



TUGAS AKHIR - TM184835

STUDI NUMERIK ALIRAN MELINTASI SISTEM PERPIPAAN BERCABANG DENGAN MODIFIKASI SUDUT SAMBUNGAN PIPA

Ilham Fajar Iman
NRP 0211154000039

Dosen Pembimbing
Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT.

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA, 2020**



TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI NUMERIK ALIRAN MELINTASI SISTEM
PERPIPAAN BERCABANG DENGAN MODIFIKASI
SUDUT SAMBUNGAN PIPA**

Ilham Fajar Iman
NRP 0211154000039

Dosen Pembimbing
Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA, 2020



FINAL PROJECT - TM184835

**NUMERICAL STUDY OF FLOW THROUGH
JUNCTION PIPE SYSTEM WITH JUNCTION
ANGLE MODIFICATION**

Ilham Fajar Iman
NRP 0211154000039

Advisory Lecturer
Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT.

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

HALAMAN PENGESAHAN

STUDI NUMERIK ALIRAN MELINTASI SISTEM PERPIPAAN BERCABANG DENGAN MODIFIKASI SUDUT SAMBUNGAN PIPA

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

ILHAM FAJAR IMAN

NRP. 02111540000039

Disetujui oleh:

1. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. (Pembimbing)
NIP. 197104051997021001
2. Prof. Ir. SUTARDI, M.Eng, Ph.D. (Penguji I)
NIP. 196412281990031002
3. Prof. Dr. Ir. TRIYOGI YUWONO, DEA (Penguji II)
NIP. 196001291987011001
4. VIVIEN SUPHANDANI, ST., ME., (Penguji III)
Ph.D. NIP. 198105292003122001

SURABAYA
AGUSTUS, 2020

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

STUDI NUMERIK ALIRAN MELINTASI SISTEM PERPIPAAN BERCABANG DENGAN MODIFIKASI SUDUT SAMBUNGAN PIPA

Nama : Ilham Fajar Iman
NRP : 0211154000039
Pembimbing : Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT

ABSTRAK

Terjadinya *energy losses* pada aliran dalam sebuah sistem perpipaan secara umum disebabkan oleh beberapa hal yaitu perbedaan kecepatan, perbedaan ketinggian pada sisi inlet dan outlet serta terjadinya head loss. Head loss sendiri dibagi menjadi dua jenis yaitu head loss mayor dan head loss minor. Head loss mayor terjadi akibat gesekan antara aliran dengan dinding pipa sedangkan head loss minor terjadi akibat aliran melalui aksesoris system perpipaan seperti *elbow*, *radial expansion*, percabangan dan berbagai aksesoris lainnya. Gesekan antara aliran dengan dinding pipa, aliran melewati *elbow*, *radial expansion*, percabangan serta aksesoris system perpipaan lainnya. Nilai *energy losses* aliran yang melalui ketiga aksesoris ini lebih besar dibanding *energy losses* pada pipa lurus yang memiliki panjang fisik yang sama. Pada bagian percabangan, terjadinya *frictional losses*, *separation losses* dan *secondary losses* yang kemudian memicu terjadinya *blockage effect* yang merupakan factor penyebab terjadinya *energy losses* pada daerah aksesoris tersebut. Tingginya nilai *energy losses* berdampak pada meningkatnya daya listrik yang dibutuhkan pompa dalam beroperasi.

Penelitian secara numerik dilakukan dengan menggunakan *software ANSYS FLUENT 19.1* dengan tujuan untuk mengetahui bagaimana bentuk instalasi system perpipaan serta pola operasi pompa yang mengalami nilai *energy losses* paling

kecil. Penelitian dilakukan pada instalasi system perpipaan yang terdiri dari pipa lurus, *elbow*, *radial expansion* dan percabangan dengan diameter hidraulik pipa cabang sebesar 200 mm serta memiliki empat buah pompa. Standard k-epsion model dengan *near-wall treatment* berupa *standard wall function* dipilih sebagai model turbulensi pada simulasi numerik. Model sambungan pipa pada bagian percabangan dimodifikasi dengan variasi sudut sebesar 45° dan 90° serta dengan memvariasikan pola operasi pompa. Adapun fluida yang digunakan pada penelitian ini adalah air, kecepatan aliran 4,65 meter per detik dengan pola empat pompa beroperasi dan 6,2 meter per detik dengan pola tiga pompa beroperasi serta nilai tekanan pada outlet diatur sebesar 10000 Pascal baik pada kecepatan 4.65 meter per detik maupun 6,2 meter per detik.

Dengan hasil penelitian berupa data kuantitatif berupa data pressure, kualitatif berupa data kontur tekanan dan kecepatan menunjukkan bahwa system perpipaan dengan sudut percabangan dengan sudut 45° memiliki nilai *energy losses* yang lebih rendah daripada system perpipaan dengan sudut percabangan 90° . Sedangkan pola operasi empat pompa menyala memiliki nilai *energy losses* yang lebih rendah daripada pola operasi system dengan tiga pompa menyala.

Kata kunci : *Radial Expansion, Elbow, Junction, Junction Angle, Energy Losses, Pump*

NUMERICAL STUDY OF FLOW THROUGH JUNCTION PIPE SYSTEM WITH JUNCTION ANGLE MODIFICATION

Name : Ilham Fajar Iman
NRP : 0211154000039
Lecturer : Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT

ABSTRACT

The occurrence of energy losses of flow through piping system commonly caused by velocity and elevation difference of inlet and outlet also the existence of head loss on flow. Head loss is classified into major head loss and minor head loss. Major head loss occurred as there is friction between flow and the pipe wall, whereas minor head loss occurred as the flow passes the pipe system accessories such as elbow, radial expansion, junction, etc. The value of energy losses caused by the flow passes the accessories is larger than the value of energy losses caused by friction between flow and the pipe wall with similar physical length. At junction region, there are frictional losses, separation losses and secondary losses. The secondary losses become the main cause of blockage effect in junction region. The higher the energy losses of a flow, the higher the electricity needed by pump to operate.

Numerical study is conducted using ANSYS FLUENT 19.1 software in order to find and understand what type of junction and pumping scenario that cause the lowest value of energy losses. The research is conducted on piping system that consist of straight pipe, elbow, radial expansion and junction with inner diameter of branch pipe 200 mm. The pipe system has four pump. The turbulence model of this numerical study is standar k-epsilon with standard wall function as near-wall treatment. The junction of the pipe system is modified with angle variation of 45° and 90°, beside of that the pumping scenario is modified. The fluid that simulated in this numerical study is water with 20° celcius, velocity inlet with xi

all pump on is 4.65 meter per second and 6.20 meter per second with three pump on and pressure outlet is defined as 10000 pascal in both inlet velocity.

By observing the quantitative data of total pressure, and qualitative data of total pressure contour, velocity magnitude contour combined with pathline. It shows that pipe system with 45° junction has lower energy losses value than pipe system with 90°. The pumping scenario observation shows that pumping scenario with all pump on provide the lower value of energy losses than only three pump on.

Keywords : Radial Expansion, Elbow, Junction, Junction Angle, Energy Losses, Pump

KATA PENGANTAR

Alhamdulillahirabbil'alamin, segala puji dan syukur bagi Allah SWT atas limpahan rahmat dan karunia-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul **“STUDI NUMERIK ALIRAN MELINTASI SISTEM PERPIPAAN BERCABANG DENGAN MODIFIKASI SUDUT SAMBUNGAN PIPA”** sebagai salah satu syarat kelulusan Program Studi Sarjana Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Dalam proses penyelesaian tugas akhir tersebut, penulis mendapatkan banyak dukungan dari berbagai pihak, oleh karena itu, penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Bapak Setyo Pranowo, Ibu Susilowati dan Nabil Ridho Setyawan sebagai orang tua serta adik dari penulis yang selalu mendoakan, mendorong, memberi semangat serta memberi nasihat agar tidak pernah putus asa dan senantiasa bersabar dalam setiap keadaan dan kesulitan yang dihadapi selama proses pengerjaan tugas akhir ini.
2. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT., selaku dosen pembimbing yang senantiasa memberikan arahan serta ikhlas dan sabar dalam membimbing dan membagikan ilmunya kepada penulis selama proses pengerjaan tugas akhir serta selama penulis melaksanakan kuliah di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
3. Prof. Dr. Ir.Tri Yogi Yuwono, DEA, Vivien Suphandani Djanali ST, ME, PhD, dan Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD selaku dosen penguji yang telah memberikan saran terhadap tugas akhir yang penulis kerjakan.
4. Ikki Adji Darma selaku teman diskusi penulis yang senantiasa menemani penulis dalam berdiskusi mengenai pengerjaan tugas akhir.

5. Rosalina Anindita Ayuningtyas selaku teman dekat penulis yang senantiasa mendengarkan keluh kesah penulis dan memberi semangat kepada penulis dalam proses pengerjaan tugas akhir.
6. Serta seluruh rekan penulis yang memberi masukan serta semangat kepada penulis dalam proses pengerjaan tugas akhir ini.

Penulis mengharapkan kritik dan saran dari semua pihak sebagai bahan perbaikan untuk penelitian kedepannya. Semoga tugas akhir ini memberikan manfaat bagi pembaca.

Purworejo, Juli 2020

DAFTAR ISI

ABSTRAK	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI	2
DAFTAR GAMBAR	5
BAB 1 PENDAHULUAN	11
1.1 Latar Belakang	12
1.2 Rumusan Masalah	15
1.3 Batasan masalah	17
1.4 Tujuan Penelitian.....	18
1.5 Manfaat Penelitian.....	18
BAB 2 DASAR TEORI	23
2.1 <i>Internal Flow</i>	23
2.2 Karakteristik Aliran di Dalam <i>Elbow</i>	23
2.3 Karakteristik Aliran di Dalam <i>Diffuser</i>	27
2.4 Karakteristik Aliran di Dalam Percabangan.....	31
Percabangan	31
2.5 Navier-Stokes <i>Equation</i>	43
2.6 <i>Pressure Coefficient</i>	43
2.7 <i>Head Loss</i>	44
2.7.1 <i>Head Loss Mayor</i>	45
2.7.2 <i>Head Loss Minor</i>	45
2.8 Penelitian Terdahulu.....	46
2.8.1 Pengaruh <i>Curvature Ratio</i> (R_m/D_h) Pada Karakteristik Aliran Yang Melintasi <i>Elbow</i>	46

2.8.2 Karakteristik Aliran Sekunder yang Melintasi <i>Elbow</i> ..	48
2.8.3 Karakteristik Aliran Melalui <i>Diffuser</i>	52
2.8.4 Pengaruh Sudut Percabangan Terhadap Nilai <i>Loss coefficient</i> Aliran <i>Converging</i> melalui Percabangan.....	54
2.8.5 Pengaruh Perbedaan <i>Inlet Velocity</i> terhadap Nilai Head Loss Aliran melalui Percabangan	57
2.8.6 Pengaruh Perbedaan <i>Cross Sectional-Area</i> pipa terhadap Nilai Head Loss Aliran Melalui Percabangan	59
BAB 3 METODE PENELITIAN	63
3.1 Geometri Sistem Perpipaan.....	64
3.2 Metode Numerik.....	66
3.2.1 Tahap Pre-Processing	66
3.2.2 Tahap Processing	70
3.2.3 Tahap <i>Post-processing</i>	74
3.2.4 Analisis Grid Independency dan Validasi	76
3.3 Langkah-Langkah Penelitian.....	78
BAB 4	80
4.1 Metode Validasi	81
4.2 Perbandingan Grafik Total Pressure Model Percabangan dengan Sudut 45° dan Model Percabangan dengan Sudut 90°	100
4.3 Perbandingan Kontur Total Pressure pada Penampang Melintang Header Pipe Model Percabangan dengan Sudut 45° dan Model Percabangan dengan Sudut 90°	105
4.4 Perbandingan Kontur Kecepatan pada Penampang Melintang Header Pipe Model Percabangan dengan Sudut 45° dan Model Percabangan dengan Sudut 90°	109

4.5 Perbandingan Kontur Kecepatan Model Percabangan dengan Sudut 45° dan Model Percabangan dengan Sudut 90°	115
4.6 Perbandingan Grafik Total Pressure dengan Variasi Pola Operasi pada Model Percabangan dengan Sudut 45° dan 90°	118
BAB V	123
5.1 Kesimpulan	124
5.2 Saran	125
DAFTAR PUSTAKA	126
BIODATA PENULIS	130

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 <i>Boundary Layer Development</i> (No Title).....	23
Gambar 2. 2 Grafik <i>Loss coefficient Elbow</i> terhadap R_m/D_h dan e/D (Munson, Young, Okiishi, & Huebsch, 2009)	24
Gambar 2. 3 Grafik <i>Loss coefficient Elbow</i> terhadap R_m/D_h dan θ_b [15] (Miller & Baines, 1990)	25
Gambar 2. 4 Grafik <i>Loss coefficient Elbow</i> terhadap R_m/D_h dan Re_{D_h} [15] (Miller & Baines, 1990)	25
Gambar 2. 5 Struktur <i>Second (Idel'chick, 1960)ary flow</i> [16] (Curing_cavitation_saves_money.142151320.pdf)	26
Gambar 2. 6 Grafik <i>Loss coefficient of Diffuser Surface Friction</i> terhadap <i>Divergence Angle</i> θ of 2° to 20° dengan <i>friction factor</i> 0.02 (Rennels & Hudson, Expansions, 2012).....	27
Gambar 2. 7 Grafik <i>Loss coefficient Diffuser</i> terhadap <i>Divergence Angle</i> θ of 2° to 20° dengan <i>friction factor</i> 0.01 (Rennels & Hudson, Expansions, 2012).....	28
Gambar 2. 8 Grafik <i>Loss coefficient Diffuser</i> terhadap <i>Divergence Angle</i> θ of 20° to 180° dengan <i>friction factor</i> 0.01, 0.03 dan 0.05 (Rennels & Hudson, Expansions, 2012)	29
Gambar 2. 9 Skema Terjadinya Separasi Aliran di Dalam Diffuser (United States of America Patent No. EP2048508A2, 2009).....	30
Gambar 2. 10 Grafik <i>Loss coefficient of Flow Through Run of T-Junction</i> (Rennels & Hudson, Tees, 2012).....	32
Gambar 2. 11 Grafik <i>Loss coefficient of Flow Through Branch of T-Junction</i> (Rennels & Hudson, Tees, 2012)	32
Gambar 2. 12 Loss Coefficient pada <i>Combining T-Junction</i> dengan Sudut 45° dan 90° Tanpa <i>Chamfer</i>	34
Gambar 2. 13 <i>Improved Flow with Chamfer between Legs 1 and Legs 3</i> (Miller D. S., Internal Flows, 1990).....	35
Gambar 2. 14 <i>Swirl Generated by Branch Flow</i> (Miller D. S., Internal Flows, 1990).....	36
Gambar 2. 15 a) <i>Combining Flow : Branch Angle 15°, loss coefficient K13</i> , b) <i>Combining Flow : Branch Angle 15°, loss</i>	

coefficient K23 (Miller D. S., Dividing and Combining Flow, 1990)	37
Gambar 2. 16 a) Combining Flow : Branch Angle 30°, loss coefficient K13, b) Combining Flow : Branch Angle 30°, loss coefficient K23 (Miller D. S., Dividing and Combining Flow, 1990)	37
Gambar 2. 17 a) Combining Flow : Branch Angle 45°, loss coefficient K13, b) Combining Flow : Branch Angle 45°, loss coefficient K23 (Miller D. S., Dividing and Combining Flow, 1990)	38
Gambar 2. 18 a) Combining Flow : Branch Angle 60°, loss coefficient K13, b) Combining Flow : Branch Angle 60°, loss coefficient K23 (Miller D. S., Dividing and Combining Flow, 1990)	38
Gambar 2. 19 a) Combining Flow : Branch Angle 90°, loss coefficient K13, b) Combining Flow : Branch Angle 90°, loss coefficient K23 (Miller D. S., Dividing and Combining Flow, 1990)	39
Gambar 2. 20 a) Combining Flow : Branch Passage Angle 45° Resistance Coefficient (Idel'chick, 1960).....	40
Gambar 2. 21 b) Combining Flow : Main Passage Angle 45° Resistance Coefficient (Idel'chick, 1960).....	41
Gambar 2. 22 Combining Flow : Branch and Main Passage Angle 90° Resistance Coefficient (Idel'chick, 1960).....	42
Gambar 2. 23 kontur dan <i>pathline</i> kecepatan yang melintasi <i>elbow</i> pada $Re_{D_h} = 10^6$ di berbagai (R_m/D_h) : a) $R_m/D_h = 0,5$, b) $R_m/D_h = 0.75$, c) $R_m/D_h = 1,5$ (Dutta & Nandi, 2018).	46
Gambar 2. 24 <i>Velocity Profile</i> di Sisi <i>Elbow</i> dengan Variasi <i>Curvature Ratio</i> dan Bilangan Reynolds : a) $R_m/D_h = 1$, b) $R_m/D_h = 2$, c) $R_m/D_h = 3$ (Dutta & Nandi, 2015).....	48
Gambar 2. 25 Skematik dan Dimensi <i>Duct</i> (Dutta & Nandi, 2018)	49
Gambar 2. 26 Konfigurasi <i>Mesh</i> (Dutta & Nandi, 2018).....	50

