \frac{V^2}{2g}$$

(Nekrasov, 1960: 61)

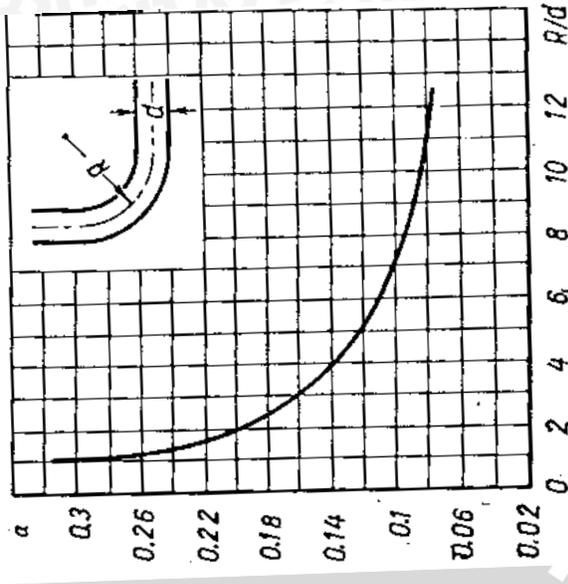
Koefisien kerugian belokan tergantung pada rasio jari-jari belokan terhadap diameter pipa ($\frac{R}{d}$) atau bisa disebut radius belokan relatif, sudut belokan (δ) dan bentuk penampang pipa yang berturut-turut ditunjukkan pada gambar 2.15 sampai gambar 2.17 (Nekrasov, 1960:114). Perumusan koefisien kerugian belokan pada pipa *circular* menurut Professor G. N. Abramovich :

$$\zeta_{\text{bend}} = 0,73 abc$$

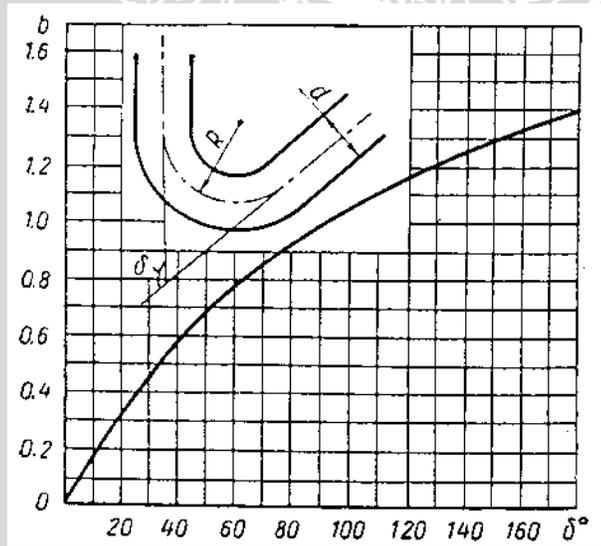
dimana; a = fungsi dari radius belokan relatif ($\frac{R}{d}$)

b = fungsi dari sudut belokan (δ)

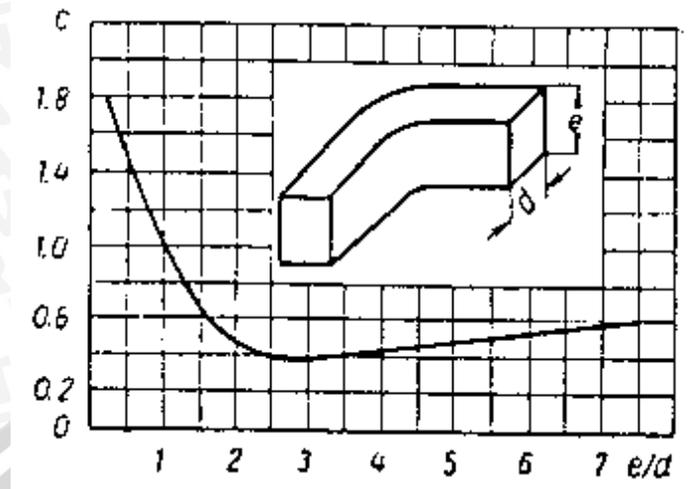
c = fungsi dari aspek rasio pipa ($\frac{e}{d}$)



Gambar 2.15 : Grafik hubungan ($\frac{R}{d}$) terhadap nilai a
 Sumber : Boris Neckrasov, 1960:115



Gambar 2.16 : Grafik hubungan (δ) terhadap nilai b
 Sumber : Boris Neckrasov, 1960:116



Gambar 2.17 : Grafik hubungan ($\frac{e}{d}$) terhadap nilai c
 Sumber : Boris Neckrasov, 1960:116

2.8 Flow Conditioner

Untuk mengurangi gangguan-gangguan yang terjadi pada aliran pada suatu instalasi perpipaan sehingga dapat mengurangi turbulensi, perlu menambahkan sebuah alat pada instalasi yang mampu mengisolasi gangguan-gangguan tersebut. *Flow conditioner* adalah suatu alat mempunyai kemampuan untuk mengisolasi gangguan-gangguan aliran tersebut yang disebabkan oleh belokan, katup, perubahan luas penampang, dan *orifice*. Dengan menghilangkan separasi dan *vortex*, yang merupakan penyebab hilangnya energi pada aliran, yang menghasilkan *pressure drop* pada belokan pipa, terjadinya getaran pada pipa, dan kavitasi, maka pemasangan *flow conditioner* dapat meminimalisasi kerugian tersebut ketika aliran melewati belokan, katup, dll. Di lain pihak pemasangan *flow conditioner* pada instalasi perpipaan sendiri juga dapat menyebabkan *pressure drop*. Pemasangan *flow conditioner* akan efektif jika *pressure drop* akibat gangguan-gangguan aliran yang diminimalisasikan oleh *flow conditioner* lebih besar daripada *pressure drop* yang dihasilkan oleh *flow conditioner* itu sendiri.

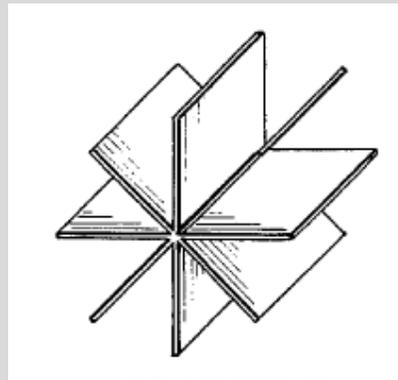
$$\begin{aligned} \text{Efisiensi flow conditioner} &= \frac{\text{penghilangan gangguan aliran}}{\text{pressure drop karena alat}} \\ &= \frac{\text{penurunan pressure drop pada aliran}}{\text{pressure drop karena aliran}} \end{aligned}$$

Flow conditioner juga bisa mengkondisikan aliran menjadi lebih stabil sehingga dapat mencapai kondisi aliran *fully developed* (berkembang penuh) lebih cepat dengan menempuh panjang pipa lurus yang lebih pendek.

Ada beberapa *flow conditioner* yang sering digunakan yaitu, pelat perforasi, *honey comb*, *vane*, *tube bundle* dll. Pada penelitian ini jenis *flow conditioner* yang dipakai adalah *vane*.

2.9 Vane

Vane merupakan *flow conditioner* yang memiliki beberapa kesamaan dengan *tube bundle* dimana dapat secara efektif menghilangkan *swirl/vortex* pada aliran lebih besar daripada *flow conditioner* jenis lainnya. Gambar 2.18 menunjukkan bentuk dari flowconditioner jenis *vane*.



Gambar 2.18 : *Vane*
 Sumber : Lehman Bruce, 1996

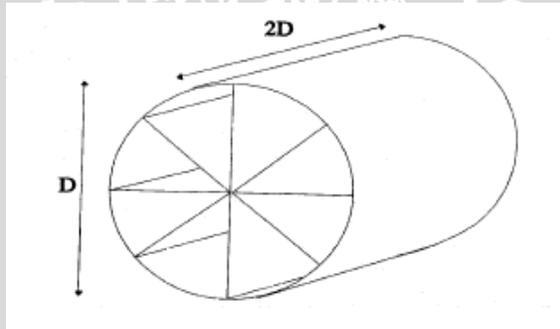
Flow conditioner	Fouling immunity	Pressure loss ¹	Swirl ²	Fluid stratification	Temperature stratification
Tabs	High	Very low	High	High	High
Tube bundles	Low	High	High	Low	Low
Perforated plates	Low	High	High	Low	Low
Screens	Low	High	Medium	Low	Low
Vanes	Low	Low	High	Low	Low

Notes: ¹ Indicates flow conditioner pressure loss.
² Indicates the ability of the flow conditioner to provide reduce or eliminate swirl.

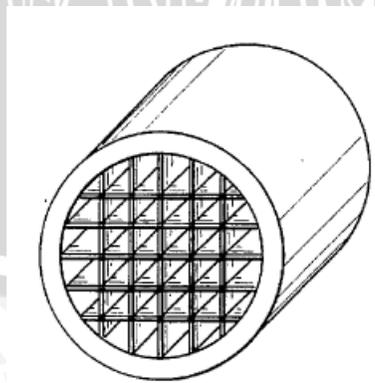
Gambar 2.19 : Tabel perbandingan *Flow Conditioner*
 Sumber : Jeff Deane, 1996

Pada gambar 2.19 diatas yang menunjukkan tabel perbandingan berbagai *flow conditioner*, terlihat bahwa *pressure drop* yang dihasilkan *vane* relatif lebih kecil. Selain itu juga, *vane* mampu menghilangkan *swirl* yang lebih baik dari pada *flow conditioner* lainnya. Dengan *vane* penghalangan aliran lebih kecil terjadi, sehingga kehilangan energi pada aliran lebih kecil. Adapun kelebihan lain dari penggunaan *flow conditioner* jenis *vane* ini adalah proses pembuatannya lebih mudah dan dengan biaya yang lebih murah.