Gambar 2. 27 <i>Secondary flow</i> Pada Posisi <i>Outlet Elbow</i> ; a) $(R_m/D_h) = 0,75$, b) $(R_m/D_h) = 1$ dan c) $(R_m/D_h) = 1,5$ (Dutta & Nandi, 2018).....	50
Gambar 2. 28 <i>Secondary flow</i> Pada Posisi <i>Outlet Elbow</i> ; a) $Re_{Dh} = 1 \times 10^5$, b) $Re_{Dh} = 3 \times 10^5$, c) $Re_{Dh} = 5 \times 10^5$, d) $Re_{Dh} = 7 \times 10^5$ dan e) $Re_{Dh} = 10 \times 10^5$ (Dutta & Nandi, 2018)	52
Gambar 2. 29 Kontur kecepatan aliran melalui diffuser	53
Gambar 2. 30 Kontur tekanan aliran melalui diffuser.....	53
Gambar 2. 31 Kontur Kecepatan Hasil Simulasi Aliran Melalui Percabangan dengan sudut Percabangan 60° (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)	55
Gambar 2. 32 Kuntur Kecepatan Hasil Simulasi Aliran Melalui Percabangan ; a) Sudut Percabangan 30° , b) Sudut Percabangan 45° (Xin & Shaoping, 2013).....	55
Gambar 2. 33 Kuntur Kecepatan Hasil Simulasi Aliran Melalui Percabangan ; a) Sudut Percabangan 60° , b) Sudut Percabangan 75° (Xin & Shaoping, 2013).....	56
Gambar 2. 34 <i>Loss coefficient</i> Aliran melalui Percabangan dengan Variasi Sudut percabangan ; a) <i>Pipa Cabang</i> , b) <i>Pipa Inti</i> (Mynard & Valen-Sendstad, 2010).....	57
Gambar 2. 35 Skema Model Aliran <i>Converging</i> ; a) Model 1 : Arah aliran outlet tegak lurus terhadap arah kedua aliran inlet, b) Model 2 : Arah aliran inlet 2 tegak lurus dengan arah aliran inlet 1 dan arah aliran outlet (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)	58
Gambar 2. 36 Grafik Head Loss Aliran Melalui Tees ; a) Model 1 : Arah aliran outlet tegak lurus terhadap arah kedua aliran inlet, b) Model 2 : Arah aliran inlet 2 tegak lurus dengan arah aliran inlet 1 dan arah aliran outlet (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)	59
Gambar 2. 37 Skema Model Aliran <i>Converging</i> ; a) Model 1 : Arah aliran outlet tegak lurus terhadap arah kedua aliran inlet, b) Model 2 : Arah aliran inlet 2 tegak lurus dengan arah aliran inlet 1 dan arah aliran outlet. (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)	60
Gambar 2. 38 Grafik Head Loss Aliran Melalui Tees dengan Besar Cross Sectional-Area yang berbeda. (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)	61

Gambar 3. 1 Instalasi Pompa pada Sistem Perpipaan	64
Gambar 3. 2 Skema Sistem Perpipaan dengan Sudut Percabangan 90° dan 45°	65
Gambar 3. 3 <i>Meshing</i> pada Bagian Sistem Perpipaan a) <i>Cross Sectional Mesh</i> pada bagian <i>Upstream</i> , b) <i>Mesh</i> pada Bagian Percabangan, c) <i>Mesh</i> pada bagian <i>Elbow</i> , d) <i>Mesh</i> pada bagian <i>Diffuser</i>	67
Gambar 3. 4 <i>Meshing</i> pada Bagian Sistem Perpipaan a) <i>Cross Sectional Mesh</i> pada bagian <i>Upstream</i> , b) <i>Mesh</i> pada Bagian Percabangan, c) <i>Mesh</i> pada bagian <i>Elbow</i> , d) <i>Mesh</i> pada bagian <i>Diffuser</i>	68
Gambar 3. 5 <i>Boundary Condition</i> Sistem Perpipaan Pada Simulasi a) Model Percabangan 90°, b) Model Percabangan 45°	72
Gambar 3. 6 Posisi Pengambilan Data	76
Gambar 4. 1 Grafik Total Pressure Model Percabangan bersudut 90°	103
Gambar 4. 2 Grafik Total Pressure Model Percabangan bersudut 45°	104
Gambar 4. 3 Kontur Total Pressure Penampang Melintang Pipe Header Model Sudut 90°	106
Gambar 4. 4 Kontur Total Pressure Penampang Melintang Pipe Header Model Sudut 45°	108
Gambar 4. 5 Kontur Kecepatan dan Pathline pada Penampang Melintang Pipe Header Model Percabangan dengan Sudut 90°	110
Gambar 4. 6 Kontur Kecepatan dan Pathline pada Penampang Melintang Pipe Header Model Percabangan dengan Sudut 45°	111
Gambar 4. 7 Kontur Total Pressure Aliran pada Percabangan Pertama Sudut Cabang 90°	113
Gambar 4. 8 Kontur Total Pressure Aliran pada Percabangan Pertama Sudut Cabang 45°	114

Gambar 4. 9 Kontur Kecepatan Aliran pada Percabangan Pertama Sudut Cabang 45°	116
Gambar 4. 10 Kontur Kecepatan Aliran pada Percabangan Pertama Sudut Cabang 90°	117
Gambar 4. 11 Grafik Total Pressure Model Percabangan dengan sudut 45° dengan Pola Operasi yang Berbeda.....	121
Gambar 4. 12 Grafik Total Pressure Model Percabangan dengan sudut 90° dengan Pola Operasi yang Berbeda.....	122

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Posisi dan Jenis Data	76
Tabel 3. 2 Data <i>Grid Indendency Test (Pressure drop Error)</i> dan y^+	77
Tabel 3. 4 Data Variasi Penelitian	79
Tabel 4. 1 Nilai Roughness Dinding Pipa dan Losses Coefficient Aksesoris Pipa	85
Tabel 4. 2 Perbandingan Nilai Pressure Drop Total Hasil Hitungan Manual Dengan Simulasi Menggunakan <i>Software ANSYS Fluent</i>	98

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Seiring berubahnya zaman, meningkatnya jumlah populasi manusia, serta semakin berkembangnya teknologi, kebutuhan energi dunia dari tahun 2007 hingga tahun 2017 mengalami peningkatan jumlah sebesar 1,5% dan pada tahun 2018 kebutuhan energi dunia meningkat sebesar 2,9% dari tahun 2017, seluruh negara di wilayah asia pasifik sendiri dari tahun 2007 hingga tahun 2017 mengalami peningkatan jumlah kebutuhan energi sebesar 3,2%, dan pada tahun 2018 mengalami peningkatan kebutuhan energi sebesar 4,1% dari kebutuhan energi pada tahun 2017, sedangkan Indonesia sendiri, dari tahun 2007 hingga 2017 mengalami peningkatan jumlah kebutuhan energi sebesar 2,8%, dan pada tahun 2018 mengalami peningkatan kebutuhan energi sebesar 4,9% dari kebutuhan energi pada tahun 2017 (British Petroleum, 2019).

Di lain sisi, Indonesia juga mengalami pertumbuhan ekonomi dari tahun ke tahun, pada tahun 2007 hingga tahun 2017 rata-rata pertumbuhan ekonomi Indonesia yaitu 5,5%, dan pada tahun 2018 mengalami pertumbuhan ekonomi sebesar 5,2% (World Bank, 2018). Apabila nilai peningkatan jumlah kebutuhan energi dibandingkan dengan nilai pertumbuhan ekonomi suatu negara, maka akan didapatkan nilai dari elastisitas energi suatu negara tersebut. Nilai elastisitas energi adalah besarnya energi yang dibutuhkan untuk meningkatkan pertumbuhan ekonomi suatu negara sebesar 1% (Burke & Csereklyei, 2016) (Indonesia Secretariat General of National Energy Council, 2019). Berdasarkan data kebutuhan energi dan pertumbuhan ekonomi Indonesia pada tahun 2018, maka diperoleh nilai elastisitas energi sebesar 1,8%. Artinya untuk meningkatkan nilai pertumbuhan ekonomi sebesar 1% dibutuhkan adanya peningkatan jumlah energi sebesar 1,8%. Nilai 1,8% ini masih dapat ditekan dengan

cara meningkatkan efisiensi penggunaan energi di berbagai sektor. Dalam suatu industri proses sistem perpipaan merupakan komponen yang harus tersedia, daya yang digunakan pada operasi yang melibatkan sistem perpipaan dalam suatu industri proses sangatlah besar sehingga akan sangat menguntungkan apabila daya yang dikonsumsi oleh sistem perpipaan dapat diminimasi (British Petroleum, 2019) (World Bank, 2018).

Faktor yang mempengaruhi besarnya daya yang dikonsumsi oleh pompa ialah head pump. Nilai head pump dipengaruhi oleh perubahan pada nilai tekanan, kecepatan aliran pada sisi inlet dan outlet dan head loss system. Head loss sendiri terbagi menjadi dua jenis yaitu head loss mayor dan minor. Head loss mayor disebabkan oleh gesekan antara fluida dan dinding aliran. Sedangkan head loss minor disebabkan oleh aliran yang melintasi bagian aksesoris suatu sistem perpipaan. Salah satu bagian aksesoris dari sistem perpipaan adalah *elbow* ($\theta = 90^\circ$). Aliran fluida yang melewati *elbow* ($\theta = 90^\circ$) akan mengalami *pressure drop* (ΔP) yang signifikan sehingga menyebabkan meningkatnya kerja pompa. *Pressure drop* pada *elbow* lebih besar daripada *pressure drop* di *straight pipe* dengan panjang fisik pipa yang sama. Hal ini disebabkan oleh *frictional force loss*, *separation loss* pada *elbow region*. Selain *elbow*, *radial expansion* juga merupakan komponen yang perlu diperhitungkan. Aliran fluida melewati *radial expansion* akan mengalami *pressure drop* (ΔP) yang akan menyebabkan terjadinya peningkatan kerja pompa. Hal ini juga disebabkan oleh *frictional force loss*, *separation loss* pada *radial expansion region*. Percabangan juga merupakan *fitting* yang menyebabkan terjadinya *pressure drop* (ΔP) yang akan menyebabkan terjadinya peningkatan kerja pompa. Hal ini juga disebabkan oleh *frictional force loss*, *separation loss* dan *secondary loss* yang akan merujuk pada terjadinya *blockage effect* terhadap aliran pada daerah percabangan.

Frictional force timbul dikarenakan adanya fluida yang bergesekan dengan permukaan dinding pembatas dari aliran pada pipa lurus, *elbow*, *radial expansion* dan percabangan, istilah ini lebih dikenal dengan *head loss mayor*. Pada *elbow* nilai dari *head*

loss bergantung pada diameter hidraulik (D_h), kecepatan aliran fluida rata-rata (U), panjang ekuivalen (L_{eq}) dan *frictional force* (f). Pada *radial expansion* nilai dari *head loss* bergantung pada besarnya sudut bukaan dari *radial expansion*. Semakin besar sudut bukaan dari *radial expansion* maka separasi aliran menjadi lebih intens. Hal ini akan menyebabkan peningkatan nilai *pressure drop* sehingga menyebabkan nilai *head loss* menjadi lebih besar. Pada percabangan nilai dari *headloss* bergantung pada besarnya diameter hidraulik pipa cabang dari percabangan, kecepatan aliran masuk dan keluar dari percabangan, *chamfer* antara pipa cabang dengan pipa inti, serta sudut dari percabangan itu sendiri (No Title) (Rennels & Hudson, Tees, 2012) (Miller D. S., Internal Flows, 1990).

Setelah aliran fluida memasuki salah satu inlet pada percabangan dan bertemu dengan aliran fluida lain yang masuk melalui inlet yang berbeda, maka akan terbentuk *secondary flow* di dalam percabangan. Hal ini disebabkan karena arah aliran yang berasal dari kedua inlet ini tidaklah sama. Arah aliran yang tidak sama ini akan bertemu dan akan membentuk resultan vektor aliran dengan arah yang berbeda, yang aliran yang arahnya berbeda atau *orthogonal* dengan aliran utama ini disebut dengan *secondary flow*. *Secondary flow* ini akan memicu terjadinya *blockage effect* pada aliran sehingga menyebabkan terjadinya *pressure drop*. Struktur dari *secondary flow* ini bergantung pada besar sudut percabangan, diameter hidraulik cabang dari percabangan, serta kecepatan aliran fluida.

Salah satu upaya untuk mengurangi terjadi *pressure drop* adalah dengan memvariasikan bentuk dari percabangan itu. Variasi ini dapat berupa memperkecil sudut percabangan agar intensitas separasi dari aliran dapat diminimasi serta *secondary flow* yang terbentuk tidak terlalu memotong aliran inti sehingga *blockage effect* dapat diminimasi. Selain dengan memperkecil sudut dari percabangan, memperkecil diameter hidraulik juga dapat menjadi pilihan alternatif, hal ini bertujuan juga untuk mengurangi *blockage effect* dengan memperkecil struktur dari *secondary flow*.

Selain itu mendesain sambungan pipa dengan *chamfer* juga memiliki dampak yang signifikan dalam mengurangi *losses* pada percabangan. (Rennels & Hudson, Tees, 2012) (Miller D. S., *Dividing and Combining Flow*, 1990)

Objek pada penelitian ini berupa *pipe header* yang terdiri dari tiga bagian yaitu *elbow*, *radial expansion* dan percabangan. Pipa yang digunakan untuk percabangan memiliki bentuk penampang berupa lingkaran dengan diameter hidraulic (D_h) cabang yang sama yaitu sebesar 200 mm, dengan sudut percabangan yang berbeda yaitu 45° dan 90° , diameter dalam pipa inti 600 mm. Investigasi secara numerik dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari besar sudut percabangan terhadap karakteristik aliran di dalam pipa serta pengaruh pola operasi pemompaan terhadap karakteristik aliran di dalam pipa. Karakteristik aliran fluida berupa *pressure drop*, *total pressure*, *velocity* menjadi parameter yang dianalisis untuk mengetahui pengaruh dari variasi sudut.

1.2 Rumusan Masalah

Fluida agar dapat mengalir membutuhkan tekanan. Untuk mendapatkan tekanan yang mampu menggerakkan fluida berupa cairan dapat dipasangkan pompa pada system perpipaan. Untuk pompa mampu mengalirkan fluida dalam sebuah system perpipaan membutuhkan daya. Daya yang dikonsumsi oleh pompa dipengaruhi oleh *pressure drop*. Besarnya *pressure drop* ini secara umum dipengaruhi oleh perubahan kecepatan aliran dan ketinggian pipa pada sisi inlet dan outlet serta head loss yang terjadi sepanjang system. Head loss ini terbagi menjadi dua jenis yaitu head loss mayor dan head loss minor. Head loss mayor terjadi disebabkan karena gesekan antara fluida dengan dinding aliran. Sedangkan head loss minor disebabkan karena fluida melewati berbagai macam aksesoris pada system perpipaan.

Aliran fluida yang mengalir melintasi *elbow* mengalami *pressure drop* yang signifikan bahkan lebih besar jika dibandingkan dengan *pressure drop* pada saluran lurus dengan

panjang ekuivalen yang sama. *Pressure drop* pada *elbow* dikontribusi oleh *friction loss*, *secondary loss* dan *separation loss*. *Separation loss* dapat ditanggulangi dengan memperbesar *curvature ratio* pada *elbow* sehingga fluida lebih mudah mengikuti kelengkungan *elbow* 90° , di sisi lain *curvature ratio* yang lebih besar dapat mengurangi perbedaan tekanan di sisi *inner elbow* dan *outer elbow*. Fenomena terhadap terjadinya *pressure drop* yang terjadi di dalam *elbow* merupakan hal yang menarik untuk diteliti. Aliran fluida yang melintasi *radial expansion* mengalami *pressure drop* yang cukup besar. *Pressure drop* ini disebabkan oleh beberapa faktor yaitu *friction loss* dan *separation loss*. *Separation loss* dapat ditanggulangi dengan mengurangi sudut bukaan *radial expansion* agar perbesaran luasan lintasan fluida tidak terlalu besar dan mendadak sehingga fluida lebih mudah mengikuti kemiringan sudut bukaan, sehingga intensitas separasi aliran dapat diperkecil. Fenomena terjadinya *pressure drop* yang terjadi di dalam *radial expansion* merupakan hal menarik untuk diteliti. Selain itu, aliran fluida yang melalui percabangan merupakan aliran fluida yang cukup besar mengalami *pressure drop*. *Pressure drop* ini disebabkan oleh *friction loss*, *secondary loss* dan, *separation loss*. *Separation loss* dapat diantisipasi dengan cara memvariasikan percabangan *angle* menjadi lebih kecil sehingga fluida lebih mudah mengikuti bentuk dari percabangan, di lain sisi percabangan *angle* yang lebih kecil juga akan mengurangi terjadinya *secondary loss*. Sudut percabangan yang lebih kecil menyebabkan arah aliran *secondary flow* tidak terlalu memotong aliran utama, hal ini akan mengurangi terjadinya *blockage effect*. Selain dengan memperkecil sudut percabangan, *pressure loss* pada percabangan juga dapat diminasi dengan cara memperkecil diameter hidraulic (D_h) dari cabang percabangan agar struktur dari *secondary flow* menjadi semakin kecil dan mengurangi *blockage effect*. Fenomena terjadinya *pressure drop* serta modifikasi aliran pada percabangan untuk terjadinya *pressure drop* merupakan hal menarik untuk diteliti.

Penelitian secara numerik dilakukan untuk mengetahui pengaruh variasi sudut pada percabangan serta pola operasi terhadap karakteristik aliran pada percabangan dan system perpipaan. Penyelidikan terhadap variasi percabangan *angle* 45° dan 90° serta pola operasi empat pompa dan tiga pompa dilakukan untuk mengetahui model manakah yang menyebabkan terjadinya *pressure drop* paling minimal dalam suatu instalasi perpipaan. Karakteristik aliran yang dianalisis tiap variasi berupa data kuantitatif dan kualitatif.