Vane mempunyai dua jenis yang berbeda yaitu *Etoile Flow Straightener* dan AMCA (*Air Moving and Conditioning Association*). *Etoile Flow Straightener* adalah salah satu jenis *flow conditioner* yang Terdiri dari plat/sirip yang memiliki panjang sama yakni dua kali diameter tabung ($2D$) dan membentuk pola bintang terhadap garis tengah tabung. Sedangkan AMCA adalah salah satu jenis *flow conditioner* yang terdiri dari 5 plat/sirip yang tersusun secara vertikal dan 5 plat/sirip tersusun secara horisontal dan saling berpotongan tegak lurus. Dua jenis *vane* tersebut diperlihatkan pada gambar 2.20 dan gambar 2.21.



Gambar 2.20 : *Etoile Flow Straightener*
 Sumber : James E. Gallagher, 1995

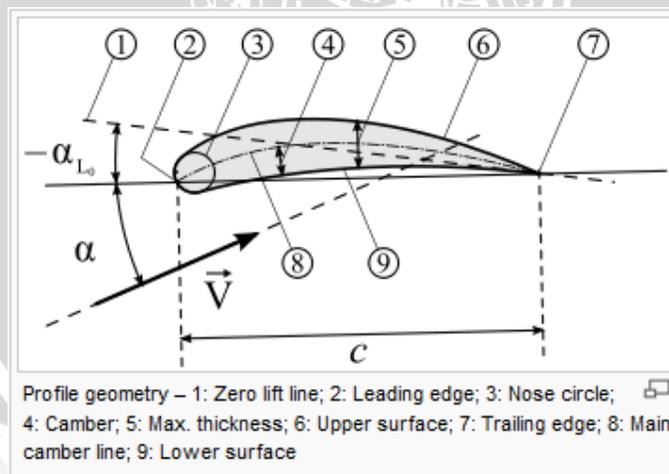


Gambar 2.21 : AMCA (*Air Moving and Conditioning Association*)
 Sumber : James E. Gallagher, 1995

Dari hasil penelitian sebelumnya, menunjukkan bahwa *Etoile Flow Straightener* merupakan jenis *vane* yang memiliki performa bagus dalam hal kemampuan menghilangkan *swirl* dan meminimalisir *pressure drop*. Meskipun *vane* baik dalam menghilangkan *swirl* atau *vortex*, hasil penelitian mengatakan bahwa *vane* membutuhkan dimensi yang lebih panjang untuk mencapai aliran *fully developed* dibandingkan dengan *flow conditioner* lain (plat perforasi). Hal ini dikarenakan profil aliran yang dihasilkan *vane* tidak cukup stabil dan dapat menyebabkan gangguan pada profil kecepatan aliran.

Sedangkan dalam penentuan geometri sirip *vane* ada beberapa teori yang mendasari diantaranya adalah yang digunakan pada *NACA airfoil*. *NACA airfoil* adalah bentuk *airfoil* pada sayap pesawat terbang yang dikembangkan oleh *National Advisory Committee for Aeronautics (NACA)*. Bentuk dari *NACA airfoil* ini dijelaskan dengan penggunaan susunan angka yang mengikuti kata *NACA* tersebut. Parameter-parameter pada kode numerik tersebut juga dapat dimasukkan dalam persamaan untuk menghasilkan potongan penampang *airfoil* yang tepat dan untuk menghitung propertisnya

Adapun bagian-bagian dari profil *airfoil* seperti yang dijelaskan pada gambar 2.22 dibawah ini yaitu:



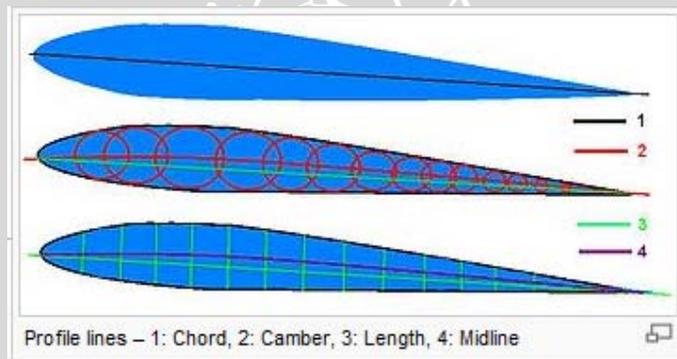
Gambar 2.22 : Profil geometri *airfoil*

Sumber : http://en.wikipedia.org/wiki/NACA_airfoil

Keterangan gambar:

1. Zero lift line
2. Leading edge
3. Nose circle
4. Camber
5. Maximum thickness
6. Upper surface
7. Trailing edge
8. Main chamber line
9. Lower surface

Sedangkan untuk profil garis pada *airfoil* ini dapat dijelaskan sebagai berikut:



Gambar 2.23 : Profil garis *airfoil*

Sumber : http://en.wikipedia.org/wiki/NACA_airfoil

Keterangan gambar:

1. Chord
2. Camber
3. Length
4. Midline

Adapun beberapa macam dari *NACA airfoil* ini yaitu:

1. 4 - digit series

Adapun sistem penyusunan untuk tipe ini yaitu:

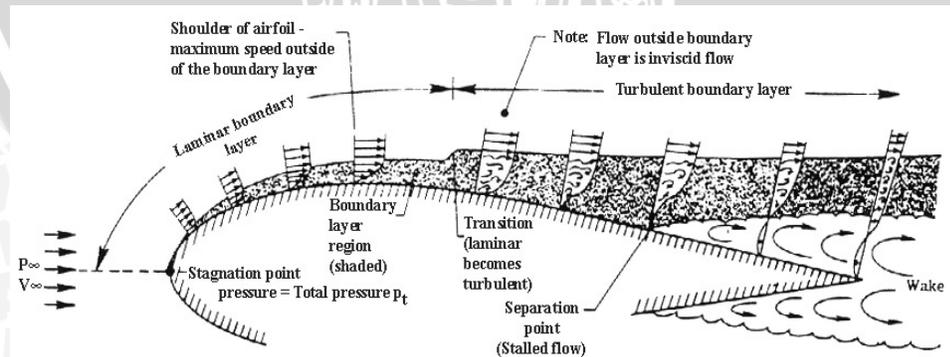
- a. Untuk angka pertama menjelaskan tentang nilai maksimum dari *camber* terhadap posisi *chord*
- b. Untuk angka kedua menjelaskan titik nilai maksimum *camber* dari *leading edge* terhadap posisi *chord*
- c. Untuk angka ketiga menjelaskan nilai maksimum *thickness* dari *airfoil* terhadap posisi *chord*

Contoh: *NACA 2412 airfoil* mempunyai nilai maksimum *camber* yang terletak pada 40% (0.4 *chord*) dari *leading edge* dengan nilai ketebalan maksimum 12% terhadap posisi *chord*.

Untuk seri ini paling banyak diaplikasikan pada pesawat-pesawat terbang.

2. 5 - digit series
3. 6 - digit series
4. 7 - digit series
5. 8 - digit series
6. 16 - digit series

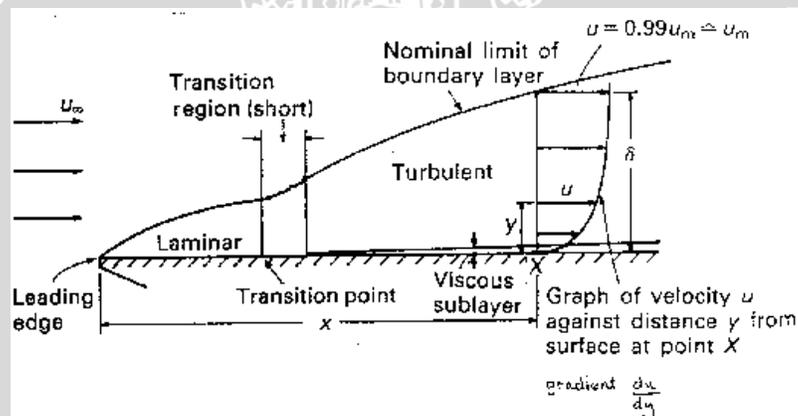
Dalam penelitian ini tipe *vane* yang digunakan adalah tipe *flat plate* yang bertujuan sebagai acuan standar dalam menentukan bentuk *airfoil* nantinya. Fenomena aliran yang terjadi hampir sama dengan aliran fluida pada *airfoil* dan ditunjukkan pada gambar 2.24 dan 2.25 berikut.



Gambar 2.24 : Aliran fluida pada *airfoil*

Sumber : Fox, Robert. W, and McDonald, Alan .T.1994 : 26

Saat aliran fluida berada pada *stagnation point*, aliran terbagi menjadi dua yang mengalir disekitar penampang *airfoil* dan lapisan batas terbentuk pada kedua sisi baik atas maupun bawah permukaan penampang *airfoil*. Lapisan batas membagi daerah aliran menjadi 2 (dua) daerah. Daerah yang pertama berada di dalam lapisan batas dimana pada daerah ini viskositas sangat dominan sehingga menyebabkan timbulnya gaya hambat (drag) pada permukaan benda. Sedangkan daerah kedua berada di luar lapisan batas dimana pada daerah kedua kecepatan fluida adalah kecepatan *freestream* (aliran bebas) dan terjadi gaya geser fluida menyebabkan *gradient* kecepatan normal makin membesar terhadap permukaan, sehingga gaya geser semakin besar untuk mendorong fluida mendekati permukaan. Saat lapisan batas yang tipis tersebut menjadi besar, maka *gradient* kecepatan menjadi kecil dan tegangan geser menurun sampai tidak cukup lagi untuk mendorong fluida lambat yang dekat permukaan. Daerah ini disebut lapisan batas laminar seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.25 berikut.