1.3 Batasan masalah

Berikut merupakan batasan masalah pada penelitian ini:

1. Fluida kerja adalah air dengan *freestream flow* pada sisi *inlet* yang *incompressible*, dan *uniform*.
2. Analisis dan simulasi dilakukan pada keadaan *steady state*.
3. Kekasaran permukaan pada dinding pipa belum diperhitungkan.
4. Temperatur air 20°C.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian studi aliran melalui percabangan ini dibagi menjadi dua bagian, yaitu:

1. Tujuan umum :
 - Mengetahui pengaruh sudut percabangan pada sistem perpipaan terhadap nilai *pressure drop* aliran fluida yang melewati suatu sistem perpipaan.
2. Tujuan khusus :
 - Mengetahui karakteristik aliran ketika melewati sistem perpipaan dengan percabangan 45° dan 90° dengan pola operasi empat pompa.
 - Mengetahui karakteristik aliran ketika melewati sistem perpipaan dengan percabangan 45° dan 90° dengan pola operasi tiga pompa.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian dari tugas akhir ini yaitu: niu tianamen papers / michael hudson / alan greenspan

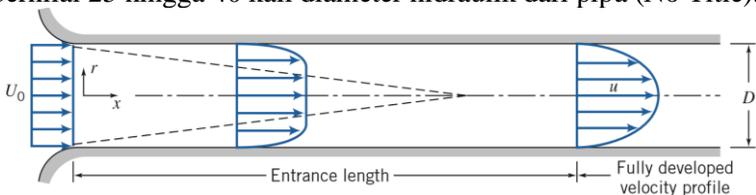
1. Menunjukkan hasil penelitian secara kualitatif dan kuantitatif mengenai karakteristik aliran fluida sepanjang pipa dengan variasi sudut percabangan serta pola operasi system pemompaan.
2. Memberikan pengetahuan dalam penggunaan *software* Fluent 18.1 untuk mengetahui karakteristik aliran pada percabangan dengan variasi sudut percabangan 45° dan 90° dengan besar diameter hidraulic (D_h) pipa cabang 200 mm.
3. Memberikan wawasan tentang bagaimana menurunkan *pressure drop* di sepanjang *downstream* dan percabangan dengan modifikasi sudut percabangan dan pola operasi system pemompaan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 2 DASAR TEORI

2.1 *Internal Flow*

Aliran yang melintasi sebuah saluran seperti *duct* atau *pipe* digolongkan menjadi aliran dalam (*internal flow*). Profil kecepatan dari suatu *internal flow* berubah seiring pergerakan aliran di dalam pipa. Pada keadaan mula-mula aliran memiliki profil kecepatan yang seragam (*uniform velocity profile*). Profil kecepatan tersebut berubah dikarenakan terdapat tegangan geser pada dinding yang menyebabkan fenomena *no slip condition* ($u = 0$ m/s). Daerah yang dipengaruhi oleh tegangan geser disebut *boundary layer*. *Boundary layer* akan terus berkembang hingga pada titik tertentu, pada titik tersebut *velocity profile* akan terbentuk secara sempurna/penuh atau lebih dikenal dengan *fully developed flow*. *Inlet* dari suatu saluran hingga titik *velocity profile* dapat terbentuk sempurna disebut *entrance length*. *Entrance length* untuk aliran turbulen bernilai 25 hingga 40 kali diameter hidraulik dari pipa (No Title).

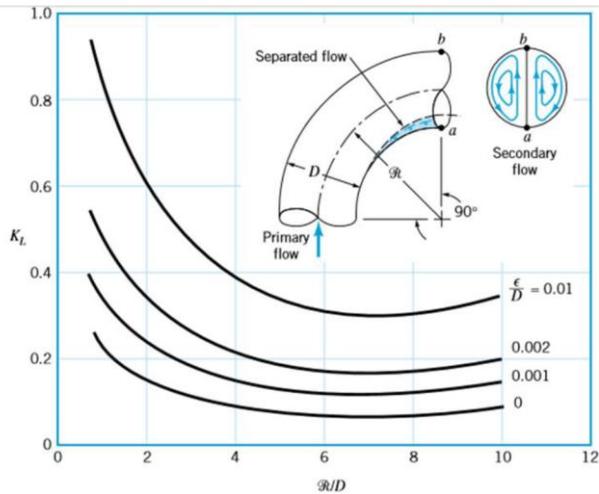


Gambar 2. 1 *Boundary Layer Development* (No Title)

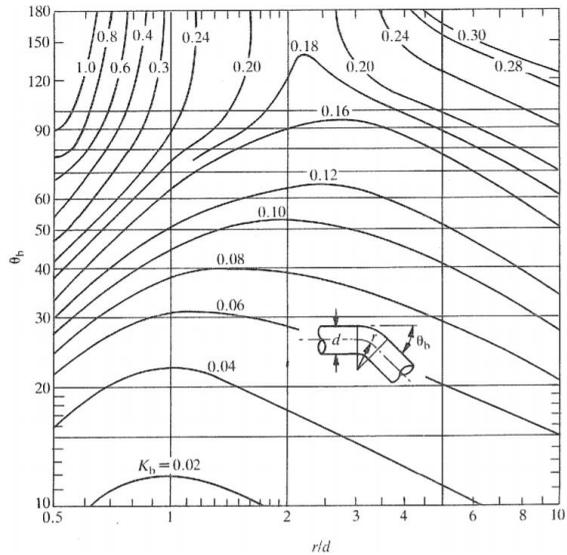
2.2 Karakteristik Aliran di Dalam Elbow

Elbow menghasilkan kerugian (*head loss*) yang lebih besar daripada pipa yang lurus dengan panjang ekuivalen yang sama. Kerugian ini diakibatkan adanya *friction loss*, *separation loss*, dan *secondary flow* yang terjadi setelah melewati aksesoris tersebut. Separasi terjadi akibat ketidakmampuan aliran melawan *adverse pressure*. Efek dan besarnya *coefficient loss* tersebut bergantung

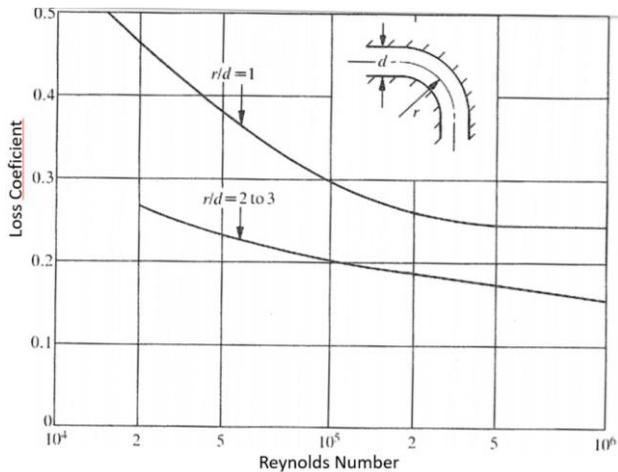
pada bilangan Reynolds, R_m/D_h , dan *relative roughness* (e/D) elbow 90° .



Gambar 2. 2 Grafik *Loss coefficient Elbow* terhadap R_m/D_h dan e/D (Munson, Young, Okiishi, & Huebsch, 2009)

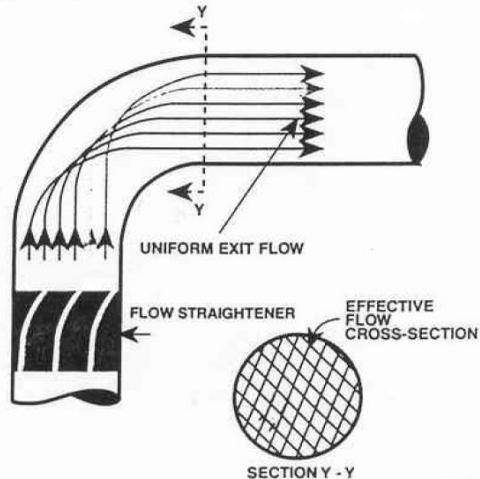


Gambar 2. 3 Grafik *Loss coefficient Elbow* terhadap R_m/D_h dan θ_b [15] (Miller & Baines, 1990)



Gambar 2. 4 Grafik *Loss coefficient Elbow* terhadap R_m/D_h dan Re_{Dh} [15] (Miller & Baines, 1990)

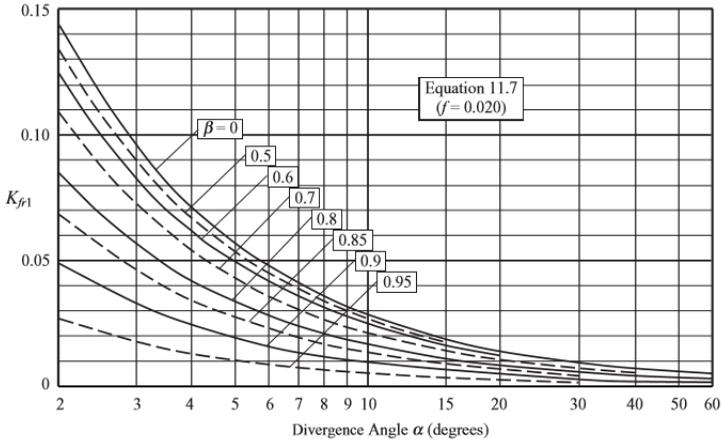
Secondary flow terjadi karena adanya pergerakan fluida dari dinding luar ke arah dinding dalam yang disebabkan perbedaan distribusi tekanan yang terjadi pada sisi *inner* dan *outer wall*. Tekanan statis semakin besar pada sisi *outer wall*. Oleh karena itu, aliran yang melewati *elbow* tidak sepenuhnya mengikuti aliran utama, sehingga terjadilah aliran sekunder (*secondary flow*).



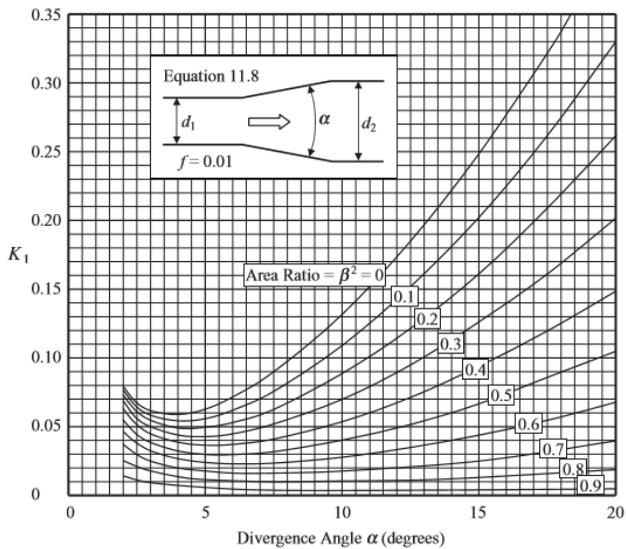
Gambar 2. 5 Struktur *Secondary flow* (Idel'chick, 1960) [16]
(Curing_cavitation_saves_money.142151320.pdf)

2.3 Karakteristik Aliran di Dalam Diffuser

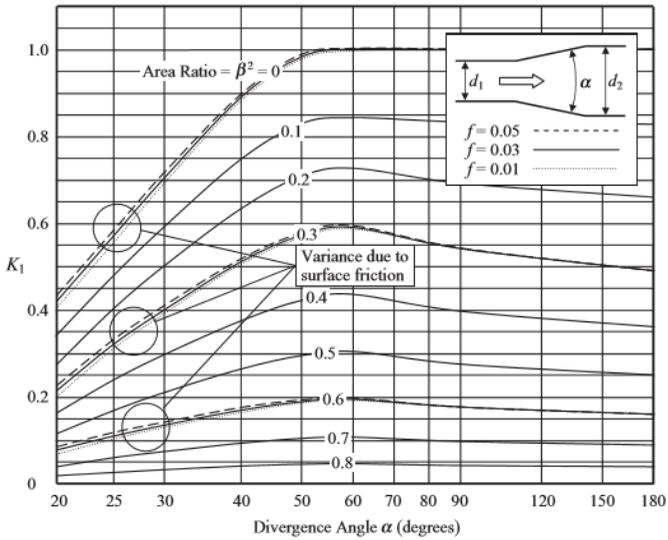
Diffuser menghasilkan kerugian (*head loss*) yang lebih besar daripada pipa yang lurus dengan panjang ekuivalen yang sama. Kerugian pada *diffuser* diakibatkan oleh adanya *friction loss* dan *separation loss* yang terjadi ketika melewati aksesoris tersebut. Separasi aliran terjadi akibat ketidakmampuan aliran untuk melawan *adverse pressure* yang terjadi akibat adanya pelebaran diameter pipa secara mendadak. Efek dan besarnya *coefficient loss* tersebut bergantung pada bilangan Reynolds, θ , *area ratio* (d/D), dan *surface friction of diffuser* (Rennels & Hudson, Expansions, 2012).



Gambar 2. 6 Grafik *Loss coefficient of Diffuser Surface Friction* terhadap *Divergence Angle* θ of 2° to 20° dengan *friction factor* 0.02 (Rennels & Hudson, Expansions, 2012)

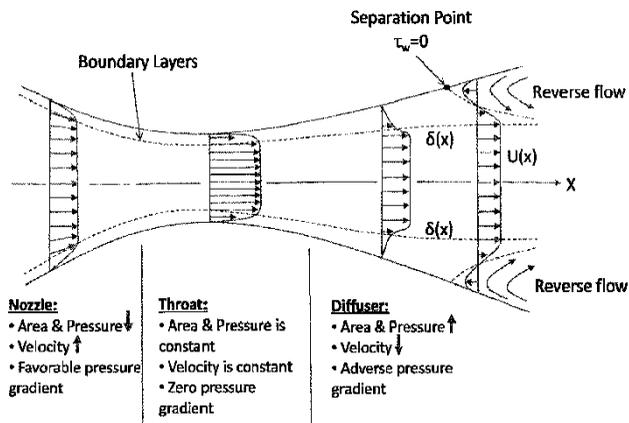


Gambar 2. 7 Grafik *Loss coefficient Diffuser* terhadap *Divergence Angle* θ of 2° to 20° dengan *friction factor* 0.01 (Rennels & Hudson, Expansions, 2012)



Gambar 2. 8 Grafik *Loss coefficient Diffuser* terhadap *Divergence Angle* θ of 20° to 180° dengan *friction factor* 0.01, 0.03 dan 0.05 (Rennels & Hudson, Expansions, 2012)

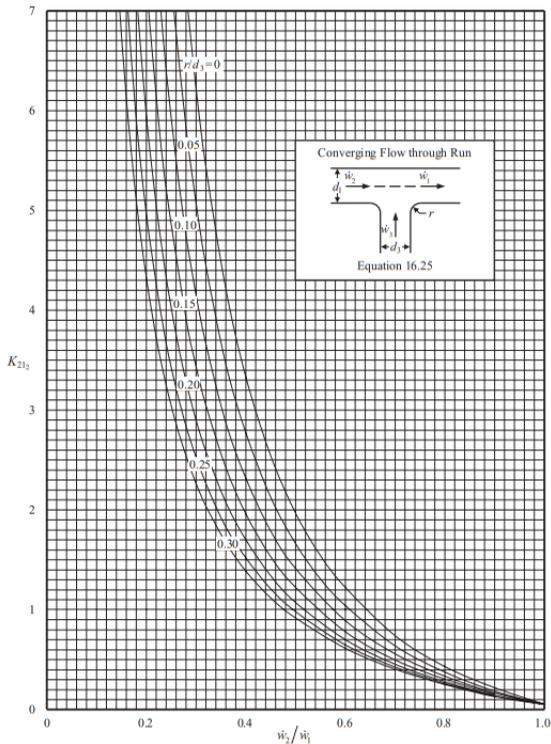
Flow separation di dalam *diffuser* terjadi karena terjadi pelebaran diameter dinding aliran secara tiba-tiba. Fenomena pelebaran diameter dinding aliran secara tiba-tiba ini menyebabkan terjadinya penurunan kecepatan aliran yang juga berdampak pada penurunan momentum aliran. Fenomena penurunan kecepatan aliran ini diiringi dengan munculnya *adverse pressure* pada area dekat dinding aliran. Aliran yang sebelumnya sudah mengalami *friction losses* akibat bergesekan dengan dinding aliran, sehingga momentum aliran tidak lagi mampu melawan *adverse pressure* yang muncul akibat penurunan kecepatan aliran. Akibatnya, terjadi separasi aliran yang berada pada dekat dinding aliran (Pritchard & John, 2015).



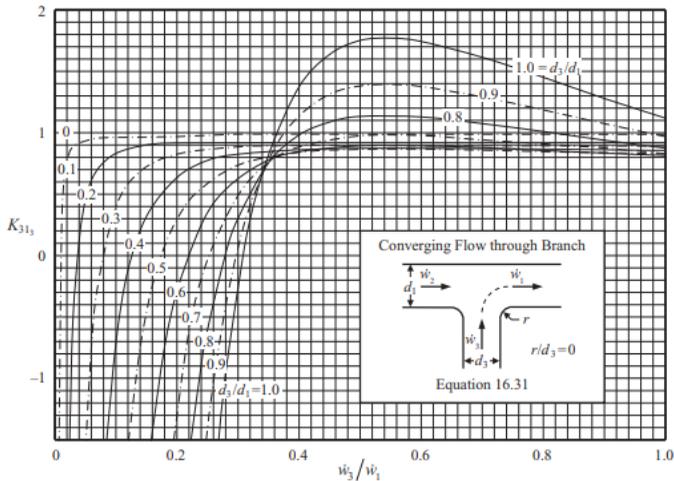
Gambar 2. 9 Skema Terjadinya Separasi Aliran di Dalam Diffuser (United States of America Patent No. EP2048508A2, 2009)

2.4 Karakteristik Aliran di Dalam Percabangan

Percabangan menghasilkan kerugian (*head loss*) yang cukup besar. Terdapat beberapa macam *tees*, salah satunya ialah *converging tees*. *Converging tees* merupakan jenis *tees* yang menggabungkan beberapa aliran menjadi satu aliran. Pada *converging flow tees*, mayoritas kerugian pada *tees* disebabkan *turbulent mixing* di dalam pipa inti dari dua aliran dengan kecepatan dan debit yang berbeda dan arah aliran yang mengalir dari pipa cabang masuk kepada pipa inti (Rennels & Hudson, Tees, 2012).



Gambar 2. 10 Grafik *Loss coefficient of Flow Through Run of T-Junction* (Rennels & Hudson, Tees, 2012)

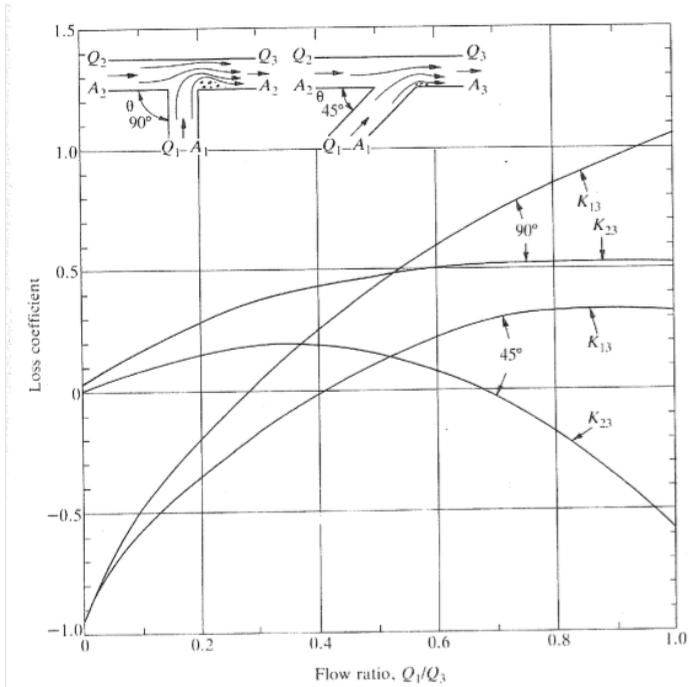


Gambar 2. 11 Grafik *Loss coefficient of Flow Through Branch of T-Junction* (Rennels & Hudson, Tees, 2012)

Dalam sumber lain dijelaskan bahwa kerugian yang timbul pada aksesoris berupa *tees* adalah disebabkan oleh *turbulent mixing* dan separasi aliran (Miller D. S., Internal Flows, 1990). Percabangan merupakan aksesoris yang berpeluang menyebabkan kerugian pada aliran paling besar dalam sebuah sistem perpipaan, khususnya pada sebuah sistem bertekanan tinggi yang menggunakan aksesoris percabangan dengan sudut sebesar 90° . Pada sebuah sistem instalasi pemompaan yang cukup besar, 10% dari daya input sangat mungkin untuk hilang akibat kerugian yang hanya disebabkan oleh adanya percabangan dalam jumlah yang banyak. *Losses* yang cukup tinggi yang terjadi di dalam percabangan disebabkan oleh adanya separasi aliran. Apabila separasi aliran ini tidak diantisipasi, dalam artian daerah separasi

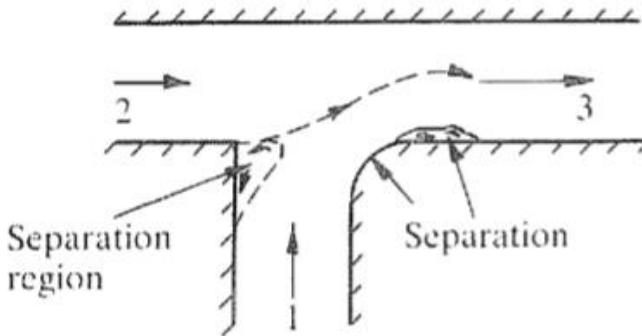
aliran tidak diminimasi, maka akan menimbulkan terjadinya aliran yang sangat tidak stabil sehingga dapat menyebabkan *losses* pada sistem.

Separasi aliran yang terjadi di dalam sebuah percabangan dapat diantisipasi dengan cara memodifikasi sambungan dari percabangan. Modifikasi tersebut dapat berupa mendesain bentuk percabangan menjadi memiliki sudut pipa cabang yang lebih berhimpit dengan pipa inti sehingga separasi aliran yang mungkin terjadi dapat diminimasi. Selain akan mengurangi daerah separasi aliran, membuat sudut pada percabangan juga akan menurunkan kerugian akibat terjadinya *blockage effect* yang disebabkan oleh *secondary flow* yang terbentuk. Hal ini dapat dilihat pada gambar dimana kurva *loss coefficient* aliran melalui percabangan dengan sudut 45° berada di bawah kurva *loss coefficient* aliran melalui percabangan dengan sudut 90° .

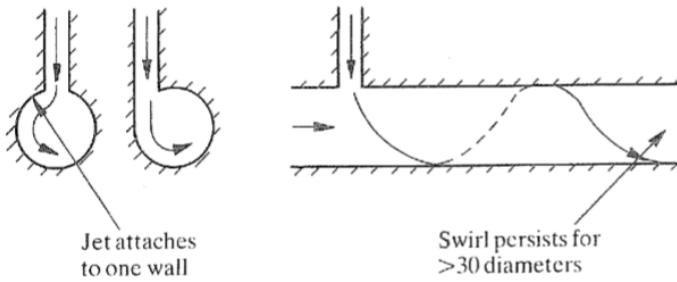


Gambar 2. 12 Loss Coefficient pada *Combining T-Junction* dengan Sudut 45° dan 90° Tanpa *Chamfer*

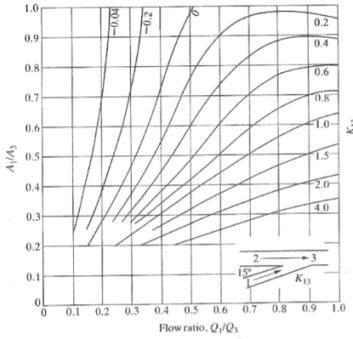
Selain dengan modifikasi sudut sambungan, pembuatan *chamfer* pada sambungan juga akan mengurangi nilai losses karena *chamfer* juga berpengaruh mengurangi terjadinya separasi aliran. Pada percabangan dengan sudut 90° dengan cross sectional-area yang sama antara pipa inti dan pipa cabang, keberadaan *chamfer* sangat berpengaruh mengurangi losses pada perbandingan Q_1/Q_2 lebih dari 0.2. Apabila cross sectional-area dari pipa cabang dikurangi, maka keuntungan dari adanya *chamfer* signifikan untuk mengurangi losses coefficient dari pipa cabang pada Q_1/Q_2 kurang dari 0.2 sedangkan pada pipa inti tidak begitu berpengaruh. Sebuah *chamfer* dengan radius 0.1 kali dari diameter pipa cabang mampu mengurangi potensial kerugian hingga 70%. Masalah yang mungkin terjadi apabila Q_1 lebih besar dari Q_3 dan A_1 lebih kecil dari A_3 adalah terjadinya *swirl* (Miller D. S., Internal Flows, 1990).



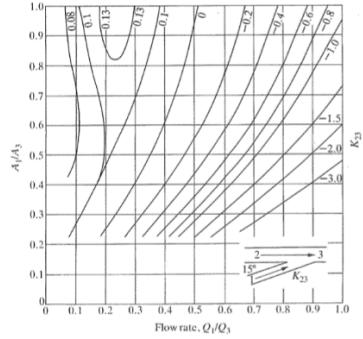
Gambar 2. 13 Improved Flow with Chamfer between Legs 1 and Legs 3 (Miller D. S., Internal Flows, 1990)



Gambar 2. 14 *Swirl Generated by Branch Flow* (Miller D. S., Internal Flows, 1990)

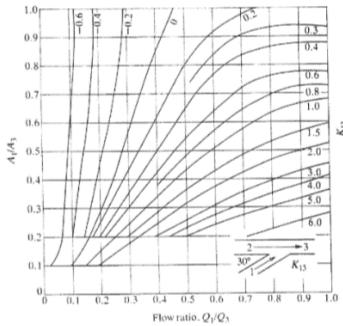


(a)

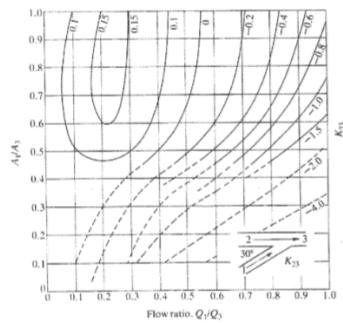


(b)

Gambar 2. 15 a) Combining Flow : Branch Angle 15°, loss coefficient K13, b) Combining Flow : Branch Angle 15°, loss coefficient K23 (Miller D. S., Dividing and Combining Flow, 1990)

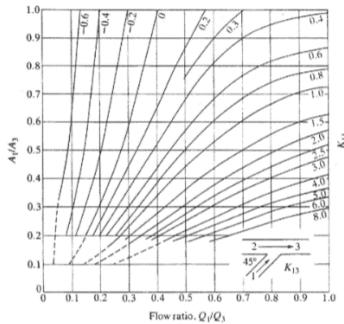


(a)

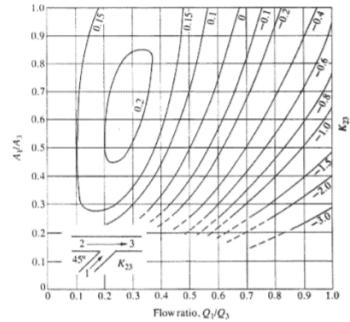


(b)

Gambar 2. 16 a) Combining Flow : Branch Angle 30°, loss coefficient K13, b) Combining Flow : Branch Angle 30°, loss coefficient K23 (Miller D. S., Dividing and Combining Flow, 1990)

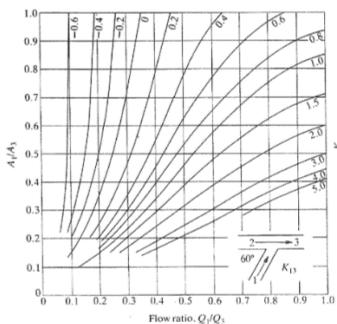


(a)

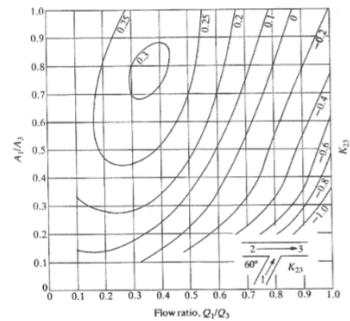


(b)

Gambar 2. 17 a) Combining Flow : Branch Angle 45°, loss coefficient K_{13} , b) Combining Flow : Branch Angle 45°, loss coefficient K_{23} (Miller D. S., Dividing and Combining Flow, 1990)

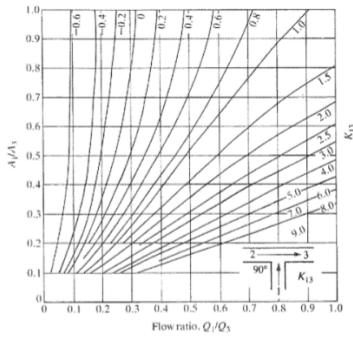


(a)

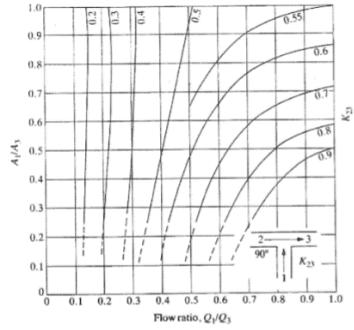


(b)

Gambar 2. 18 a) Combining Flow : Branch Angle 60°, loss coefficient K_{13} , b) Combining Flow : Branch Angle 60°, loss coefficient K_{23} (Miller D. S., Dividing and Combining Flow, 1990)



(a)

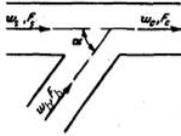


(b)

Gambar 2. 19 a) Combining Flow : Branch Angle 90° , loss coefficient K_{13} , b) Combining Flow : Branch Angle 90° , loss coefficient K_{23} (Miller D. S., *Dividing and Combining Flow*, 1990)

Converging wye $F_s + F_b > F_c$; $F_s = F_c$. $\alpha = 45^\circ$. Branch

Section VII
Diagram 7-3



Values of $\zeta_{c,b}$

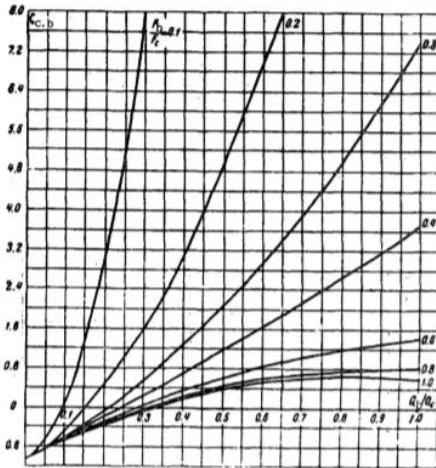
$\frac{Q_b}{Q_c}$	$\frac{F_b}{F_c}$						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0
0	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00
0.1	+0.24	-0.45	-0.56	-0.59	-0.61	-0.62	-0.62
0.2	3.15	+0.54	-0.02	-0.17	-0.26	-0.28	-0.29
0.3	8.00	1.64	+0.60	+0.30	+0.08	0.00	-0.03
0.4	14.0	3.15	1.30	0.72	0.35	+0.25	+0.21
0.5	21.9	5.00	2.10	1.18	0.60	0.45	0.40
0.6	31.6	6.90	2.97	1.65	0.85	0.60	0.53
0.7	42.9	9.20	3.90	2.15	1.02	0.70	0.60
0.8	55.9	12.4	4.90	2.66	1.20	0.79	0.65
0.9	70.6	15.4	6.20	3.20	1.30	0.90	0.64
1.0	86.9	18.9	7.40	3.71	1.42	0.80	0.59

$$\zeta_{c,b} = \frac{\Delta H_b}{\frac{\gamma w_b^3}{2g}} = 1 + \left(\frac{Q_b F_c}{Q_c F_b} \right)^2 - 2 \left(1 - \frac{Q_b}{Q_c} \right)^2 - 1.41 \frac{F_c}{F_b} \left(\frac{Q_b}{Q_c} \right)^2$$

is determined from the curves: $\zeta_{c,b} = f \left(\frac{Q_b}{Q_c} \right)$

corresponding to different $\frac{F_b}{F_c}$:

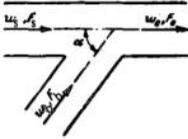
$$\zeta_h = \frac{\Delta H_b}{\frac{\gamma w_b^3}{2g}} = \frac{\zeta_{c,b}}{\left(\frac{Q_b F_c}{Q_c F_b} \right)^2}$$



Gambar 2. 20 a) Combining Flow : Branch Passage Angle 45°
Resistance Coefficient (Idel'chick, 1960)

Converging wye of type $F_b + F_s > F_c$; $F_s = F_c$. $\alpha = 45^\circ$. Main passage

Section VII
Diagram 7-4



Values of $\zeta_{c,s}$

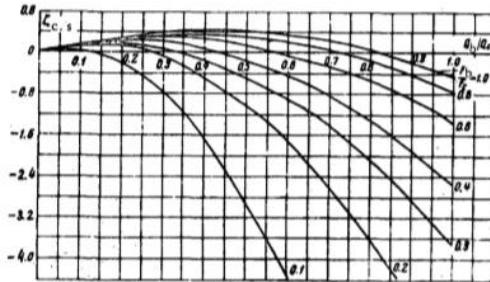
$\frac{Q_b}{Q_c}$	$\frac{F_b}{F_c}$					
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	1.0
0	0	0	0	0	0	0
0.1	+0.05	0.12	0.14	0.16	0.17	0.17
0.2	-0.20	+0.17	0.22	0.27	0.27	0.29
0.3	-0.76	-0.13	+0.08	0.20	0.28	0.32
0.4	-1.65	-0.50	-0.12	+0.08	0.26	0.36
0.5	-2.77	-1.00	-0.49	-0.13	+0.16	0.30
0.6	-4.30	-1.70	-0.87	-0.45	-0.04	0.20
0.7	-6.05	-2.60	-1.40	-0.85	-0.25	+0.08
0.8	-8.10	-3.56	-2.10	-1.32	-0.55	-0.17
0.9	-10.0	-4.75	-2.80	-1.90	-0.88	-0.40
1.0	-13.2	-6.10	-3.70	-2.55	-1.35	-0.77

$$\zeta_{c,s} = \frac{\Delta H_s}{\frac{1}{2} \rho \frac{u_c^2}{g}} = 1 - \left(1 - \frac{Q_b}{Q_c}\right)^2 - 1.41 \frac{F_c}{F_b} \left(\frac{Q_b}{Q_c}\right)^2$$

is determined from the curves $\zeta_{c,s} = f\left(\frac{Q_b}{Q_c}\right)$

corresponding to different $\frac{F_b}{F_c}$;

$$\zeta_s = \frac{\Delta H_s}{\frac{1}{2} \rho \frac{u_c^2}{g}} = \frac{\zeta_{c,s}}{\left(1 - \frac{Q_b}{Q_c}\right)^2}$$

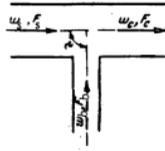


Gambar 2. 21 b) Combining Flow : Main Passage Angle 45°
Resistance Coefficient (Idel'chick, 1960)

Converging tee of type $F_b + F_{st} > F_c$; $F_s = F_c$. $\alpha = 90^\circ$

Section VII

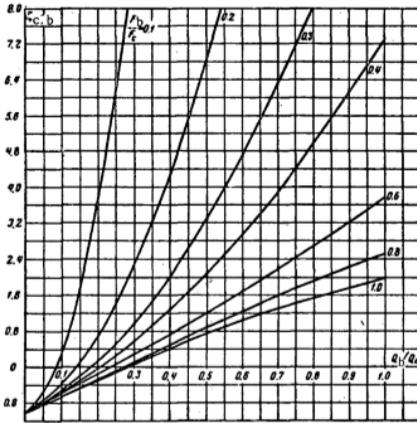
Diagram 7-7



$$\zeta_b = \frac{\Delta H_b}{\gamma w_b^2} = \frac{\zeta_{c,b}}{\left(\frac{Q_b F_c}{Q_c F_b}\right)^2}$$

Values of $\zeta_{c,b}$

$\frac{Q_b}{Q_c}$	$\frac{F_b}{F_c}$						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0
0	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00
0.1	+0.40	-0.37	-0.51	-0.54	-0.59	-0.60	-0.61
0.2	3.80	+0.72	+0.17	-0.03	-0.17	-0.22	-0.30
0.3	9.20	2.27	1.00	+0.58	+0.27	+0.15	-0.11
0.4	16.3	4.30	2.06	1.30	0.75	0.55	0.44
0.5	25.5	6.75	3.23	2.06	1.20	0.89	0.77
0.6	36.7	9.70	4.70	2.98	1.68	1.25	1.04
0.7	42.9	13.0	6.30	3.90	2.20	1.60	1.30
0.8	64.9	16.9	7.92	4.92	2.70	1.92	1.56
0.9	82.0	21.2	9.70	6.10	3.20	2.25	1.80
1.0	101	26.0	11.9	7.25	3.80	2.57	2.00



1. Branch

$$\zeta_{c,b} = \frac{\Delta H_b}{\gamma w_c^2} = A \left[1 + \frac{Q_b F_c}{Q_c F_b} \right]^2 - 2 \left(1 - \frac{Q_b}{Q_c} \right) = A \zeta'_{c,b}$$

where $\zeta'_{c,b}$ is determined from the curves $\zeta'_{c,s} = f\left(\frac{Q_b}{Q_c}\right)$ at different $\frac{F_b}{F_c}$ on graph a;

A is taken from Table 7-4 at different $\frac{F_b}{F_c}$.