Gambar 2.25 : Aliran fluida pada *flat plate*

Sumber : Fox, Robert. W, and McDonald, Alan . T.1994 : 26

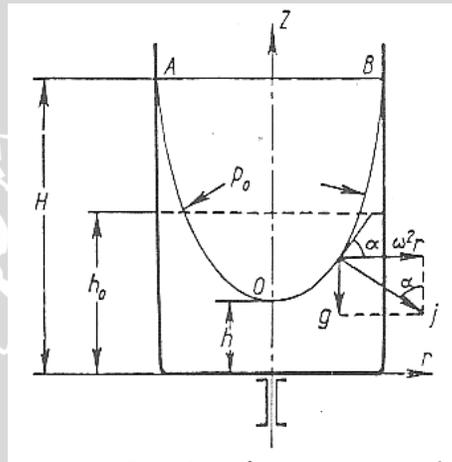
Saat aliran fluida tersebut tidak mampu mendorong dan cenderung berotasi maka daerah ini disebut lapisan batas transisi. Hal ini menyebabkan gerak fluida secara berangsur-angsur menjadi turbulen. Pada daerah ini terjadi transfer momentum pada fluida di kedua lapisan tersebut sehingga efek bersih momentum menjadi meningkat pada lapisan batas. Daerah ini disebut lapisan batas turbulen. Perubahan dari transisi menuju ke aliran turbulen terjadi pada jarak tertentu dari *stagnation point* tergantung dari kondisi aliran dan bentuk permukaan.

Sedangkan *separation point* terjadi apabila ada kenaikan tekanan (*pressure gradient*) dan sesudahnya terjadi *viscous wake*. Hal ini terjadi karena terjadinya

perbedaan momentum pada aliran fluida pada daerah luar dan dalam pada lapisan batas. Akibatnya fluida tersebut akan cepat diam dan sangat memungkinkan untuk berbalik arah dan mengangkat lapisan batas dari permukaan dan timbul *wake*.

Ketika *vane* dipasang pada hilir belokan, efek pelurusan aliran oleh *vane* karena pengurangan *vortex*, sudah mulai berpengaruh terhadap aliran fluida meskipun aliran belum melewati *vane*. Jadi intensitas *vortex* sedikit demi sedikit berkurang, semakin dekat dengan *vane* semakin besar pengaruh pelurusan aliran dan aliran akan benar-benar lurus setelah melewati *vane*.

Pengaruh *vane* pada aliran sebelum aliran melewati *vane* disebabkan karena adanya aliran induksi. Hal ini terjadi karena adanya viskositas fluida dan juga tegangan geser antar lapisan fluida yang menghubungkan fluida yang berhubungan langsung dengan alat dan lapisan fluida yang belum melewati alat.



Gambar 2.26 : Putaran vessel terbuka terhadap sumbu vertikal
Sumber : Boris Nekrasov, 1990: 45

Fenomena aliran melewati *vane* sama seperti fenomena fluida pada *rotational* vessel. Gambar 2.26 merupakan gambar sebuah vessel silindris terbuka berisi cairan, yang berputar terhadap sumbu vertikal dengan kecepatan sudut ω . Yang terjadi adalah cairan di dalamnya ikut berputar baik yang berhubungan langsung dengan dinding *vessel* maupun yang tidak dan permukaan cairan menjadi mencekung. Cairan yang ikut berputar memiliki kecepatan sudut yang berbeda-beda sesuai dengan letak cairan terhadap radius dari pusat vessel Hal ini dikarenakan oleh tegangan geser cairan akibat viskositas sehingga mengakibatkan munculnya dua gaya yang bekerja pada cairan; gaya gravitasi dan gaya sentrifugal, yang berurutan bernilai g , dan $\omega^2 r$, tiap satuan massa fluida.

Gaya yang bekerja pada tiap bagian cairan merupakan resultan dari gaya sentrifugal ($\omega^2 r$) dan gaya gravitasi (g). Karena gaya sentrifugal yang terjadi, maka resultan gaya yang bekerja pada cairan meningkat dengan bertambahnya radius dari pusat vessel, sementara kecenderungan terhadap sumbu horizontal menurun. Pada gambar 2.26 dari kurva AOB dapat dilihat bahwa

$$\tan \alpha = \frac{dz}{dr} = \frac{\omega^2 r}{g}$$

Sehingga

$$dz = \frac{\omega^2 r}{g} dr$$

Dan diintegrasikan maka

$$z = \frac{\omega^2 r^2}{2g} + C$$

Dimana

z = Posisi pada sumbu z

r = Posisi pada sumbu r atau radius dari pusat vessel

g = Percepatan gravitasi

$C = h$, ketinggian minimum fluida dari dasar vessel.

Persamaan di atas digunakan untuk menentukan posisi dari permukaan fluida di dalam vessel pada sumbu z terhadap posisi r .

2.10 Hipotesis

Dengan semakin kecil sudut celah *vane* akan meningkatkan kemampuan *vane* untuk meluruskan aliran dan akibat adanya pengaruh viskositas dan tegangan geser menyebabkan adanya aliran induksi yang mengakibatkan *twin eddy* yang terbentuk mempunyai profil lingkaran dengan nilai c minimum sehingga kerugian *head* aliran fluida yang melewati belokan pipa akan berkurang.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode penelitian eksperimental (*experimental research*), yaitu melakukan pengamatan untuk mencari data sebab-akibat dalam suatu proses melalui eksperimen sehingga dapat mengetahui pengaruh variasi sudut celah *vane* terhadap penurunan tekanan dan kerugian *head* pada belokan pipa.

3.2 Variable Penelitian

Variabel yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Variabel bebas yaitu variabel yang tidak dipengaruhi oleh variabel yang lain. Variabel bebas dalam penelitian adalah :
 - Debit aliran : 1000 liter/jam, 1100 liter/jam, 1200 liter/jam, 1300 liter/jam, 1400 liter/jam, 1500 liter/jam, 1600 liter/jam, 1700 liter/jam, 1800 liter/jam, 1900 liter/jam, 2000 liter/jam.
2. Variabel terikat yaitu variabel yang dipengaruhi oleh variabel bebas yang telah ditentukan. Variabel terikat dalam penelitian ini adalah :
 - Kerugian *head* pada belokan pipa yang diamati
 - Koefisien Kerugian *head* pada belokan pipa.
3. Variabel terkontrol yaitu variabel yang nilainya dijaga konstan selama pengujian. Variabel terkontrol dalam penelitian ini adalah:
 - *Tanpa Vane*, Sudut celah *vane* : 60°; 45°; 36° ; 30°

3.3 Peralatan Penelitian

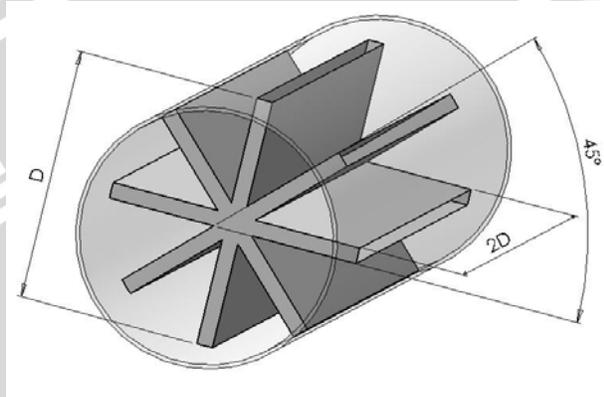
Peralatan yang digunakan dalam penelitian ini antara lain :

1. Pipa PVC

Digunakan sebagai jaringan pipa baik pipa lurus maupun belokan pipa. Pada penelitian ini digunakan diameter pipa PVC 1,25 inchi. Belokan pipa yang diuji berjumlah lima. Belokan pipa uji yang pertama tanpa adanya penambahan *vane*, belokan pipa uji yang selanjutnya dengan pengecilan sudut celah *vane* dengan sudut 30°; 36° ; 45° dan 60°

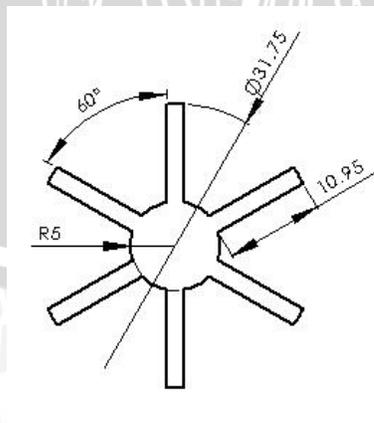
2. Vane

Terbuat dari *acrylic* dengan geometri dari *vane* adalah sebagai berikut: Terdiri dari plat/sirip yang memiliki panjang yang sama dan membentuk pola bintang terhadap garis tengah tabung. Panjang minimal dari *flow conditioner* jenis ini adalah dua kali diameter tabung (2D) dengan sudut celah 45°.



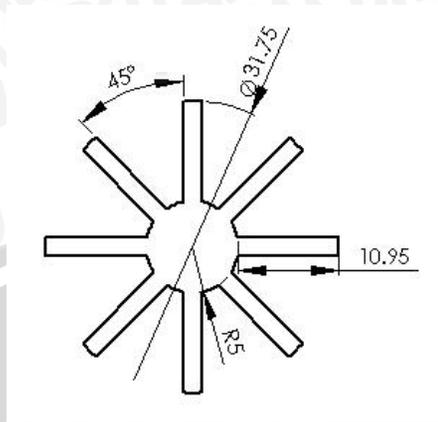
Gambar 3.1 : *Etoile Flow Straightener*

- Diameter tabung = $D = 1,25 \text{ inchi} = 1,25 \times 25,4 \text{ mm} = 31,75 \text{ mm}$
- Panjang *vane* = $2D = 2 \times 31,75 \text{ mm} = 63,5 \text{ mm}$
- Sudut celah *vane* divariasikan sebesar 60°, 45°, 36°, 30° dengan luas penampang keseluruhan yang dilewati aliran fluida adalah tetap.
 - Sudut celah *vane* 60°



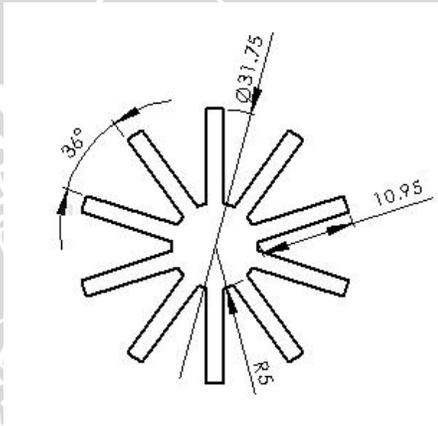
Gambar 3.2 : sudut celah *vane* 60°

- o Sudut celah *vane* 45°



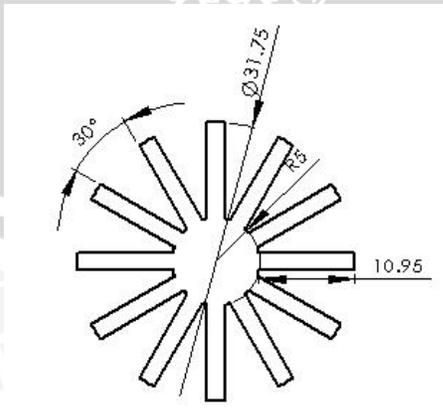
Gambar 3.3 : sudut celah *vane* 45°

- o Sudut celah *vane* 36°



Gambar 3.4 : sudut celah *vane* 36°

- o Sudut celah *vane* 30°



Gambar 3.5 : sudut celah *vane* 30°

3. Pompa

Digunakan untuk mengalirkan air yang dialirkan oleh pompa ke seluruh jaringan belokan pipa uji dan dikembalikan lagi ke bak penampung.