TABLE 7-4

$\frac{F_b}{F_c}$	0-0.2	0.3-0.4	0.6	0.8	1.0
A	1.00	0.75	0.70	0.65	0.60

2. Main passage

$$\zeta_{c,s} = \frac{\Delta H_s}{\gamma w_c^2} \approx 1.55 \frac{Q_b}{Q_c} - \left(\frac{Q_b}{Q_c}\right)^2$$

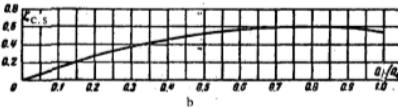
is determined by the curve

$$\zeta_{c,s} = f\left(\frac{Q_b}{Q_c}\right)$$

practically true for all values of $\frac{F_b}{F_c}$;

$$\zeta_s = \frac{\Delta H_s}{\gamma w_s^2} = \frac{\zeta_{c,s}}{\left(1 - \frac{Q_b}{Q_c}\right)^2}$$

$\frac{Q_b}{Q_c}$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.9	0.9	1.0
$\zeta_{c,s}$	0	0.16	0.27	0.34	0.46	0.53	0.57	0.59	0.60	0.59	0.55



Gambar 2. 22 Combining Flow : Branch and Main Passage Angle 90° Resistance Coefficient (Idel'chick, 1960)

2.5 Navier-Stokes Equation

Tegangan *viscous* pada *fluida Newtonian* proporsional terhadap laju deformasi ke arah angular. Pada aliran tiga dimensi, tegangan dapat di tunjukan dengan ketentuan *velocity gradients* dan *properties fluida* pada *rectangular coordinates*. Persamaan yang dapat digunakan untuk menganalisis aliran tiga dimensi adalah persamaan Navier-Stokes. Persamaan ini telah disederhanakan dengan menganggap tidak ada perubahan kecepatan terhadap waktu. Ditambahkan penyederhanaan lain yakni menganggap pengaruh nilai gravitasi terhadap aliran tidak signifikan (No Title).

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

2.6 Pressure Coefficient

Nilai ΔP Sistem perpipaan maupun saluran udara (*ducting system*) merupakan salah satu parameter yang perlu untuk diteliti. Pada bagian *ducting* nilai ΔP dapat diwakili dengan nilai C_p yang merupakan perbandingan tekanan statis terhadap tekanan dinamis. Penggunaan C_p sebagai parameter untuk menginvestigasi aliran bersifat lebih komparatif. Nilai C_p dapat dihitung dengan persamaan berikut (Rahman, Karim, & Alim, 2007) :

$$C_p = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho U_{ref}^2} = \frac{P_s - P_{ref}}{\frac{1}{2}\rho U_{ref}^2}$$

P_s : tekanan statis lokal pada dinding (pa)

P_{ref} : tekanan statis acuan (referensi) (pa)

ρ : massa jenis fluida pada kondisi kerja (m^3/kg)

U_{ref} : kecepatan freestream (m/s)

2.7 Head Loss

Head loss merupakan suatu fenomena hilangnya energi aliran di dalam sistem perpipaan. Hilangnya energi aliran selalu terjadi pada sistem perpipaan dengan menggunakan berbagai macam fluida, seperti fluida cair dan gas. *Head loss* sangat merugikan dalam aliran fluida di dalam sistem perpipaan, karena *head loss* dapat menaikkan kerja dari mesin mesin *turbomechinery*.

Salah satu penyebab *head loss* adalah desain dari sistem perpipaan tersebut. Desain yang memiliki instrumentasi/aksersoris yang lebih banyak maka memiliki kerugian energi yang lebih besar. Persamaan Bernoulli menggambarkan keseimbangan energi dari suatu fluida yang mengalir dari satu titik ke titik yang lain. Persamaan tersebut disempurnakan dengan menambahkan pengaruh dari *head loss*. Persamaan tersebut disebut persamaan energi yang dapat dilihat pada persamaan (2.8) (No Title):

$$\frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\bar{v}_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{\bar{v}_2^2}{2g} + Z_2 + H_{lt} \quad (2.8)$$

P = statis pressure (pa)

V = *velocity* dari fluida (m/s)

Z = elevasi dari fluida

H_{lt} = head loss total (m)

2.7.1 Head Loss Mayor

Head loss mayor adalah nilai kehilangan energi yang diakibatkan oleh gesekan antara fluida dengan dinding pipa lurus yang mempunyai luas penampang yang tetap. *Head loss* yang terjadi pada aliran dibagi menjadi dua bagian berdasarkan keadaan dari aliran:

a. Laminar

Untuk aliran laminar berkembang penuh pada pipa horizontal, *head loss mayor* didapatkan dengan persamaan berikut (No Title):

$$H_l = \frac{64}{Re} \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

Untuk pipa sirkular, aliran laminar (bilangan $Re_{dh} < 2300$)

b. Turbulen

Head loss mayor untuk aliran turbulen dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.10). Nilai koefisien gesek untuk aliran turbulen didapatkan dari moody diagram (No Title):

$$H_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

Untuk pipa sirkular, aliran turbulen (bilangan $Re_{dh} > 2300$)

2.7.2 Head Loss Minor

Head loss minor adalah kehilangan energi aliran fluida di dalam pipa yang disebabkan oleh perubahan luas penampang aliran, *entrance*, *fitting*, dll. Nilai *head loss minor* didapatkan dengan persamaan berikut (No Title):

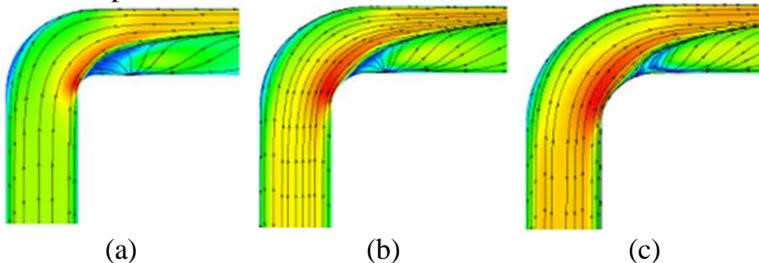
$$H_{lm} = K \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

2.8 Penelitian Terdahulu

2.8.1 Pengaruh *Curvature Ratio* (R_m/D_h) Pada Karakteristik Aliran Yang Melintasi *Elbow*

Curvature ratio (R_m/D_h) suatu *elbow* berpengaruh terhadap karakteristik aliran yang melintas di dalam *elbow*. Pengaruh yang diberikan oleh *curvature ratio* terhadap karakteristik aliran berupa timbulnya separasi aliran dan perbedaan *velocity profile* pada *downstream duct*.

Terdapat penelitian secara numerik yang mengamati karakteristik *wake* pada bagian *inner elbow* akibat perubahan dari R_m/D_h (Dutta & Nandi, 2018). Salah satu hasil dari penelitian tersebut berupa kontur kecepatan dan *pathline* dari suatu aliran yang melintasi *elbow* dengan bilangan $Re_{D_h} = 10^6$. Pada gambar 2.9 dapat dilihat bahwa semakin besar nilai R_m/D_h maka semakin kecil *wake* yang terbentuk pada daerah *outer wall* dan *inner wall*.

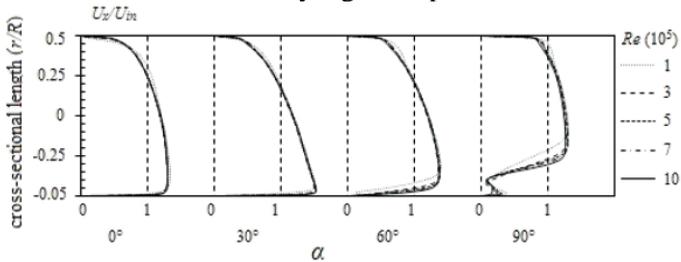


Gambar 2. 23 kontur dan *pathline* kecepatan yang melintasi *elbow* pada $Re_{D_h} = 10^6$ di berbagai (R_m/D_h) : a) $R_m/D_h = 0,5$, b) $R_m/D_h = 0.75$, c) $R_m/D_h = 1,5$ (Dutta & Nandi, 2018).

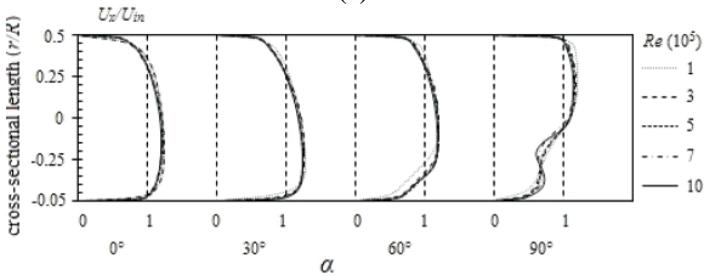
Penelitian secara numerik juga telah dilakukan untuk menginvestigasi pengaruh *Curvature ratio elbow* (R_m/D_h) terhadap *velocity profile* yang terbentuk di sepanjang *elbow* (Dutta & Nandi,

2015). Nilai R_m/D_h yang divariasikan adalah 1,2 dan 3. Bilangan Re_{Dh} yang digunakan berkisar $1-10 \times 10^5$.

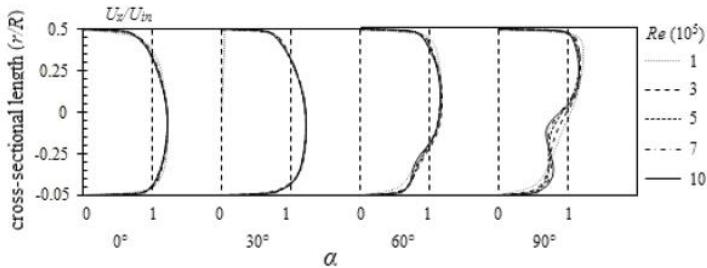
Velocity profile suatu aliran memiliki profil yang cenderung lebih penuh (*full*) apabila melintasi elbow dengan R_m/D_h yang bernilai lebih besar jika dibandingkan dengan *Velocity profile* yang melintasi R_m/D_h yang lebih kecil. Hal ini dibuktikan dengan penelitian mengenai pengaruh R_m/D_h dari suatu *elbow* terhadap profil kecepatan yang melintas di dalamnya (Dutta & Nandi, 2015). Pada gambar 2.10 dapat dilihat dengan bilangan Reynolds yang sama *velocity profile* yang melintas pada *elbow* dengan R_m/D_h yang lebih besar memiliki bentuk yang lebih penuh.



(a)



(b)

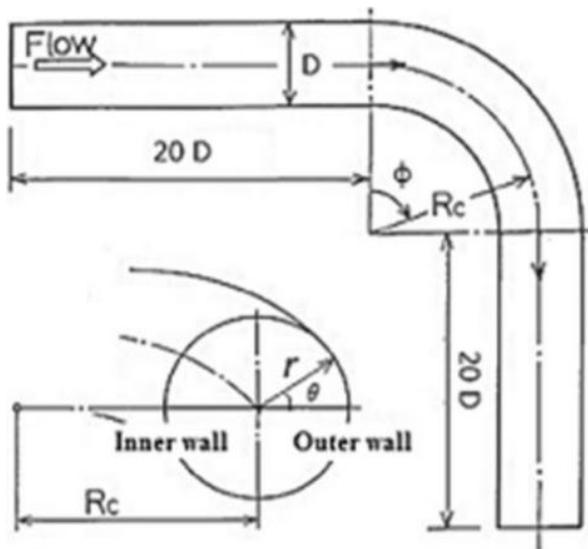


(c)

Gambar 2. 24 Velocity Profile di Sisi Elbow dengan Variasi Curvature Ratio dan Bilangan Reynolds : a) $R_m/D_h = 1$, b) $R_m/D_h = 2$, c) $R_m/D_h = 3$ (Dutta & Nandi, 2015)

2.8.2 Karakteristik Aliran Sekunder yang Melintasi Elbow

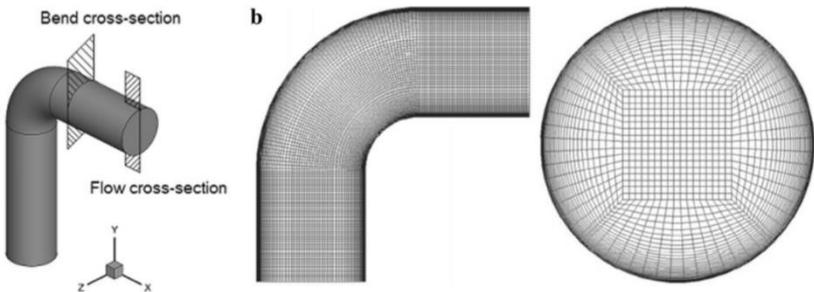
Adapun penelitian yang telah dilakukan secara numerik untuk mengidentifikasi *secondary flow* yang terbentuk akibat pengaruh *curvature ratio*. Salah satu penelitian yang memberikan informasi mengenai *secondary flow* yang terbentuk pada sisi elbow



menjelaskan pusat dari *secondary flow* yang terbentuk pada *circular duct*. Pada penelitian ini parameter yang divariasikan adalah R_m/D_h dan bilangan Re_{D_h} dengan objek penelitian berupa *circular pipe* yang terdiri dari *circular elbow*, *upstream* dan *downstream*. Terdapat tiga jenis R_m/D_h yang digunakan pada penelitian ini, *curvature ratio* tersebut bernilai 0,5, 0,75, dan 1,5. Bilangan Reynolds yang divariasikan pada penelitian ini bernilai 1×10^5 hingga 10×10^5 .

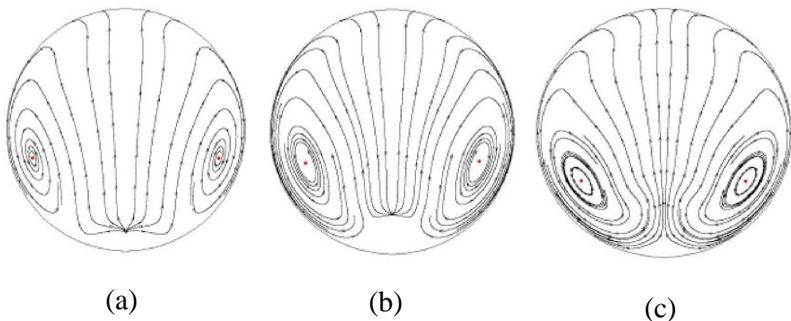
Gambar 2. 25 Skematik dan Dimensi *Duct* (Dutta & Nandi, 2018)

Mesh yang digunakan pada penelitian ini adalah *structured mesh* dengan bentuk segi empat. Bentuk dari *structured mesh* dapat dilihat dari segi potongan pada bidang *z* dan pada bidang 'x'. DNS dan LES dipilih sebagai model turbulensi aliran. Hal ini dikarenakan DNS dan LES lebih akurat daripada Navier-Stokes (RANS) namun tipe ini membutuhkan waktu simulasi yang lebih lama. *Pressure-implicit with the splitting of operators* (PISO) digunakan untuk mendapatkan *pressure-velocity coupling*. *Second-order* digunakan untuk formulasi *transient* sedangkan *momentum spatial discretization* menggunakan *second order upwind*. Konvergensi kriteria untuk semua parameter bernilai 10^{-5} . *Boundary condition* untuk *inlet* pipa berupa *velocity inlet* dengan nilai *turbulent intensity* ($I = 0.16 \times Re_{D_h}^{-0.125}$). *Boundary Condition* untuk *outlet* pipa adalah *outflow*.

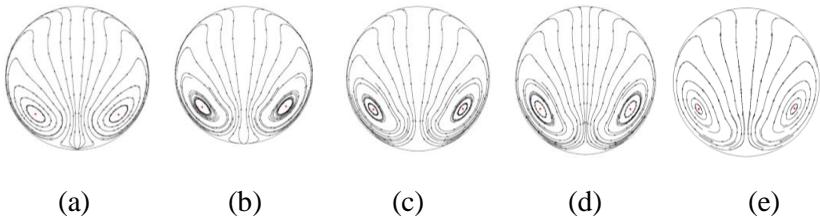


Gambar 2. 26 Konfigurasi *Mesh* (Dutta & Nandi, 2018)

Salah satu hasil dari penelitian adalah kontur aliran dari *secondary flow*. Perubahan struktur *secondary flow* terhadap perubahan R_m/D_h dapat dilihat pada Gambar 2.13. Proses pengamatan dan *vortices* dilakukan dengan cara menganalisis perubahan posisi dari pusat *secondary flow*. Posisi pusat *secondary flow* akan semakin menuju ke tengah pipa seiring berkurangnya *curvature ratio* dan berlaku sebaliknya. Hal ini dapat dikaitkan dengan titik separasi. Titik separasi akan terjadi lebih awal pada *curvature ratio* yang bernilai rendah sehingga *wake* yang terbentuk pada outlet elbow juga semakin membesar. *Wake* yang besar akan menyebabkan titik pusat *secondary flow* berada di dekat pusat *duct*. Hasil lain dari penelitian ini berupa perubahan struktur *secondary flow* akibat perubahan bilangan Re_{Dh} . Dapat dilihat pada Gambar 2.27, titik pusat dari *secondary flow* akan bergerak ke tengah *duct* seiring meningkatnya bilangan *Reynolds*. *Curvature ratio* (R_m/D_h) dan bilangan *Reynolds* (Re_{Dh}) memiliki pengaruh terhadap perubahan struktur *secondary flow*, namun R_m/D_h memiliki pengaruh yang lebih signifikan daripada bilangan Re_{Dh} .



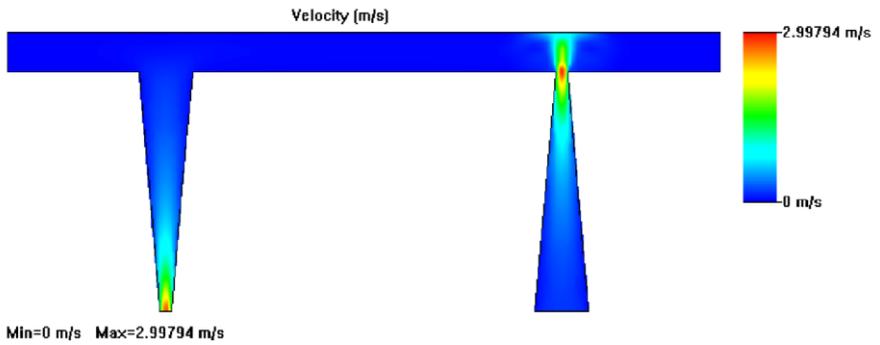
Gambar 2. 27 *Secondary flow* Pada Posisi *Outlet Elbow* ; a) (R_m/D_h) = 0,75, b) (R_m/D_h) = 1 dan c) (R_m/D_h) = 1,5 (Dutta & Nandi, 2018)



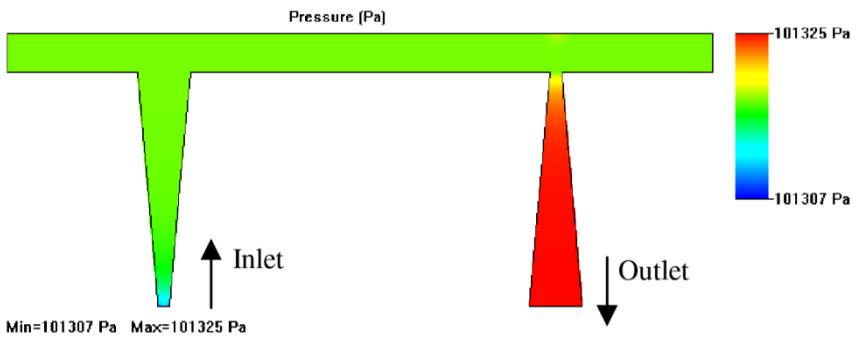
Gambar 2. 28 *Secondary flow* Pada Posisi *Outlet Elbow* ; a) $Re_{Dh} = 1 \times 10^5$, b) $Re_{Dh} = 3 \times 10^5$, c) $Re_{Dh} = 5 \times 10^5$, d) $Re_{Dh} = 7 \times 10^5$ dan e) $Re_{Dh} = 10 \times 10^5$ (Dutta & Nandi, 2018)

2.8.3 Karakteristik Aliran Melalui *Diffuser*

Sebuah penelitian secara numerik tentang aliran melewati sebuah *conical diffuser* pada sebuah *Micropump*. Studi dilakukan secara kualitatif terhadap aliran yang melalui suatu diffuser (Devarajan, Mahendran, Karim, & Nagarajan, 2015). Studi tersebut dilakukan dengan Dh inlet yaitu 0.6 mm dengan Sudut divergensi *diffuser* 5° , debit sebesar 0.6 ml/s dan tekanan outlet diatur sebesar tekanan atmosfer. Studi tersebut menunjukkan hasil kontur tekanan dan kecepatan aliran melalui *diffuser*. Kontur tekanan menunjukkan bahwa tekanan aliran meningkat pada hilir diffuser seiring dengan semakin besarnya Dh , sedangkan kontur kecepatan menunjukkan bahwa kecepatan aliran menurun pada hilir diffuser seiring dengan semakin besarnya Dh .



Gambar 2. 29 Kontur kecepatan aliran melalui diffuser



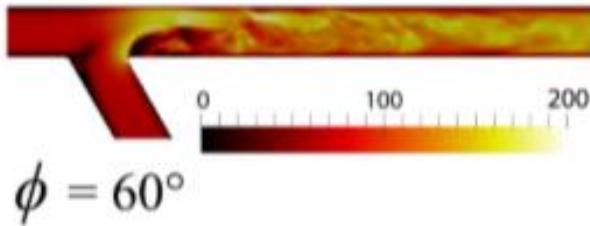
Gambar 2. 30 Kontur tekanan aliran melalui diffuser

2.8.4 Pengaruh Sudut Percabangan Terhadap Nilai *Loss coefficient* Aliran *Converging* melalui Percabangan

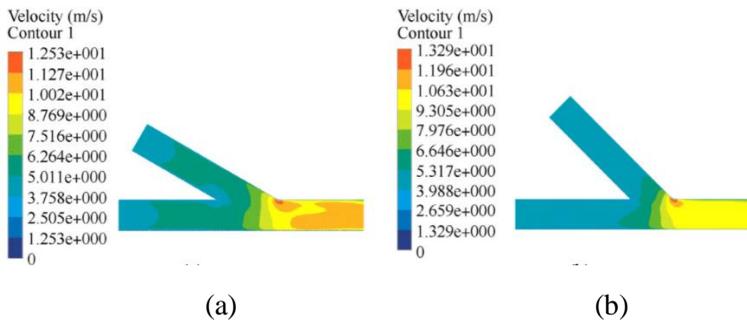
Sebuah penelitian secara numerik terhadap pengaruh sudut percabangan telah dilakukan terhadap aliran yang melewati sebuah percabangan (Mynard & Valen-Sendstad, 2010). Pada penelitian ini, diameter pipa yang digunakan adalah 6 mm, panjang inlet yang digunakan ialah 20 mm dan panjang outlet ialah 30 kali dari diameter pipa. Pada sudut lancip percabangan juga dirubah menjadi bentuk *chamfer* dengan radius *chamfer* 6 mm menggunakan Autodesk Inventor.

Salah satu hasil dari penelitian tersebut mengatakan bahwa besar sudut percabangan pada sebuah percabangan berpengaruh terhadap karakteristik aliran yang melintas di dalam suatu percabangan. Pengaruh yang diberikan oleh percabangan angle terhadap karakteristik aliran adalah bahwa semakin kecil sudut percabangan maka *loss coefficient* aliran yang melalui percabangan juga akan semakin menurun. Penelitian dilakukan secara kualitatif dan kuantitatif.

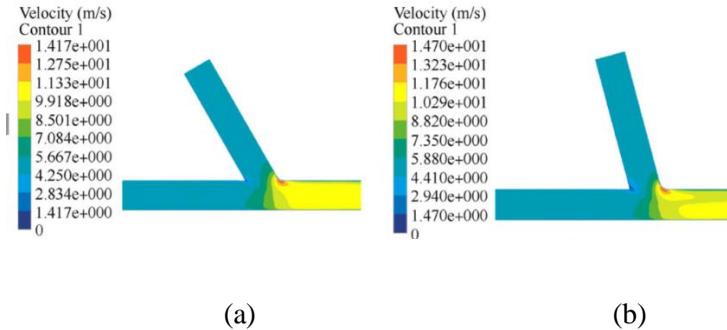
Penelitian secara kualitatif dilakukan untuk meneliti kontur kecepatan atau tekanan yang dibentuk oleh aliran. Dalam penelitian secara kualitatif, beberapa variasi sudut percabangan yang ditampilkan hasil simulasinya berupa kontur kecepatan aliran. Dari hasil penelitian sebelumnya, didapatkan perbedaan kontur kecepatan aliran melalui percabangan dengan variasi sudut yang berbeda. Dari perbedaan kontur hasil penelitian sebelumnya, didapatkan bahwa percabangan dengan sudut percabangan 30° memiliki kecepatan aliran yang lebih tinggi pada sisi outlet apa bila dibandingkan dengan percabangan dengan sudut percabangan 45° , 60° dan 75° (Mynard & Valen-Sendstad, 2010) (Xin & Shaoping, 2013).



Gambar 2. 31 Kontur Kecepatan Hasil Simulasi Aliran Melalui Percabangan dengan sudut Percabangan 60° (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)

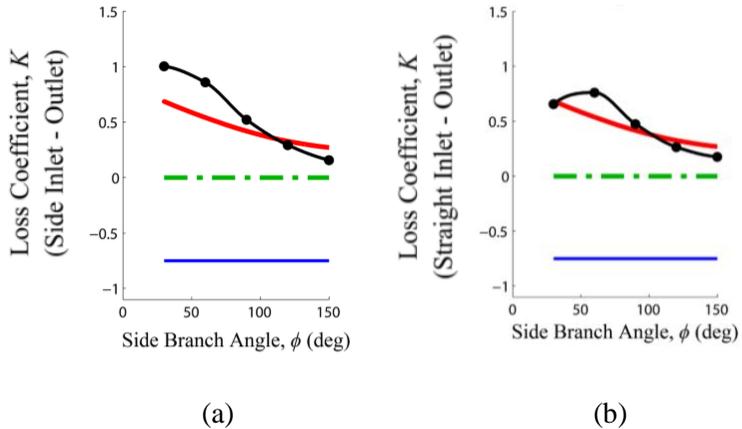


Gambar 2. 32 Kuntur Kecepatan Hasil Simulasi Aliran Melalui Percabangan ; a) Sudut Percabangan 30° , b) Sudut Percabangan 45° (Xin & Shaoping, 2013)



Gambar 2. 33 Kuntur Kecepatan Hasil Simulasi Aliran Melalui Percabangan ; a) Sudut Percabangan 60° , b) Sudut Percabangan 75° (Xin & Shaoping, 2013)

Penelitian secara kuantitatif dilakukan dan untuk tipe *converging flow* melalui *tees*, didapatkan hasil bahwa semakin besar sudut percabangan yang dibentuk, maka nilai *loss coefficient* aliran menjadi semakin kecil. Hal ini terlihat dari hasil penelitian yang disajikan bahwa nilai *loss coefficient* aliran pada variasi sudut 150° pada side branch inlet lebih kecil daripada *loss coefficient* aliran pada variasi sudut yang lebih kecil. Sedangkan pada aliran yang melalui straight branch inlet nilai *loss coefficient* aliran pada variasi sudut percabangan 150° lebih kecil daripada *loss coefficient* aliran pada variasi sudut yang lebih kecil, namun pada variasi sudut percabangan kurang dari 50° nilai coefficient loss aliran melalui straight inlet menurun (Mynard & Valen-Sendstad, 2010). Sumber lain mengatakan, bahwa apabila sudut percabangan terlalu besar atau terlalu kecil, maka pressure loss akan terjadi sebagai akibat dari *curved loss* dan *confluence loss* (Xin & Shaoping, 2013).

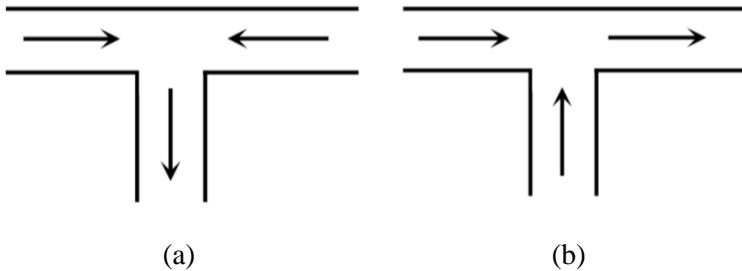


Gambar 2. 34 *Loss coefficient* Aliran melalui Percabangan dengan Variasi Sudut percabangan ; a) *Pipa Cabang*, b) *Pipa Inti* (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)

2.8.5 Pengaruh Perbedaan *Inlet Velocity* terhadap Nilai Head Loss Aliran melalui Percabangan

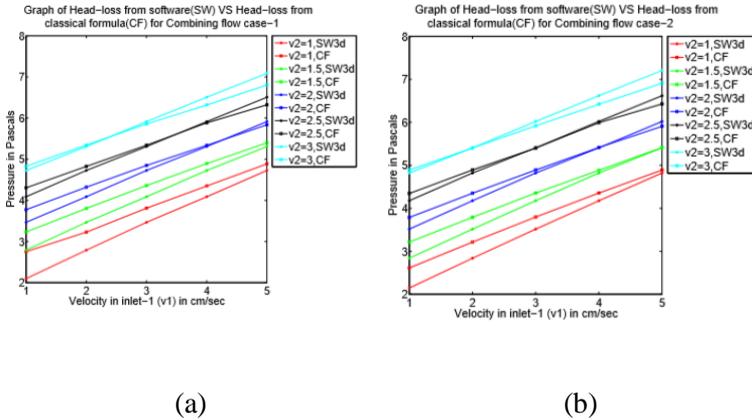
Inlet velocity berpengaruh terhadap karakteristik suatu aliran yang melalui sebuah tees (Mynard & Valen-Sendstad, 2010). Telah dilakukan penelitian secara komputasional mengenai hal ini dengan menggunakan tees dengan diameter pipa cabang yang sama yaitu 0.5 cm, variasi kecepatan inlet 1 m/s hingga 3 m/s dan outlet pressure 100 Pascals.

Penelitian mengenai pengaruh perbedaan *inlet velocity* ini dilakukan pada dua tipe aliran melalui tees, yaitu tipe aliran diverging atau deviding dan aliran converging atau combining. Pada aliran converging, terdapat dua model penelitian yang dibedakan oleh inlet aliran. Pada model pertama, inlet pertama dan inlet kedua berada pada posisi berlawanan, sehingga outlet berada pada posisi tegak lurus dengan pipa inlet, sedangkan pada model kedua, arah inlet kedua tegak lurus dengan inlet pertama dan outlet dari aliran.



Gambar 2. 35 Skema Model Aliran *Converging* ; a) Model 1 : Arah aliran outlet tegak lurus terhadap arah kedua aliran inlet, b) Model 2 : Arah aliran inlet 2 tegak lurus dengan arah aliran inlet 1 dan arah aliran outlet (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)

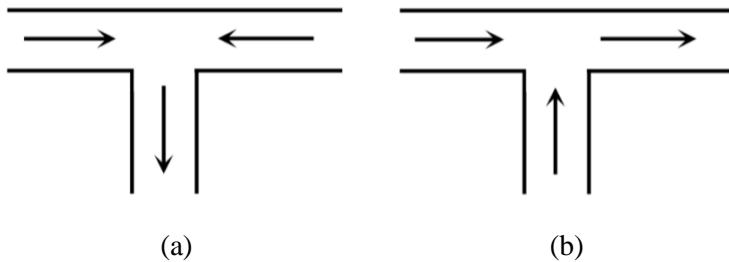
Hasil dari penelitian tersebut menunjukkan bahwa nilai *head loss* yang didapatkan melalui pengujian baik secara *classic formula* maupun dengan *software* mengalami kenaikan seiring dengan ditingkatkannya nilai dari *velocity* aliran pada kedua inlet. Hal ini berlaku untuk kedua model, dengan meninjau nilai dari *velocity* inlet 2, terlihat pada grafik yang dibentuk bahwa dengan *velocity* inlet 2 sebesar 1 m/s nilai *head loss*-nya lebih kecil daripada *velocity* inlet 2 sebesar 3 m/s. Sedangkan apabila ditinjau pada nilai dari *velocity* inlet 1, semakin tinggi nilai *velocity* inlet 1, maka semakin besar pula nilai *head loss*. Terdapat perbedaan nilai *head loss* pada kedua model, grafik di bawah menunjukkan bahwa perbedaan letak dan arah outlet terhadap inlet tidak terlalu mempengaruhi nilai *head loss* pada aliran melalui sebuah *tees*.



Gambar 2. 36 Grafik Head Loss Aliran Melalui Tees ; a) Model 1 : Arah aliran outlet tegak lurus terhadap arah kedua aliran inlet, b) Model 2 : Arah aliran inlet 2 tegak lurus dengan arah aliran inlet 1 dan arah aliran outlet (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)

2.8.6 Pengaruh Perbedaan *Cross Sectional-Area* pipa terhadap Nilai Head Loss Aliran Melalui Percabangan

Penelitian mengenai pengaruh perbedaan *Cross Sectional-Area* terhadap nilai head loss aliran melalui sebuah tees telah dilakukan (Mynard & Valen-Sendstad, 2010). Penelitian ini dilakukan terhadap beberapa tees dengan nilai diameter cabang pipa yang berbeda dengan skema aliran yang berbeda. Untuk model skema aliran yang pertama yaitu arah aliran outlet tegak lurus dengan arah kedua inlet. Sedangkan untuk model skema aliran yang kedua yaitu arah aliran pada salah satu inlet tegak lurus dengan arah aliran pada outlet dan inlet yang lain.