Spesifikasi dari alat ini adalah sebagai berikut :

- Laju aliran = 1,35 liter/ detik
- Head pompa = 15 m
- Putaran = 5000 rpm
- Keluaran motor penggerak = 0,35 Kw

4. Bak Penampung

Digunakan untuk menampung air yang dialirkan oleh pompa dan pembuangan dari jaringan pipa.

5. Rotameter

Digunakan untuk mengukur debit aliran air yang melalui belokan pipa uji.

Kapasitas rotameter yang digunakan adalah 0-2000 liter/jam.



Gambar 3.6 Rotameter

6. Katup (valve)

Digunakan untuk mengontrol aliran air yang melalui jaringan pipa.

7. Manometer

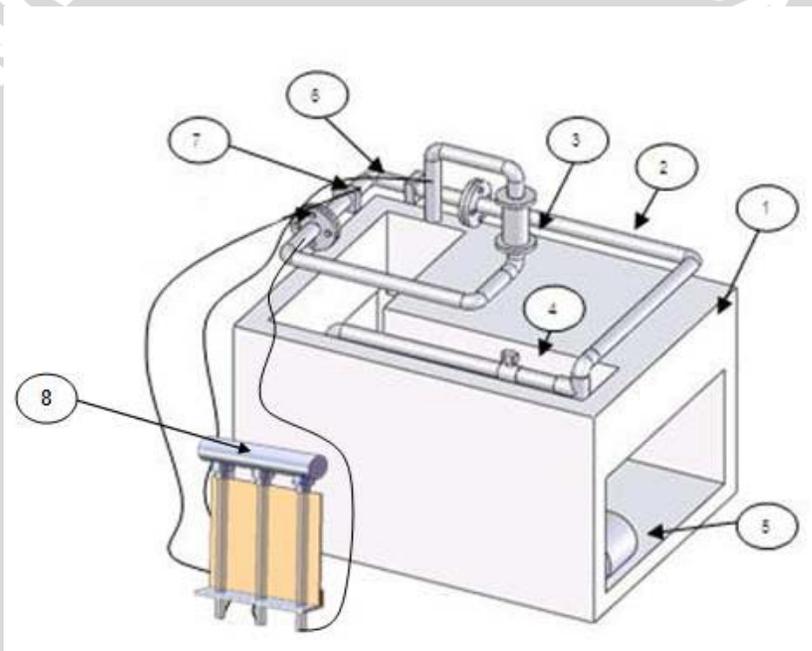
Manometer yang digunakan adalah manometer defleksi yang berfungsi untuk mengukur *head* fluida yang mengalir sebelum belokan pipa, sesudah melewati belokan pipa, dan setelah melewati *vane*.



Gambar 3.7 manometer defleksi

3.4 Instalasi Penelitian

Susunan peralatan pada saat penelitian dapat dilihat pada gambar 3.9 :



Gambar 3.8 Instalasi Pipa

Keterangan :

- | | |
|------------------|---------------------------|
| 1) Bak penampung | 6) Belokan Pipa |
| 2) Pipa | 7) Peletakkan <i>vane</i> |
| 3) Rotameter | 8) Manometer |
| 4) Katup/ Keran | |
| 5) Pompa | |

3.5 Tempat Penelitian

Penelitian ini dilakukan di Laboratorium Fenomena Dasar Mesin Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya pada bulan Desember 2009 - selesai.

3.6 Prosedur Penelitian

Adapun urutan proses pengambilan data adalah sebagai berikut :

1. Menyiapkan instalasi jaringan pipa dengan belokan pipa yang memiliki *flow conditioner* berupa *vane* dengan sudut celah yang telah ditentukan sebagai variabel terkontrol. Pastikan instalasi pipa tidak bocor.
2. Menutup katup kran pengatur debit kemudian mengalirkan fluida dari bak penampung ke seluruh jaringan pipa dengan menyalakan pompa.
3. mengatur *head* pompa hingga rotameter menunjukkan debit 2000 Liter/jam. Diamkan instalasi berjalan sekitar 10 menit sehingga fluida telah mengisi instalasi pipa seluruhnya untuk memperoleh data yang akurat.
4. Pengambilan data dimulai dengan mengatur debit dengan melihat rotameter yang pengaturannya menggunakan katup, dimana debit aliran dimulai dari yang terendah yaitu 1000 liter/jam. Dikarenakan tidak stabilnya penunjukkan ketinggian pada manometer, dilakukan dengan mencari rata-rata ketinggian air dari ketinggian air paling besar dengan ketinggian air paling rendah untuk memperoleh data yang akurat. Pengambilan data dilakukan kembali dengan debit yang baru sampai dengan debit 2000 liter/ jam.
5. Mengganti pipa uji dengan pipa uji lain yang diuji selanjutnya.
6. Mengulangi langkah 1 sampai dengan 5 dengan variasi debit yang tetap.
7. Pengolahan data untuk mendapatkan *head* rata-rata aliran fluida pada tiap debit untuk masing-masing pipa uji.

3.7 Rancangan Penelitian

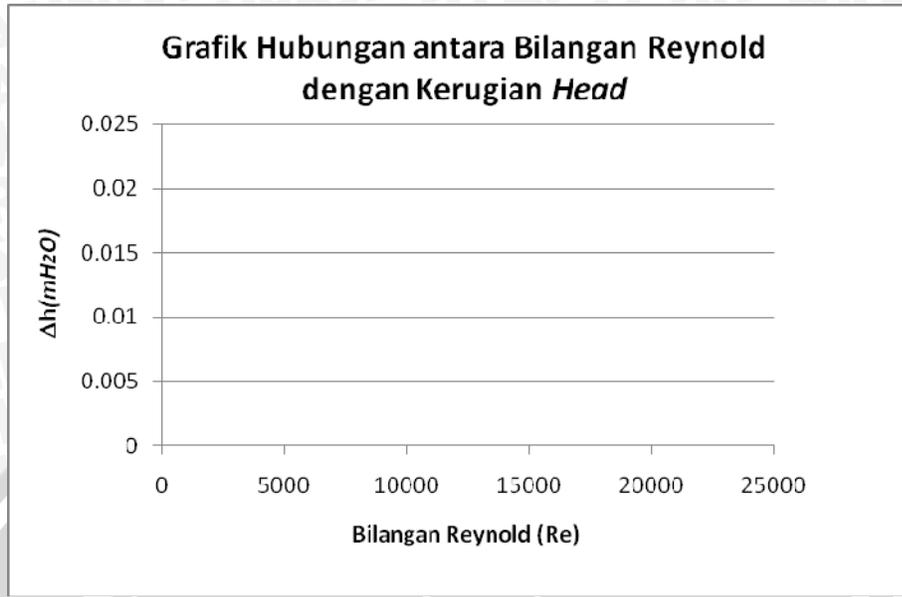
Model rancangan penelitian dilakukan terlebih dahulu untuk mengetahui hubungan pengaruh variasi sudut celah *vane* terhadap kerugian *head* agar hasil data yang diperoleh dapat digunakan untuk menyelesaikan masalah yang dihadapi. Dalam penelitian ini diketahui data awal viskositas kinematik dan temperatur suhu air.

Tabel 3.1 rancangan penelitian yang diperoleh

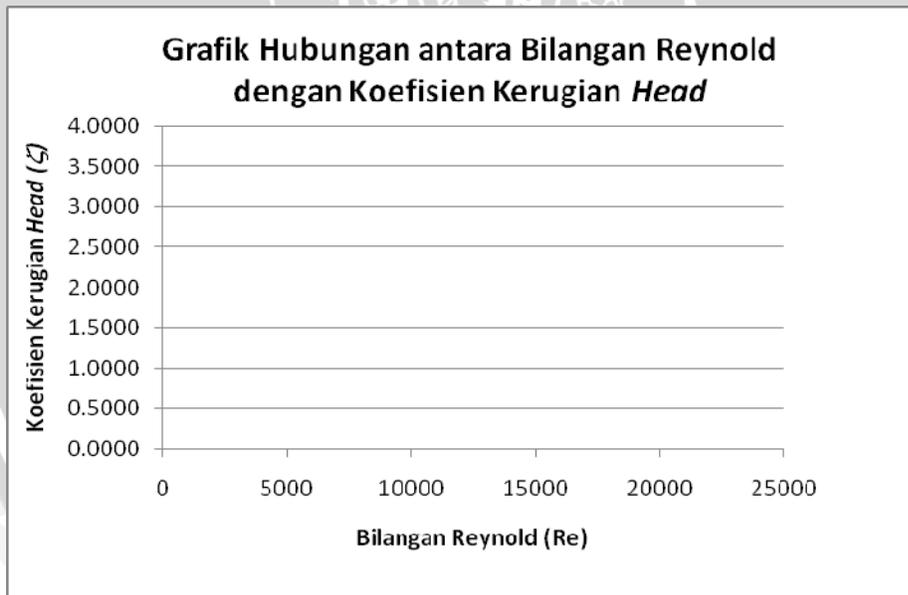
DEBIT (Q) [LITER/H]	TEKANAN SEBELUM BELOKAN (H ₁) [mm]	TEKANAN SEBELUM <i>FLOW</i> <i>CONDITIONER</i> (H ₂) [mm]	TEKANAN SESUDAH <i>FLOW</i> <i>CONDITIONER</i> (H ₃) [mm]
1000	H _{1A}	H _{2A}	H _{3A}
1100
1200
1300
1400
1500
1600
1700
1800
1900
2000	H _{1K}	H _{2K}	H _{3K}