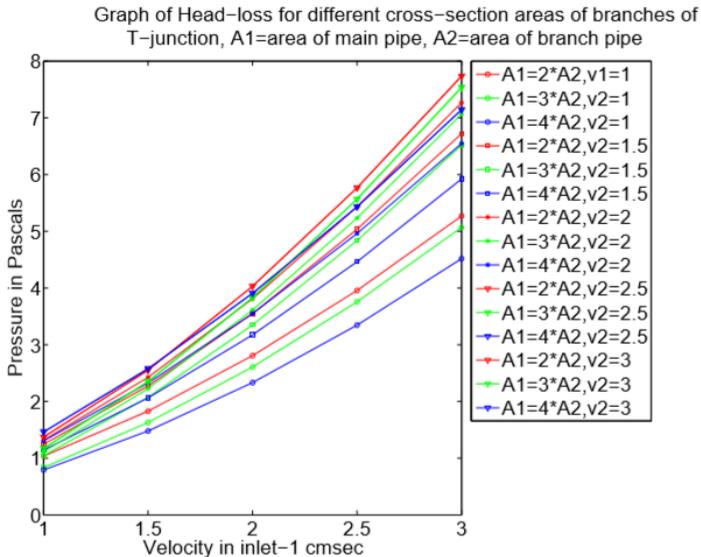


Gambar 2. 37 Skema Model Aliran *Converging*; a) Model 1 : Arah aliran outlet tegak lurus terhadap arah kedua aliran inlet, b) Model 2 : Arah aliran inlet 2 tegak lurus dengan arah aliran inlet 1 dan arah aliran outlet. (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)

Pada penelitian ini, *tees* dibagi menjadi tiga model ukuran dengan diameter pipa inti dan diameter pipa cabang yang divariasikan. Pada model pertama diameter pipa inti berukuran setengah kali dari diameter pipa cabang, model kedua diameter pipa inti berukuran sepertiga kali dari diameter pipa cabang, sedangkan pada model ketiga diameter pipa inti adalah seperempat kali dari diameter pipa cabang. Selain itu, penelitian ini juga dilakukan dengan variasi velocity pada kedua inlet. Velocity pada kedua inlet berkisar antara 1 m/s hingga 3 m/s.

Hasil dari penelitian tersebut adalah, bahwa semakin besar kecepatan aliran pada kedua inlet, maka nilai head loss yang terjadi juga semakin besar. Hal ini ditunjukkan dengan kurva dengan lambang yang sama dari hasil penelitian yang semakin ke kanan semakin naik. Sedangkan semakin besar perbandingan *cross sectional-area* pipa inti dengan *cross sectional-area* pipa cabang ($A1/A2$) maka nilai head loss menjadi semakin kecil. Hal ini ditunjukkan dengan fenomena kurva dengan lambang lingkaran biru berlubang ($A1 = 4A2$) berada di bawah kurva dengan lambang lingkaran hijau berlubang ($A1 = 3A2$). Gambar 2.29 di merupakan grafik yang menunjukkan pengaruh perbedaan *cross sectional-area* pipa terhadap nilai *head loss* aliran melalui percabangan

dengan model skema aliran 1. Penelitian tersebut tidak menunjukkan hasil penelitian dengan menggunakan model skema aliran 2. Peneliti hanya menjelaskan bahwa penelitian dilakukan dengan model skema aliran 2, maka hasil yang akan ditunjukkan akan berkebalikan. Semakin besar perbandingan *cross sectional-area* pipa inti dengan *cross sectional-area* pipa cabang (A_1/A_2) maka nilai head loss menjadi semakin kecil.



Gambar 2. 38 Grafik Head Loss Aliran Melalui Tees dengan Besar Cross Sectional-Area yang berbeda. (Mynard & Valen-Sendstad, 2010)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3

METODE PENELITIAN

Pada bab ini dibahas metode penelitian yang digunakan untuk mendapatkan hasil yang diinginkan. Studi numerik dengan menggunakan Fluent 18.1 dipilih untuk menganalisis karakteristik aliran fluida tiga dimensi di dalam sebuah instalasi perpipaan. Berikut metodologi pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

Studi literatur :

Proses mempelajari beberapa literatur yang terkait dengan objek penelitian. Literatur yang digunakan berupa artikel ilmiah, jurnal, *text book*, serta hasil penelitian yang terkait.

Simulasi :

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui adanya fenomena aliran tiga dimensi (*3D*) saat melewati percabangan dengan $\alpha = 45^\circ$ dan 90° dengan diameter hidraulik cabang sebesar 200 mm dengan variasi pola operasi pemompaan yaitu empat pompa dan tiga pompa beroperasi. Pada tahap ini langkah-langkah yang dilakukan yaitu *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing*.

Penyusunan laporan :

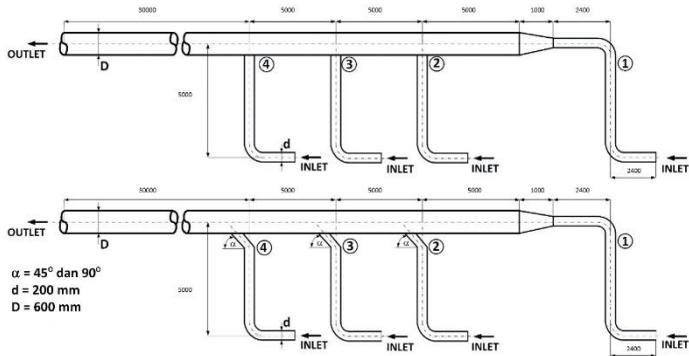
Laporan ini tersusun atas pendahuluan, tinjauan pustaka, dan metodologi penelitian.

3.1 Geometri Sistem Perpipaan

Pipa yang dijadikan objek penelitian memiliki bentuk penampang berupa lingkaran. Pipa yang dijadikan objek penelitian memiliki bentuk penampang berupa *square*. Pipa tersebut terdiri dari tiga bagian yaitu *elbow*, *diffuser* dan percabangan. Terdapat tiga model geometri yang berbeda di dalam pengujian ini. Ketiga perbedaan tersebut terletak pada bagian model percabangan tersebut. Detail dari sistem perpipaan yang dibuat semirip mungkin dengan instalasi pompa dan sistem perpipaan yang sudah ada dapat dilihat dari gambar sebagai berikut :



Gambar 3. 1 Instalasi Pompa pada Sistem Perpipaan



Gambar 3. 2 Skema Sistem Perpipaan dengan Sudut Percabangan 90° dan 45°

Spesifikasi bagian sistem perpipaan sebagai berikut :

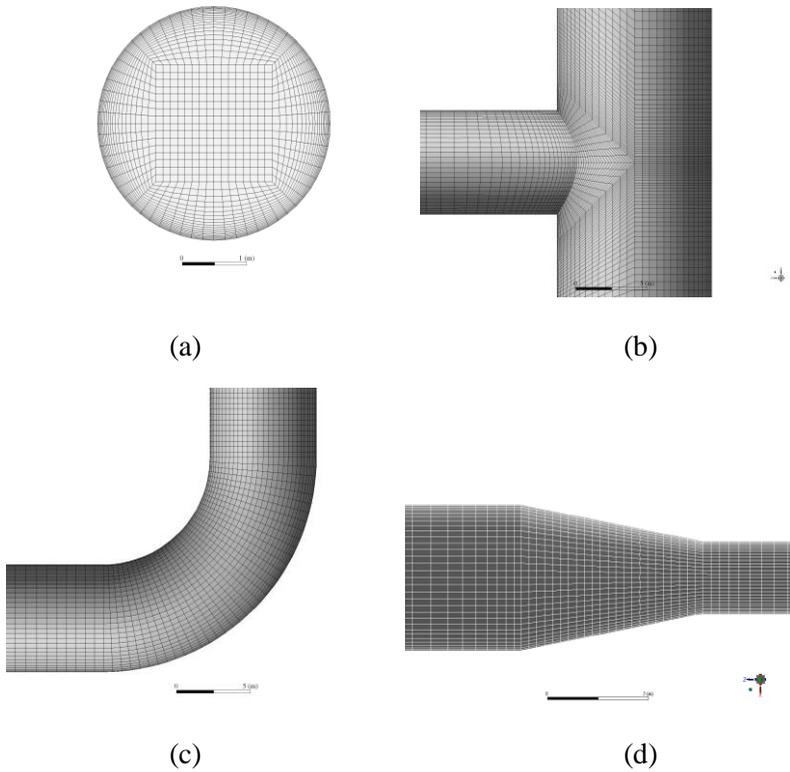
- Diameter *hydraulic* pipa inlet (D) : 200 mm
- Area ratio diffuser ($A1/A2$) : 0,11
- Divergence angle diffuser (d/D) : $11,37^\circ$
- Diameter *hydraulic* pipa cabang (D) : 200 mm
- Junction angle of junction model I : 90°
- Junction angle of junction model II : 45°
- Curvature ratio elbow I (R_m/D_h) : 2
- Curvature ratio elbow II (R_m/D_h) : 2

3.2 Metode Numerik

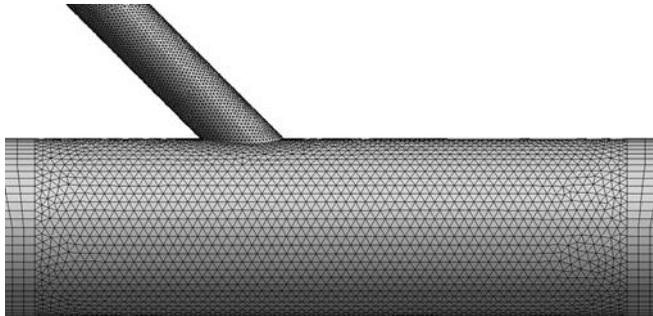
Pendekatan Numerik, model numeric dan diskritisasi (*meshing*) digunakan piranti lunak komputasi fluida. Urutan kerja pada penelitian numerik ini dibagi menjadi tiga tahap, yaitu tahap *pre-processing*, *processing* dan dilanjutkan dengan tahap *post-processing*.

3.2.1 Tahap Pre-Processing

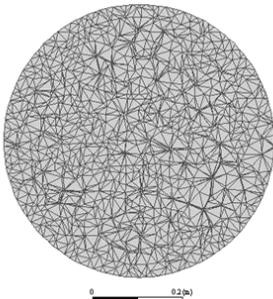
- a) Pembuatan model *3D* yang mengacu pada geometri Gambar 3.1. Model pipa dibuat dengan variasi sudut percabangan (α) dan diameter hidraulik (Dh) dari cabang pipa. Pembuatan geometri dan *mesh* serta penentuan *boundary condition* dilakukan pada program *gambit*.
- b) Pembuatan *meshing* dilakukan untuk tiap variasi. *Meshing* volume yang digunakan adalah kombinasi *structured mesh* tipe *hexahedral-map* dan *unstructured mesh* tipe *T-grid*. Metode *meshing* yang digunakan adalah sistem *grading* dengan distribusi *mesh* yang semakin rapat pada sisi dekat dinding serta rapat pada daerah aksesoris perpipaan. Contoh hasil dari *meshing* pada pipa bagian *upstream* dapat dilihat pada gambar 3.5.



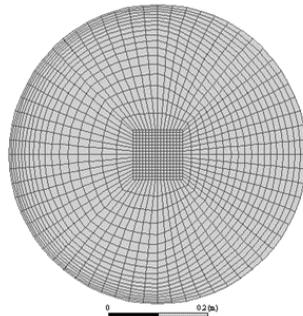
Gambar 3. 3 *Meshing* pada Bagian Sistem Perpipaan a) *Cross Sectional Mesh* pada bagian *Upstream*, b) *Mesh* pada Bagian Percabangan, c) *Mesh* pada bagian *Elbow*, d) *Mesh* pada bagian *Diffuser*



(a)



(b)



(c)

Gambar 3. 4 *Meshing* pada Bagian Sistem Perpipaan a) *Mesh* pada Bagian Percabangan, b) *Mesh* pada Bagian *Unstructured* di Bagian Percabangan, c) *Mesh* pada Bagian *Unstructured* di Bagian Percabangan

3.2.2 Tahap Processing

a) *Scale* dan pengecekan kondisi batas

Penentuan dan pengecekan dimensi pada program Fluent merupakan langkah pertama yang harus dilakukan. Hal ini berfungsi untuk memastikan pembuatan dimensi pada program Gambit sudah sesuai dengan program Fluent. Pengecekan kondisi batas juga diperlukan untuk menghindari terjadinya kesalahan pemilihan bidang sebagai kondisi batas tertentu.

b) *Models*

Pemilihan model turbulensi didasarkan oleh penelitian terdahulu. Selain berdasarkan penelitian terdahulu, telah dilakukan perbandingan hasil simulasi dengan menggunakan beberapa model turbulensi. Model turbulensi aliran yang dipergunakan adalah K-epsilon standard.

c) *Materials*

Data *properties* material fluida yaitu air pada temperatur $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ dengan *density* (ρ) 998.18 kg/m^3 dan viskositas absolut (μ) 0.0010003 N.s/m^2 .

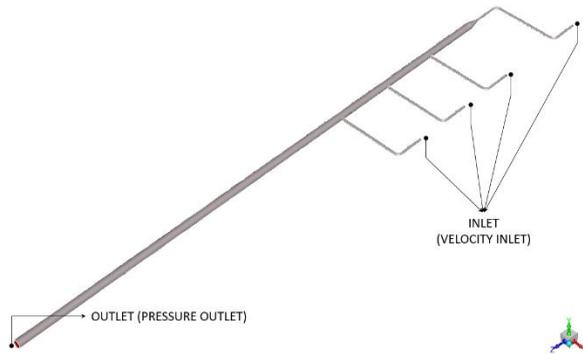
d) *Operating conditions*

Menentukan kondisi daerah operasi dan lingkungan di sekitar benda uji. *Operating conditions* menggunakan *operating pressure* sebesar $1\text{ atm} = 101325\text{ Pa}$ (pascal).

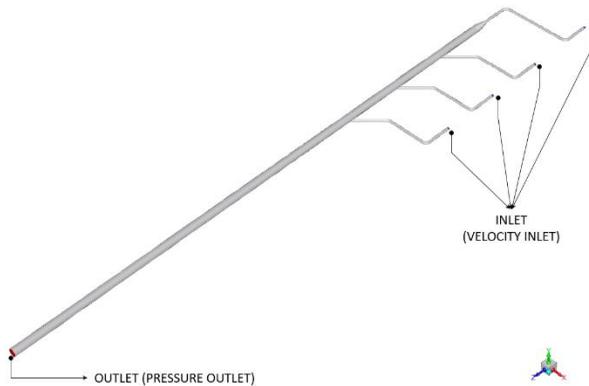
e) *Boundary conditions*

Menentukan nilai parameter dari suatu kondisi batas pada aliran yang melewati benda uji. Sisi *inlet* didefinisikan sebagai *velocity inlet* dalam (m/s) dengan variasi *velocity* sebesar $4,65\text{ m/s}$ pada kondisi empat pompa beroperasi dan $6,2\text{ m/s}$ pada kondisi tiga pompa beroperasi. Ditambahkan spesifikasi *turbulent intensity* dan diameter hidraulik untuk meningkatkan keakuratan simulasi. *Turbulence intensity* untuk masing-masing kecepatan

pada sisi *inlet* yaitu 5% sedangkan nilai *hydraulic diameter* sebesar 200 mm. Sisi *outlet* didefinisikan sebagai *pressure outlet* dengan nilai *pressure* diatur pada nilai 10000 Pascal sedangkan dinding pipa didefinisikan sebagai *Wall*. Domain simulasi dapat dilihat pada Gambar 3.6.



(a)



(b)

Gambar 3. 5 *Boundary Condition* Sistem Perpipaan Pada Simulasi a) Model Percabangan 90° , b) Model Percabangan 45°

f) *Solution*

Solution pada penelitian ini akan menggunakan metode *SIMPLE* serta *discretization* berupa *second order* untuk *pressure*, *second-order upwind* untuk *momentum*, *turbulence kinetic energy* dan *turbulence dissipation rate*.

g) *Initialize*

Merupakan langkah awal untuk proses iterasi untuk mencapai *convergen*, langkah ini dapat dihitung dari *inlet*, *outlet*, atau daerah lainnya. Dalam kasus ini langkah awal dimulai dari sisi *inlet*.

h) *Monitor residual*

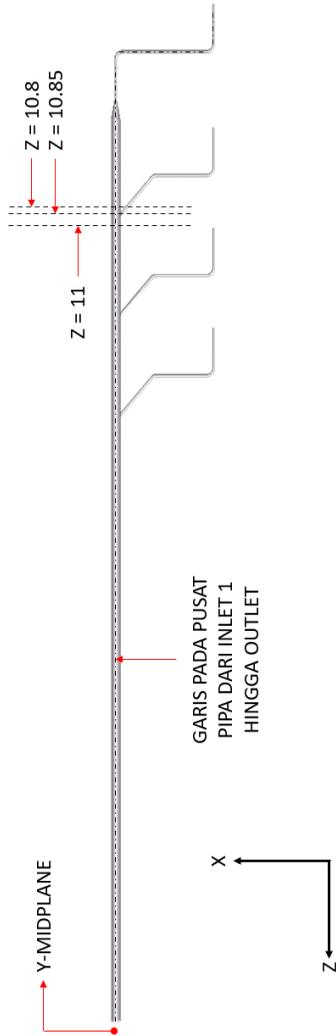
Harga kriteria konvergensi ditentukan sebagai tolak ukur tingkat keakuratan. Kriteria konvergensi ditetapkan sebesar 1×10^{-5} untuk *continuity*, *x-velocity*, *y-velocity*, *z-velocity*, *k*, dan ε . Proses iterasi dinyatakan telah *convergen* setelah residualnya mencapai nilai yang telah ditentukan.

i) *Iterate*

Langkah selanjutnya setelah penetapan harga *monitor residual* adalah *iteration*. *Iteration* merupakan langkah perhitungan pada program Fluent 18.1. *Iteration* akan secara otomatis berhenti apabila semua nilai residualnya mencapai nilai telah ditentukan dapat dikatakan iterasi sudah *convergen*. Apabila tidak tercapai kriteria *convergen* maka dilakukan tahapan untuk memperbaiki *meshing*.