Tabel 3.2 Pengolahan Data

Debit (Q) [m ³ /s]	Kec. (v) [m/s]	Bil. Reynold d (Re)	<i>Head losses</i> pada belokan pipa (Δh_{l2}) [mH ₂ O]					<i>Head losses</i> pada <i>flow conditioner</i> (Δh_{l3}) [mH ₂ O]					<i>Head losses</i> pada sistem (Δh_{l3}) [mH ₂ O]				
			Tanpa <i>Vane</i>	60°	45°	36°	30°	Tanpa <i>Vane</i>	60°	45°	36°	30°	Tanpa <i>Vane</i>	60°	45°	36°	30°
Q ₁	v ₁	Re ₁	A ₁	B ₁	C ₁	D ₁	E ₁	F ₁	G ₁	H ₁	I ₁	J ₁	K ₁	L ₁	M ₁	N ₁	O ₁
...
...
...
...
...
...
...
...
Q _{ii}	V _{ii}	Re _{ii}	A _{ii}	B _{ii}	C _{ii}	D _{ii}	E _{ii}	F _{ii}	G _{ii}	H _{ii}	I _{ii}	J _{ii}	K _{ii}	L _{ii}	M _{ii}	N _{ii}	O _{ii}

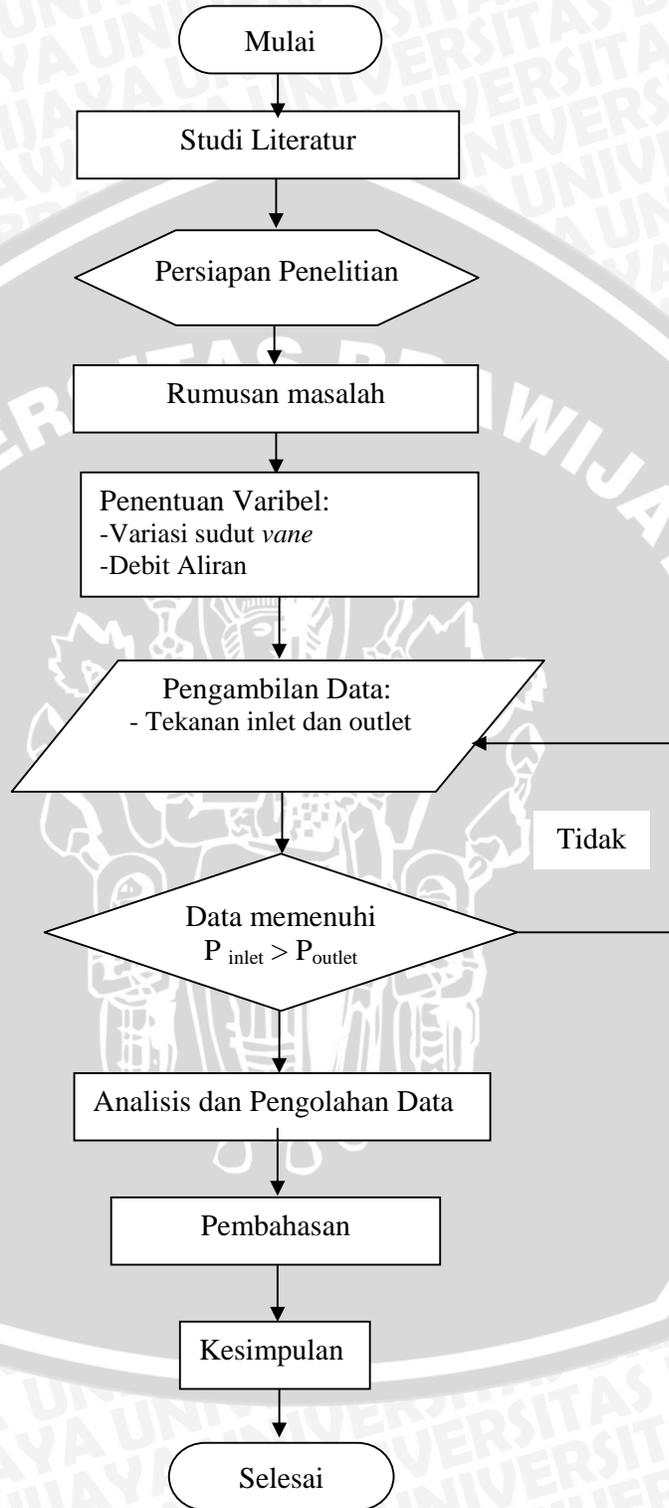


Gambar 3.9 Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold (Re) terhadap *Head Losses* (Δh)



Gambar 3.10 Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold (Re) terhadap Koefisien Kerugian Head (ζ)

3.8 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.10 : Diagram alir

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Penelitian

Pengambilan data dilakukan dengan menggunakan *manometer* dengan fluida air pada titik sebelum belokan (H_1), titik tepat setelah belokan (H_2), dan titik setelah melewati *vane* (H_3) sehingga data awal yang dihasilkan berupa tekanan dalam satuan milimeter.

4.2 Pengolahan Data

Perhitungan data dilakukan untuk mencari Kecepatan (v), Beda Tekanan (ΔP) dan Kerugian *Head* (ΔH), dimana data yang diperoleh pada waktu penelitian adalah sebagai berikut:

- Diameter dalam pipa (D) = 31,75 mm
- Suhu air (T) = 23⁰C
- Percepatan gravitasi (g) = 9,81 m/s²
- Debit aliran (Q) dengan variasi = 1000 – 2000 liter/ jam

Dari Temperatur air pada 23⁰C tersebut didapatkan nilai dari densitas dan viskositas kinematiknya sebagai berikut (Berdasarkan tabel properties air dari White, Frank. M, 1994: Lampiran) :

- Densitas (ρ) = 997,4 Kg/m³
- Viskositas kinematik (ν) = 0,941.10⁻⁶ m²/s

Contoh perhitungan data :

- Luas penampang pipa (A)

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

$$= \frac{\pi}{4} \cdot (31,75)^2$$

$$= 791,3290625 \text{ mm}^2 = 7,91 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

- Kecepatan Aliran Fluida (v)

Contoh pada $Q = 1000$ liter/ jam = $2,78 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$= \frac{2,78 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}}{7,91 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 0,351 \text{ m/s}$$

- Bilangan Reynold (Re)

Contoh pada $Q = 1000 \text{ liter/jam} = 2,78 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

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

$$\text{Re} = \frac{0,351 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,03175 \text{ m}}{0,941 \cdot 10^{-6}} = 11849$$

Angka ini menunjukkan bahwa aliran fluida pada pipa adalah turbulen.

- Data *head static* yang terlihat di manometer dicatat pada tiap titiknya dan dihitung ΔH dengan ketentuan sebagai berikut:

- $\Delta H_1 =$ beda tekanan pada belokan $= H_1 - H_2$
- $\Delta H_2 =$ beda tekanan pada *vane* $= H_2 - H_3$
- $\Delta H_3 =$ beda tekanan pada sistem $= H_1 - H_3$

ΔH yang terjadi pada belokan pipa tanpa *vane* pada debit 1000 liter/ jam:

$$H_1 = 172,5 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,1725 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$H_2 = 163,5 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,1635 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$H_3 = 162 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,162 \text{ mH}_2\text{O}$$

Sehingga nilai ΔH_1 , ΔH_2 , ΔH_3 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \Delta H_1 &= 0,1725 \text{ mH}_2\text{O} - 0,1635 \text{ mH}_2\text{O} \\ &= 0,009 \text{ mH}_2\text{O} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta H_2 &= 0,1635 \text{ mH}_2\text{O} - 0,162 \text{ mH}_2\text{O} \\ &= 0,0015 \text{ mH}_2\text{O} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta H_3 &= 0,1725 \text{ mH}_2\text{O} - 0,162 \text{ mH}_2\text{O} \\ &= 0,0105 \text{ mH}_2\text{O} \end{aligned}$$

➤ Kerugian tekanan (ΔP)

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} \rightarrow \Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta H$$

$$= 997,4 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,009 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$= 88,06446 \text{ Pa} = \frac{88,06446 \text{ Pa}}{101325,3354 \text{ Pa}} \cdot 1 \text{ bar}$$

$$= 0,000869 \text{ bar}$$

➤ Koefisien Kerugian Head

$$\Delta H = \zeta_{\text{bend}} \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$\zeta_{\text{bend}} = \frac{\Delta H}{\frac{v^2}{2 \cdot g}}$$

$$= \frac{0,09 \text{ m}}{\left(\frac{(0,351 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \right)} = 1,4304$$

4.3 Data Hasil Penelitian

Dari pengolahan data pada subbab 4.2 di atas dapat ditabelkan sebagai berikut:

1. Kecepatan (v)

Tabel 4.1. Besar Kecepatan Aliran Fluida (v) pada Instalasi Pipa

Debit (Lt/h)	Debit (m ³ /s)	Kecepatan (m/s)	Bil Reynold (Re)
1000	0,000278	0,351	11849
1100	0,000306	0,386	13034
1200	0,000333	0,421	14219
1300	0,000361	0,457	15403
1400	0,000389	0,492	16588
1500	0,000417	0,527	17773
1600	0,000444	0,562	18958
1700	0,000472	0,597	20143
1800	0,000500	0,632	21328
1900	0,000527	0,667	22513
2000	0,000556	0,702	23698

2. Kerugian Head (ΔH)

Tabel 4.2. Kerugian Head Hulu dan Hilir Belokan Pipa (ΔH_1)

No	Bil. Reynold (Re)	Beda Tekanan ΔH_1 (mH ₂ O)				
		Tanpa Vane	60°	45°	36°	30°
1	11849	0,009	0,007	0,007	0,006	0,005
2	13034	0,010	0,008	0,008	0,007	0,006
3	14219	0,012	0,010	0,009	0,008	0,006
4	15403	0,013	0,012	0,011	0,009	0,007
5	16588	0,015	0,013	0,012	0,010	0,009
6	17773	0,016	0,014	0,013	0,011	0,009
7	18958	0,017	0,015	0,014	0,012	0,01
8	20143	0,019	0,016	0,014	0,012	0,01
9	21328	0,021	0,017	0,015	0,012	0,01
10	22513	0,022	0,018	0,015	0,013	0,011
11	23698	0,023	0,018	0,016	0,013	0,011

3. Penurunan tekanan (ΔP)

Tabel 4.3. Penurunan Tekanan Pada Hulu dan Hilir Belokan Pipa (ΔP_1)

No	Bil. Reynold (Re)	Beda Tekanan ΔP_1 (bar)				
		Tanpa Vane	60°	45°	36°	30°
1	11849	0,00087	0,00068	0,00067	0,00058	0,00048
2	13034	0,00097	0,00082	0,00077	0,00068	0,00058
3	14219	0,00116	0,00097	0,00087	0,00077	0,00063
4	15403	0,00126	0,00116	0,00106	0,00087	0,00072
5	16588	0,00145	0,00126	0,00116	0,00101	0,00087
6	17773	0,00155	0,00135	0,00126	0,00111	0,00092
7	18958	0,00164	0,00145	0,00135	0,00116	0,00097
8	20143	0,00183	0,00159	0,00140	0,00121	0,00097
9	21328	0,00203	0,00164	0,00145	0,00121	0,00097
10	22513	0,00212	0,00169	0,00150	0,00130	0,00097
11	23698	0,0227	0,0175	0,00155	0,00135	0,00097

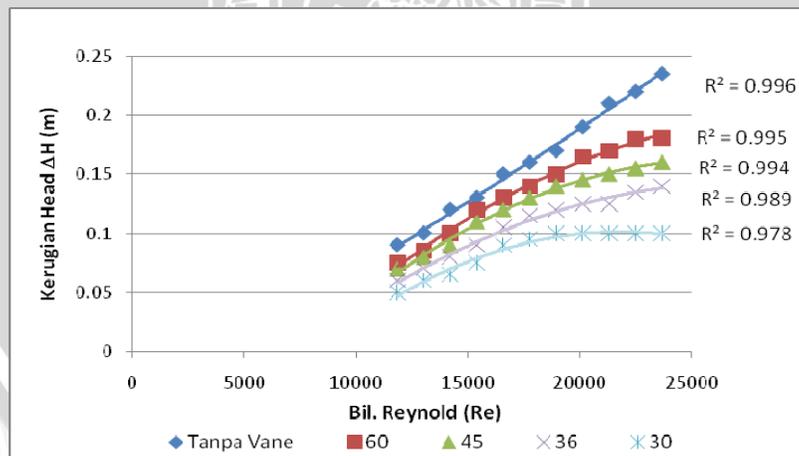
4. Koefisien Kerugian Head (ζ)

Tabel 4.4. Koefisien Kerugian Head pada Hulu dan Hilir Belokan Pipa (ζ)

No	Bil. Reynold (Re)	Koefisien kerugian head (ζ)				
		Tanpa Vane	60°	45°	36°	30°
1	11849	1,4304	1,1125	1,1125	0,9536	0,7947
2	13034	1,5893	1,2715	1,2715	1,1125	0,9536
3	14219	1,9072	1,5893	1,4304	1,2715	1,0331
4	15403	2,0661	1,9072	1,7483	1,4304	1,1920
5	16588	2,3840	2,0661	1,9072	1,6688	1,4304
6	17773	2,5429	2,2251	2,0661	1,8277	1,5099
7	18958	2,7019	2,3840	2,2251	1,9072	1,5893
8	20143	3,0197	2,6224	2,3045	1,9867	1,5893
9	21328	3,3376	2,7019	2,3840	1,9867	1,5893
10	22513	3,4965	2,8608	2,4635	2,1456	1,5893
11	23698	3,7349	2,8767	2,5429	2,2251	1,5893

4.4 Grafik Hasil Penelitian

4.4.1 Analisa Grafik Hubungan Bilangan Reynold terhadap Kerugian Head (ΔH) pada Hulu dan Hilir Belokan Pipa



Gambar 4.1. Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold terhadap Kerugian head pada Hulu dan Hilir Belokan Pipa

Gambar 4.1 di atas menunjukkan grafik hubungan antara bilangan Reynold terhadap kerugian head (ΔH) pada suatu fluida yang mengalir melewati belokan tanpa

pemasangan *vane*, serta belokan dengan pemasangan *vane* dengan sudut celah 60° , 45° , 36° , 30° .

Grafik tersebut menunjukkan adanya kecenderungan bahwa semakin besar bilangan Reynold, maka semakin besar pula kerugian *head* yang terjadi pada fluida yang mengalir untuk semua variasi, baik tanpa penambahan *vane* maupun dengan penambahan *vane*. Pada bilangan Reynold 11849 kerugian *head* yang terjadi pada variasi tanpa pemasangan *vane* sebesar 0,009 m, pada bilangan Reynold 13034 kerugian *head*nya sebesar 0,01 m dan semakin bertambah seiring dengan penambahan bilangan Reynold. Pada bilangan Reynold 11849 kerugian *head* yang terjadi pada variasi pemasangan *vane* dengan sudut celah 60° sebesar 0,007 m, pada bilangan Reynold 13034 kerugian *head* sebesar 0,008 m dan semakin bertambah seiring dengan penambahan bilangan Reynold. Pada bilangan Reynold 11849 kerugian *head* yang terjadi pada variasi pemasangan *vane* dengan sudut celah 45° sebesar 0,007 m, pada bilangan Reynold 13034 kerugian *head*nya sebesar 0,008 m dan semakin bertambah seiring dengan penambahan bilangan Reynold. Pada bilangan Reynold 11849 kerugian *head* yang terjadi pada variasi pemasangan *vane* bersudut celah 36° sebesar 0,006 m, pada bilangan Reynold 13034 kerugian *head*nya sebesar 0,007 m dan semakin bertambah seiring dengan penambahan bilangan Reynold. Pada bilangan Reynold 11849 kerugian *head* yang terjadi pada variasi pemasangan *vane* bersudut celah 30° sebesar 0,005 m, pada bilangan Reynold 13034 kerugian *head*nya sebesar 0,006 m dan semakin bertambah seiring dengan penambahan bilangan Reynold. Semakin besar kecepatan aliran, fluida menjadi semakin turbulen yang dapat ditunjukkan dengan meningkatnya bilangan Reynold. Turbulensi tersebut mempunyai partikel-partikel yang bergerak acak dan tidak stabil sehingga sangat potensial untuk membentuk *swirl/ vortex*. Semakin besar kecepatan aliran fluida maka *swirl/ vortex* yang terjadi menyebabkan aliran fluida kehilangan energi lebih banyak sehingga kerugian *head* yang terjadi semakin besar.

Fenomena seperti di atas bisa dijelaskan bahwa penurunan tekanan (*pressure drop*) terjadi ketika selisih antara tekanan di hulu (P_{in}) dengan tekanan di hilir (P_{out}) semakin besar seiring dengan penambahan kecepatan. Hal ini bisa terjadi akibat penurunan nilai *head static* fluida setelah melewati belokan. Penurunan *head static* disebabkan oleh penurunan *head total* yang terjadi akibat adanya berbagai *losses* pada saat fluida mengalir melewati belokan pipa, baik *Losses* akibat *vortex* yang terbentuk

karena adanya gaya sentrifugal yang bekerja pada fluida ketika melewati belokan maupun *twin eddy* yang terbentuk setelah fluida melewati belokan. Jika mengacu pada hukum kontinuitas untuk fluida *incompressible* $A_1.V_1 = A_2.V_2$, kita asumsikan *head velocity* fluida adalah konstan karena kecepatan fluida dianggap konstan sepanjang *stream tube* dan *head* elevasi fluida adalah sama pada bagian hulu dan hilirnya, sehingga persamaan *head Static* adalah $h = \frac{P}{\gamma}$. Persamaan tersebut menunjukkan bahwa

hubungan antara *head* dan tekanan adalah sebanding. Dengan demikian, beda tekanan maupun kerugian *head* yang diperoleh melalui pengukuran bagian hulu dan hilir belokan juga memiliki kecenderungan yang sama sehingga yang mempengaruhi *head total* hanya *head static* fluida. Maka penurunan *head total* fluida akan menurunkan *head static* fluida, hal ini sesuai dengan persamaan kekekalan energi:

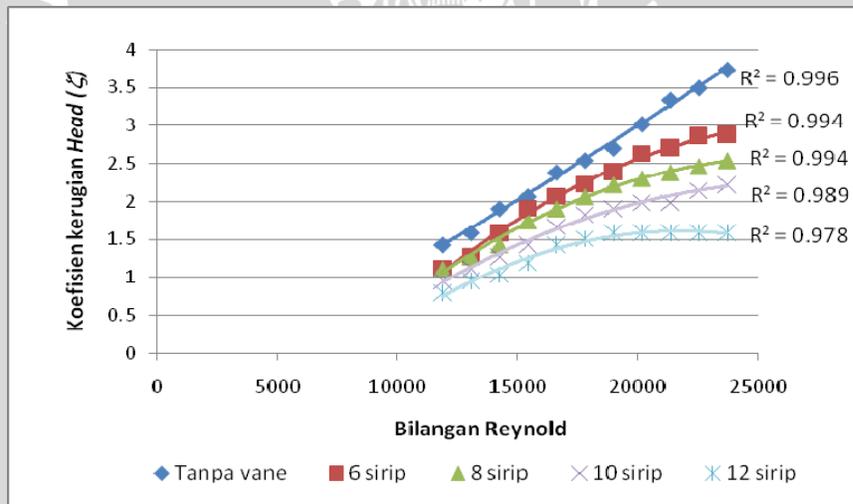
$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \frac{V_{m1}^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{V_{m2}^2}{2 \cdot g} + \sum h$$

Aliran fluida yang melewati belokan tanpa *vane* menghasilkan ΔH yang cenderung lebih besar dibandingkan dengan aliran yang melewati belokan dengan *vane*, terutama *vane* dengan sudut celah 60° , 45° , 36° dan 30° . Hal ini terjadi karena tanpa pemasangan *vane*, intensitas *losses* akan lebih besar karena peluang terbentuknya *vortex* dan *twin eddy* yang memiliki profil elips akibat gaya sentrifugal juga semakin besar. Selain itu, *losses* juga terjadi akibat adanya pemisahan aliran. Sedangkan pada pemasangan *vane*, terjadi pembangkitkan aliran radial pada fluida yang berhubungan langsung dengan *vane* sehingga mengurangi kecepatannya aksialnya. Karena adanya viskositas fluida dan tegangan geser, aliran radial ini memberikan pengaruh pada lapisan fluida yang belum melewati *vane* yang masih memiliki profil *twin eddy* elips. Akibatnya, profil *twin eddy* dan *vortex* yang terjadi semakin kecil. Selain itu, pemisahan aliran yang terjadi pada belokan dapat diminimalisir sehingga segala sesuatu yang menyebabkan *losses* yang terjadi semakin kecil dan kerugian *head* pun menjadi kecil pula. Fenomena munculnya aliran radial dikarenakan pemasangan *vane* disebut juga aliran induksi.

Untuk belokan dengan pemasangan *vane*, ΔH minimum diperoleh dengan pemasangan sudut celah *vane* sebesar 30° jika dibandingkan dengan sudut celah 36° , 45° dan 60° . Sedangkan pemasangan sudut celah *vane* sebesar 60° menghasilkan ΔH

paling tinggi. Hal ini menunjukkan semakin kecil sudut celah *vane*, efek aliran induksi yang mempengaruhi aliran fluida sebelum belokan menjadi semakin optimal. Hal ini dapat meminimalisir terbentuknya *vortex* maupun *twin eddy* yang tidak berprofil lingkaran serta pemisahan aliran yang terjadi. Dengan demikian, *losses* dan segala sesuatu yang menyebabkan penurunan energi tekanan akan semakin berkurang. Jika dihubungkan dengan rumusan *Abramovich* $\zeta_{\text{bend}} = 0,73.a.b.c$; semakin profil *twin eddy* mendekati lingkaran dapat diartikan pula bahwa *side ratio* (*c*) semakin mendekati 2,5 yang merupakan nilai optimum *side ratio* untuk menghasilkan koefisien kerugian *head* belokan (ζ_{bend}) minimum. Semakin kecil koefisien kerugian *head* belokan (ζ_{bend}) semakin kecil pula *head losses* (*H*); $H = \zeta_{\text{bend}} \frac{v^2}{2g}$.

4.4.2 Analisa Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold (Re) terhadap Koefisien Kerugian Head (ζ) pada Hulu dan Hilir Belokan Pipa



Gambar 4.2. Grafik Hubungan antara Bilangan Reynold terhadap Koefisien Kerugian Head pada hulu dan hilir belokan pipa

Gambar 4.2 di atas menunjukkan grafik hubungan antara bilangan Reynold (*Re*) terhadap koefisien kerugian *head* (ζ) pada fluida yang mengalir melewati belokan pipa.

Grafik tersebut menunjukkan adanya kecenderungan bahwa semakin besar bilangan Reynold, maka semakin bertambah koefisien kerugian *head* yang terjadi pada fluida yang mengalir untuk semua variasi, baik tanpa penambahan *vane* maupun dengan penambahan *vane*. Pada bilangan Reynold 11849 koefisien kerugian *head* yang terjadi

pada variasi tanpa pemasangan *vane* sebesar 1,4304, pada bilangan Reynold 13034 koefisien kerugian *headnya* sebesar 1,5893 dan semakin bertambah seiring dengan penambahan bilangan Reynold. Pada bilangan Reynold 11849 koefisien kerugian *head* yang terjadi pada 13034 koefisien kerugian *head* sebesar 1,2715 dan semakin bertambah seiring dengan penambahan bilangan Reynold. Pada bilangan Reynold 11849 koefisien kerugian *head* yang terjadi pada variasi pemasangan *vane* dengan sudut celah 45° sebesar 1,1125, pada bilangan Reynold 13034 koefisien kerugian *headnya* sebesar 1,2715 dan semakin bertambah seiring dengan penambahan bilangan Reynold. Pada bilangan Reynold 11849 koefisien kerugian *head* yang terjadi pada variasi pemasangan *vane* bersudut celah 36° sebesar 0,9536, pada bilangan Reynold 13034 koefisien kerugian *headnya* sebesar 1,1125 dan semakin bertambah seiring dengan penambahan bilangan Reynold. Pada bilangan Reynold 11849 koefisien kerugian *head* yang terjadi pada variasi pemasangan *vane* bersudut celah 30° sebesar 0,7947, pada bilangan Reynold 13034 koefisien kerugian *headnya* sebesar 0,9536 dan semakin bertambah seiring dengan penambahan bilangan Reynold. Semakin besar kecepatan aliran, fluida menjadi semakin turbulen yang dapat ditunjukkan dengan meningkatnya bilangan Reynold. Turbulensi tersebut mempunyai partikel-partikel yang bergerak acak dan tidak stabil sehingga sangat potensial untuk membentuk *swirl/ vortex*. Semakin besar kecepatan aliran fluida maka *swirl/ vortex* yang terjadi menyebabkan aliran fluida kehilangan energi lebih banyak sehingga kerugian *head* yang terjadi semakin besar.

Belokan menyebabkan hilangnya energi pada aliran yang cukup besar, hal ini dikarenakan pada belokan terjadi pemisahan aliran dan turbulensi. Koefisien Kerugian *Head* adalah perbandingan penurunan tekanan yang diakibatkan oleh kehilangan energi dengan energi kinetik fluida yang dialirkan. Dengan demikian dapat disimpulkan bahwa kehilangan energi akan mengakibatkan penurunan tekanan pada fluida, akibat adanya *losses* ketika fluida melewati belokan. *Losses* yang terjadi pada belokan disebabkan oleh adanya aliran sekunder (*twin eddy/pusaran ganda*). Ketika fluida bergerak pada belokan saluran, muncul gaya sentrifugal yang bekerja pada partikel-partikel fluida. Gaya sentrifugal yang terjadi sebanding dengan kuadrat kecepatan fluida. Adanya viskositas dan pengaruh gaya dinding menyebabkan kecepatan fluida tidak seragam, semakin besar mendekati pusat dan semakin mengecil mendekati dinding, sehingga gaya sentrifugal yang bekerja pada tengah arus jauh lebih besar daripada gaya sentrifugal

pada dinding. Akibatnya muncul *vortex* atau *swirl* yang menyebabkan rotasi fluida dan menghasilkan aliran sekunder.

Aliran fluida yang melewati belokan tanpa *vane* menghasilkan ΔH yang cenderung lebih besar dibandingkan dengan aliran yang melewati belokan dengan *vane*, terutama *vane* dengan sudut celah $60^\circ, 45^\circ, 36^\circ$ dan 30° . Seperti yang sudah dijelaskan pada grafik 4.1 sebelumnya bahwa tanpa pemasangan *vane*, intensitas *losses* akan lebih besar karena peluang terbentuknya *vortex* dan *twin eddy* yang memiliki profil elips akibat gaya sentrifugal serta pemisahan aliran yang terjadi juga semakin besar. Hal ini berbeda pada belokan dengan pemasangan *vane* dimana muncul efek aliran induksi yang mempengaruhi profil *twin eddy* maupun *vortex* menjadi semakin kecil atau cenderung membentuk lingkaran.

Untuk belokan dengan pemasangan *vane*, pada kecepatan aliran yang sama ΔH minimum diperoleh dengan pemasangan sudut celah *vane* sebesar 30° jika dibandingkan dengan sudut celah $36^\circ, 45^\circ$ dan 60° . Sedangkan pemasangan sudut celah *vane* sebesar 60° menghasilkan ΔH paling tinggi. Hal ini karena semakin kecil sudut celah *vane*, aliran induksi yang terjadi setelah belokan semakin optimal sehingga peluang terbentuknya *twin eddy* yang memiliki profil lingkaran akan semakin besar. Semakin profil *twin eddy* mendekati lingkaran, *head losses* juga semakin kecil sehingga semakin kecil pula koefisien kerugian *head* belokan (ζ_{bend}). Jika dihubungkan dengan rumusan Abramovich $\zeta_{\text{bend}}=0,73.a.b.c$; semakin profil *twin eddy* mendekati lingkaran dapat diartikan pula bahwa *side ratio* (*c*) semakin mendekati 2,5 yang merupakan nilai optimum *side ratio* untuk menghasilkan koefisien kerugian *head* belokan (ζ_{bend}) minimum. Semakin kecil *head losses* yang terjadi, semakin kecil pula koefisien kerugian *head* yang terjadi; $\zeta_{\text{bend}} = \frac{h}{\frac{v^2}{2g}}$.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang dilakukan didapatkan kesimpulan bahwa pemasangan *vane* pada bagian hilir belokan pipa mempengaruhi kerugian *head* dan koefisien kerugian *head*.

- Semakin kecil sudut celah *vane* yang berarti semakin banyak sirip *vane*, Kerugian *Head* pada belokan yang terjadi juga semakin kecil.
- Semakin besar debit yang ditunjukkan dengan meningkatnya bilangan Reynold, Semakin besar pula Koefisien Kerugian *Head* yang terjadi.
- Pada *vane* dengan sudut celah 30° , kerugian *Head* yang terjadi sebesar 0,005 mH₂O yang terjadi pada bilangan Reynold 11849. Sedangkan pada bilangan Reynold 23698 Kerugian *Head* yang terjadi sebesar 0,01 mH₂O
- Pada *vane* dengan sudut celah 30° , koefisien kerugian *head* sebesar 0,7947 mH₂O yang terjadi pada bilangan Reynold 11849. Sedangkan pada bilangan Reynold 23698 koefisien kerugian *Head* adalah 1,5893

5.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, peneliti menyarankan untuk penelitian selanjutnya perlu dilakukan :

1. Variasi kecepatan yang berbeda atau lebih besar lagi agar dapat diketahui efek dari pemasangan *vane* tersebut pada kecepatan yang lebih tinggi dari penelitian ini.
2. Perlu adanya analisa tentang visualisasi pola aliran fluida sebelum dan setelah melewati *vane* baik dengan penelitian ataupun simulasi komputer.
3. Variasi diameter belokan pipa yang digunakan agar dapat diketahui efek dari pemasangan *vane* tersebut pada diameter yang lebih besar lagi dari penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- Daugherty. Robert L, 1989: *Fluid Mechanics With Engineering Application*, McGraw-Hill Companies Inc, New York.
- Fox, Robert. W, and McDonald, Alan . T; 1994: *Introduction To Fluid Mechanics* ; John Wiley & Sons, Inc. Toronto
- Gallagher, James E; 1996 : *Flow conditioner profile plate for More Accurate Measurement of Fluid Flow* ; Jurnal ; US Patent 5529093
- Kegel, Thomas; 1999 : *Flow Meter Instalation Effects* ; Jurnal ; Colorado Engineering Experiment Station Inc, Colorado
- Lundberg, Don ; 2000 : *Effects of Flow Conditioning on Liquid Measurements* ; Jurnal ; Vortab Company. San Marcos, CA.
- Nekrasov, Boris 1960: *Hydraulics For Aeronautical Engineers* ; Peace Publishers, Moscow
- Papanastasiou, Tasos.C.; 1993: *Applied Fluid Mechanics* ; Prentice-Hall Inc, New Jersey
- Potter, Merle.C, and Wiggert, David.C; 1997: *Fluid Mechanics* ; Prentice-Hall Inc, New Jersey
- Streeter, Victor. L and Wylie, E. Benjamin; 1996: *Mekanika Fluida* ; Mc Graw Hill Book Company, New York
- White, Fank. M.;1994: *Fluid Mechanics* ;Mc Graw Hill Book Company, New York
- Witanto, Yovan; 2004: *Pengaruh perforasi terhadap perilaku vortex dibelokan dan penurunan tekanan pada instalasi pipa* ; Thesis; Universitas Brawijaya, Malang

http://en.wikipedia.org/wiki/NACA_airfoil

LAMPIRAN A

Tabel Kerapatan dan kekentalan air pada tekanan 1 atm

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$\mu, (\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}^2$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$	$T, ^\circ\text{F}$	$\rho, \text{slug/ft}^3$	$\mu, (\text{lb}\cdot\text{s})/\text{ft}^2$	$\nu, \text{ft}^2/\text{s}$
0	1000	1.788 E-3	1.788 E-6	32	1.940	3.73 E-5	1.925 E-5
10	1000	1.307 E-3	1.307 E-6	50	1.940	2.73 E-5	1.407 E-5
20	998	1.003 E-3	1.005 E-6	68	1.937	2.09 E-5	1.082 E-5
30	996	0.799 E-3	0.802 E-6	86	1.932	1.67 E-5	0.864 E-5
40	992	0.657 E-3	0.662 E-6	104	1.925	1.37 E-5	0.713 E-5
50	988	0.548 E-3	0.555 E-6	122	1.917	1.14 E-5	0.597 E-5
60	983	0.467 E-3	0.475 E-6	140	1.908	0.975 E-5	0.511 E-5
70	978	0.405 E-3	0.414 E-6	158	1.897	0.846 E-5	0.446 E-5
80	972	0.355 E-3	0.365 E-6	176	1.886	0.741 E-5	0.393 E-5
90	965	0.316 E-3	0.327 E-6	194	1.873	0.660 E-5	0.352 E-5
100	958	0.283 E-3	0.295 E-6	212	1.859	0.591 E-5	0.318 E-5



LAMPIRAN B

Tabel Data Hasil Pengukuran Beda Tekanan Pada Belokan Pipa

Debit (Q) [liter/h]	Tanpa vane			Vane 60°			Vane 45°		
	Tekanan sebelum belokan (p ₁) [cm]	Tekanan sebelum vane (p ₂) [cm]	Tekanan sesudah vane (p ₃) [cm]	Tekanan sebelum belokan (p ₁) [cm]	Tekanan sebelum vane (p ₂) [cm]	Tekanan sesudah vane (p ₃) [cm]	Tekanan sebelum belokan (p ₁) [cm]	Tekanan sebelum vane (p ₂) [cm]	Tekanan sesudah vane (p ₃) [cm]
	1000	17.25	16.35	16.2	17.45	16.75	16.35	17.65	16.95
1100	18.35	17.35	17.2	18.55	17.75	17.35	18.65	17.85	17.15
1200	19.35	18.15	18	19.65	18.65	18.25	19.8	18.9	18.25
1300	20.75	19.45	19.3	21.15	19.95	19.55	21.25	20.15	19.15
1400	22.15	20.65	20.5	22.75	21.45	20.8	22.35	21.15	19.75
1500	23.45	21.85	21.75	23.9	22.5	21.7	24.2	22.9	21.35
1600	24.85	23.15	23.1	25.9	24.4	23.55	25.75	24.35	22.55
1700	26.35	24.45	24.35	27.15	25.5	24.55	26.85	25.4	23.45
1800	28.25	26.15	25.85	28.65	26.95	25.8	28.9	27.4	24.75
1900	29.65	27.45	27.15	30.55	28.75	27.45	30.75	29.2	26.45
2000	31.5	29.15	28.6	32.46	30.65	28.85	31.85	30.25	27.45

Debit (Q) [liter/h]	Vane 36°			Vane 30°		
	Tekanan sebelum belokan (p ₁) [cm]	Tekanan sebelum vane (p ₂) [cm]	Tekanan sesudah vane (p ₃) [cm]	Tekanan sebelum belokan (p ₁) [cm]	Tekanan sebelum vane (p ₂) [cm]	Tekanan sesudah vane (p ₃) [cm]
	1000	17.85	17.25	16.4	18.25	17.75
1100	18.85	18.15	17.25	19.15	18.55	17.4
1200	19.95	19.15	18.15	20.15	19.5	18.15
1300	21.45	20.55	19.15	21.45	20.7	19.25
1400	22.95	21.9	20.25	22.65	21.75	20.25
1500	24.5	23.35	21.3	24.15	23.2	21.3
1600	25.85	24.65	22.55	26.65	25.65	23.35
1700	27.9	26.65	24.35	27.65	26.65	24.25
1800	29.25	28	25.05	29.15	28.15	25.15
1900	31.3	29.95	26.9	31.75	30.65	27.25
2000	32.55	31.25	27.95	33.55	32.45	28.65

LAMPIRAN C

Tabel Data Hasil Perhitungan Beda Tekanan Seluruh Variasi

Debit (Q) [m ³ /s]	Kec. (v) [m/s]	Bil. Reynold (Re)	Head losses pada belokan pipa (Δh_{12}) [m]					Head losses pada vane (Δh_{23}) [m]					Head losses pada sistem (Δh_{13}) [m]				
			Tanpa Vane	60°	45°	36°	30°	Tanpa Vane	60°	45°	36°	30°	Tanpa Vane	60°	45°	36°	30°
			0.00027	0.351172	11848.82	0.009	0.007	0.007	0.006	0.005	0.0015	0.004	0.007	0.008	0.011	0.0105	0.011
0.00030	0.386290	13033.70	0.010	0.008	0.008	0.007	0.006	0.0015	0.004	0.007	0.009	0.011	0.0115	0.012	0.015	0.016	0.017
0.00033	0.421407	14218.58	0.012	0.010	0.009	0.008	0.006	0.0015	0.004	0.006	0.010	0.013	0.0135	0.014	0.015	0.018	0.020
0.00036	0.456524	15403.46	0.013	0.012	0.011	0.009	0.007	0.0015	0.004	0.010	0.014	0.014	0.0145	0.016	0.021	0.023	0.022
0.00038	0.491642	16588.34	0.015	0.013	0.012	0.010	0.009	0.0015	0.006	0.014	0.016	0.015	0.0165	0.019	0.026	0.027	0.024
0.00041	0.526759	17773.23	0.016	0.014	0.013	0.011	0.009	0.0010	0.008	0.015	0.020	0.019	0.0170	0.022	0.028	0.032	0.028
0.00044	0.561876	18958.11	0.017	0.015	0.014	0.012	0.01	0.0005	0.008	0.018	0.021	0.023	0.0175	0.023	0.032	0.033	0.033
0.00047	0.596993	20142.99	0.019	0.016	0.014	0.012	0.01	0.0010	0.009	0.019	0.023	0.024	0.0200	0.026	0.034	0.035	0.034
0.00050	0.632111	21327.87	0.021	0.017	0.015	0.012	0.01	0.0030	0.011	0.026	0.029	0.030	0.0240	0.028	0.041	0.042	0.040
0.00052	0.667228	22512.75	0.022	0.018	0.015	0.013	0.011	0.0030	0.013	0.027	0.030	0.034	0.0250	0.031	0.043	0.044	0.045
0.00055	0.702345	23697.64	0.0235	0.018	0.016	0.013	0.011	0.0055	0.018	0.028	0.033	0.038	0.0290	0.036	0.044	0.046	0.049

LAMPIRAN D

Foto *flow conditioner* tipe *vane* dengan berbagai variasi celah sudut

Vane dengan sudut celah 60°



Vane dengan sudut celah 45°



Vane dengan sudut celah 36°



Vane dengan sudut celah 30°