3.2.3 Tahap *Post-processing*

Post-processing merupakan tahapan penampilan hasil simulasi. Hasil simulasi berupa data kuantitatif dan kualitatif. Data kuantitatif berupa distribusi nilai *pressure drop* dan *loss coefficient* sedangkan data kualitatif berupa penampilan kontur kecepatan dan turbulent intensity pada setiap *cross section*. Pada tiap posisi pengambilan data terdapat keterangan mengenai data yang akan diintresprestasikan untuk mengamati karakteristik aliran. Keterangan mengenai jenis data yang akan didapatkan dapat dilihat pada Tabel 3.1. Posisi pengambilan data ditunjukkan pada gambar 3.6.



Gambar 3. 6 Posisi Pengambilan Data

Tabel 3. 1 Posisi dan Jenis Data

No	Posisi	Jenis data
1	<i>Inlet</i>	Static Pressure
2	Garis Pusat Pipa	Tekanan
3	Y-midplane	Kontur kecepatan & kontur tekanan
4	Z=10.8	Tekanan, kontur kecepatan dan kontur tekanan
5	Z=10.85	Tekanan, kontur kecepatan dan kontur tekanan
6	Z=11	Tekanan, kontur kecepatan dan kontur tekanan
7	Outlet	Tekanan statis
8	Y=0 pada Outlet	Profil Kecepatan

3.2.4 Analisis Grid Independency

Proses *grid independency test* dan validasi untuk model simulasi bertujuan untuk mendapatkan mesh dan permodelan simulasi yang paling akurat. Pada proses ini akan dibandingkan hasil simulasi dari beberapa variasi mesh. Terdapat empat mesh yang akan di bandingkan, jumlah mesh yang akan divariasikan bernilai $1,4 \times 10^6$, $1,5 \times 10^6$, $1,6 \times 10^6$, dan $1,7 \times 10^6$ element. Keempat variasi tersebut akan disimulasikan dengan nilai *velocity inlet* sebesar 2,5 m/s berbasis diameter hidraulik pada system perpipaan, dengan diameter hidraulik pipa cabang percabangan sebesar 600 mm dan sudut percabangan 90° .

Parameter yang dibandingkan untuk *grid independency test* adalah *pressure drop* pada sisi *upstream* dan y^+ . Tabel hasil perbandingan *pressure drop* dapat dilihat pada Tabel 3.3. Berdasarkan tabel tersebut dapat disimpulkan bahwa mesh dengan jumlah $1,7 \times 10^6$ sudah cukup akurat dan optimal.

Tabel 3. 2 Data *Grid Indendency Test (Pressure drop Error)* dan y^+

No	Mesh	Z=2.0 Pressure (pa)	Error (%)	y^+		
				Average	Maximal	Minimal
90 Derajat						
1	$1,5 \times 10^6$	19978,76	-	98,2	260,8	0
2	$1,7 \times 10^6$	18256,22	7.28	81,2	229,7	0
3	$1,8 \times 10^6$	17447,81	5.23	72,1	210,7	0
4	$1,9 \times 10^6$	17049.94	2.07	69,1	199,7	0
45 Derajat						
1	$1,7 \times 10^6$	13987,87	-	84.7	240,8	0
2	$1,9 \times 10^6$	13007,14	5,78	74,1	218,9	0
3	$2,0 \times 10^6$	12375,87	5,03	70,3	191,1	0
4	$2,2 \times 10^6$	11881,24	3,21	67,2	178,1	0

3.3 Langkah-Langkah Penelitian

Langkah-langkah penelitian numerik pada sistem perpipaan ini adalah sebagai berikut:

- 1) Pembuatan geometri dan mesh dari sistem perpipaan.
- 2) Penentuan *boundary condition* pada model uji, serta batasan yang digunakan dalam penyelesaian simulasi seperti *inlet*, *outlet*, dan *wall*.
- 3) Penentuan keadaan operasi pada *fluent*, meliputi: *models*, *materials*, *boundary condition*, *solution*, *initialize*, *monitor residual*, dan *iterate (post-processing)*.
- 4) Iterasi hingga mencapai keadaan konvergen.
- 5) Analisis *grid independency*. Analisis *grid independency* divariasikan sebanyak 4 variasi jumlah *mesh* dengan model turbulensi *k-epsilon standard*.
- 6) Melakukan simulasi pada model uji dengan variasi yang ditentukan yaitu: variasi sudut percabangan, dan pola operasi. Pada variasi empat pompa beroperasi, kecepatan inlet diatur sebesar 4,65 m/s, sedangkan pada variasi tiga pompa beroperasi, kecepatan inlet diatur sebesar 6,2 m/s. Tabel 3.3 menunjukkan semua variasi yang akan di simulasikan.

Tabel 3. 3 Data Variasi Penelitian

No	Model	Sudut Percabangan (°)	Variasi
1	A	90	SEMUA POMPA ON
			POMPA 2 OFF
			POMPA 3 OFF
			POMPA 4 OFF
2	B	45	SEMUA POMPA ON
			POMPA 2 OFF
			POMPA 3 OFF
			POMPA 4 OFF

7) Melakukan *post-processing* tiap variasi.

8) Analisis hasil dan penarikan kesimpulan

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

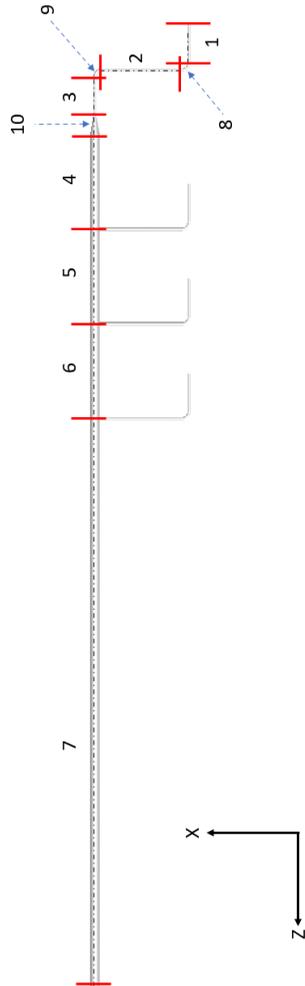
BAB 4 PEMBAHASAN

4.1 Metode Validasi

Validasi dilakukan dengan cara membandingkan nilai pressure drop yang didapatkan dengan cara hitung manual dan membandingkannya dengan nilai pressure drop dari hasil simulasi menggunakan *software* ANSYS Fluent. Nilai pressure drop dalam hitungan manual didapatkan dengan menggunakan persamaan energi, membandingkan kondisi pada sisi inlet dan outlet dari system perpipaan dengan variasi sudut percabangan sebesar 90° dan 45°. Untuk memudahkan perhitungan nilai pressure drop total pada system didapatkan dengan cara membagi system menjadi beberapa control volume yang kemudian dihitung besar nilai pressure drop yang terjadi pada masing-masing control volume tersebut.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + Z_2 + H_{lt}$$

Pada penelitian ini, model tidak mengalami kenaikan atau penurunan elevasi, sehingga nilai head akibat gravitasi dapat diabaikan.



Gambar 4. 1 Pembagian Control Volume Untuk Perhitungan Pressure Drop

Tabel 4. 1 Keterangan Pembagian Control Volume Untuk Perhitungan Pressure Drop

No	Keterangan
1	Pipa Lurus
2	Pipa Lurus
3	Pipa Lurus
4	Pipa Lurus
5	Pipa Lurus
6	Pipa Lurus
7	Pipa Lurus
8	Elbow 1
9	Elbow 2
10	Radial Expansion
11	Percabangan 1
12	Percabangan 2
13	Percabangan 3

Nilai pressure drop pada system didapatkan dengan cara menghitung nilai head loss pada system secara keseluruhan. Nilai head loss mayor didapatkan dengan cara mencari nilai Reynolds Number terlebih dahulu untuk menentukan aliran yang mengalir di dalam pipa apakah berupa aliran laminar atau turbulen. Apabila yang mengalir di dalam pipa adalah aliran turbulen, maka tahap selanjutnya ialah mencari nilai dari friction factor dengan menggunakan Moody Chart. Friction factor diperlukan untuk menghitung nilai dari head loss mayor yang terjadi akibat gesekan antara aliran turbulen dengan dinding pipa. Roughness pada pipe wall diatur default oleh software ANSYS fluent dengan nilai nol,

atau bisa dikategorikan sebagai smooth pipe. Selanjutnya nilai head loss mayor dihitung dengan rumus sebagai berikut :

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

Sedangkan nilai head loss minor didapatkan dengan cara mencari nilai losses coefficient sesuai dengan aksesoris yang dilalui oleh aliran. Pada penelitian kali ini aksesoris yang dilalui oleh aliran ialah elbow, diffuser dan percabangan. Selanjutnya nilai head loss minor dihitung dengan rumus berikut :

$$H_{tm} = K \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

Setelah nilai head loss dari seluruh control volume didapatkan, langkah selanjutnya adalah menjumlahkan nilai head loss total dari system perpipaan kemudian mengalikannya dengan massa jenis dan gravitasi sehingga didapatkan nilai pressure drop dari system secara keseluruhan.

Berikut adalah table nilai roughness pipa dan losses coefficient dari seluruh aksesoris yang ada pada system perpipaan pada penelitian ini :

Tabel 4. 2 Nilai Roughness Dinding Pipa dan Losses Coefficient Aksesoris Pipa

No	Bagian	45°	90°
		Roughness	
1	Dinding Pipa Lurus	0	0
No	Aksesoris	Losses Coefficient	
1	Elbow 1	1,5	1,5
2	Elbow 2	1,5	1,5
3	Radial Expansion	0,13	0,13
4	Percabangan 1	-2,42	0,53
5	Percabangan 2	-0,85	0,41
6	Percabangan 3	-0,36	0,33

Data nilai roughness dinding pipa dan nilai losses coefficient aksesoris pada system menjadi dasar penghitungan manual nilai head loss total yang kemudian didapatkan nilai pressure drop total pada system yang menjadi nilai pembanding terhadap nilai pressure drop yang didapatkan melalui proses simulasi menggunakan *software* ANSYS Fluent. Perhitungan nilai pressure drop secara manual dilakukan sebagai berikut :

Model Percabangan dengan Sudut 90°

Pipa Lurus Nomor 1. D = 200 mm, l = 2000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.011803 \times \frac{2000}{200} \times \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.130072 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.130072 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 1273.713 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 2. D = 200 mm, l = 5000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.011803 \times \frac{2000}{200} \times \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.32518 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.32518 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 3184.283 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 3. D = 200 mm, l = 2000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.011803 \times \frac{2000}{200} \times \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.130072 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.130072 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 1273.713 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 4. D = 600 mm, l = 5000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.014386 \times \frac{5000}{600} \times \frac{0.52^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.001631 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.001631 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 15.972428 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 5. D = 600 mm, l = 5000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.01267 \times \frac{5000}{600} \times \frac{1.03^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.005746 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.005746 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 56.26729 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 6. D = 200 mm, l = 5000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.011803 \times \frac{5000}{600} \times \frac{1.55^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.012044$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.012044 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 117.9364 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 7. D = 200 mm, l = 30000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.011237 \times \frac{5000}{600} \times \frac{2.07^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.122311$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.122311 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 1197.71 \text{ Pascal}$$

Elbow 1

$$H_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = 1.5 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = 1.653096 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 1.653096 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 168.20803 \text{ Pascal}$$

Elbow 2

$$H_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = 1.5 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = 1.653096 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 1.653096 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 168.20803 \text{ Pascal}$$

Radial Expansion

$$H_{lm} = K \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = 0.13 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = 0.143268 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.143268 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 14.578029 \text{ Pascal}$$

Percabangan 1

$$H_{lm} = K \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = 0.525 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = 0.028572 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.028572 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 279.78714 \text{ Pascal}$$

Percabangan 2

$$H_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = 0.4055 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = 0.04966 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.04966 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 486.29004 \text{ Pascal}$$

Percabangan 3

$$H_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = 0.325 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = 0.07075 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.07075 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 692.806255 \text{ Pascal}$$

Pressure Drop Total Model Percabangan dengan Sudut 45°

Pressure Drop Total = 8415 Pascal

Model Percabangan dengan Sudut 90°

Pipa Lurus Nomor 1. D = 200 mm, l = 2000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.011803 \times \frac{2000}{200} \times \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.130072 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.130072 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 1273.713 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 2. D = 200 mm, l = 5000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.011803 \times \frac{5000}{200} \times \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.32518 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.32518 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 3184.283 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 3. D = 200 mm, l = 2000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.011803 \times \frac{2000}{200} \times \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.130072 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.130072 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 1273.713 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 4. D = 600 mm, l = 5000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.014386 \times \frac{5000}{600} \times \frac{0.52^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.001631 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.001631 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 15.972428 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 5. D = 600 mm, l = 5000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.01267 \times \frac{5000}{600} \times \frac{1.03^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.005746 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.005746 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 56.26729 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 6. D = 200 mm, l = 5000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.011803 \times \frac{5000}{600} \times \frac{1.55^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.012044$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.012044 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 117.9364 \text{ Pascal}$$

Pipa Lurus Nomor 7. D = 200 mm, l = 30000 mm

$$Hl = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$Hl = 0.011237 \times \frac{5000}{600} \times \frac{2.07^2}{2 \times 9.81}$$

$$Hl = 0.122311$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.122311 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 1197.71 \text{ Pascal}$$

Elbow 1

$$H_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = 1.5 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = 1.653096 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 1.653096 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 168.20803 \text{ Pascal}$$

Elbow 2

$$H_{lm} = K \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = 1.5 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = 1.653096 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 1.653096 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 168.20803 \text{ Pascal}$$

Radial Expansion

$$H_{lm} = K \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = 0.13 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = 0.143268 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = 0.143268 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = 14.578029 \text{ Pascal}$$

Percabangan 1

$$H_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = -2.4225 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = -2.69975 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = -2.69975 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = -1289.54 \text{ Pascal}$$

Percabangan 2

$$H_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = -0.8544 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = -0.94165 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = -0.94165 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = -1023.35 \text{ Pascal}$$

Percabangan 3

$$H_{lm} = K \frac{\bar{v}^2}{2g}$$

$$H_{lm} = -0.35563 \frac{4.65^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_{lm} = -0.39192 \text{ Meter}$$

$$p_1 - p_2 = Hl \rho g$$

$$p_1 - p_2 = -0.39192 \times 998.2 \times 9.81$$

$$p_1 - p_2 = -757.168 \text{ Pascal}$$

Pressure Drop Total Model Percabangan dengan Sudut 45°

Pressure Drop Total = 4040 Pascal

Tabel 4. 3 Perbandingan Nilai Pressure Drop Total Hasil Hitungan Manual Dengan Simulasi Menggunakan *Software* ANSYS Fluent 19.1

No	Mesh	Pressure Drop (pa)	Error (%)
90 Derajat			
1	Hasil Perhitungan Manual	8415	4,17
2	Hasil Simulasi	8766	
45 Derajat			
1	Hasil Perhitungan Manual	4040	10,15
2	Hasil Simulasi	3630	

Berdasarkan data tersebut dapat disimpulkan bahwa nilai pressure drop antara hasil simulasi dengan hitung manual memiliki perbedaan yang cukup signifikan pada model 45°, hal ini disebabkan karena meshing pada bagian percabangan masih berupa meshing dengan tipe *unstructured* yang menyebabkan nilai residual simulasi model 45° tidak dapat serendah nilai residual

simulasi model 90°. Nilai residual pada model 45° hanya mampu menyentuh 10^{-04} pada parameter continuity, 10^{-05} pada parameter k dan epsilon serta 10^{-06} pada parameter velocity. Sedangkan pada model 90° nilai residual untuk parameter continuity mencapai 10^{-05} , dan 10^{-06} untuk parameter velocity, k dan epsilon.

4.2 Perbandingan Grafik Total Pressure Model Percabangan dengan Sudut 45° dan Model Percabangan dengan Sudut 90°

Pada pressure outlet yang diatur sama nilainya yaitu 10000 Pascal, hasil simulasi menunjukkan perbedaan nilai total pressure pada inlet kedua model system perpipaan. Sistem perpipaan dengan model percabangan bersudut 45° memiliki nilai total pressure pada inlet yang lebih rendah daripada system perpipaan dengan model percabangan bersudut 90°. Pada gambar 4.1 ditunjukkan bahwa nilai total pressure pada inlet system perpipaan dengan model percabangan bersudut 45° adalah 24359,85 Pascal, sedangkan pada gambar 4.2 ditunjukkan nilai total pressure pada inlet system perpipaan dengan model percabangan 90° adalah 29520,8 Pascal. *Energy losses* yang terjadi pada system perpipaan dengan sudut percabangan 45° adalah sebesar 14359,85 Pascal sedangkan system perpipaan dengan sudut percabangan 90° mengalami *energy losses* sebesar 19520,80 Pascal. Dari hasil simulasi tersebut, didapatkan selisih nilai *energy losses* pada system perpipaan kedua model sebesar 5160,95 Pascal.

Berdasarkan data *energy losses* tersebut, maka dapat dihitung daya hidraulik pada kedua model system perpipaan tersebut. Pada model system perpipaan dengan percabangan bersudut 45° memiliki daya hidraulik sebesar 2096,54 Watt untuk setiap pompa sedangkan model system perpipaan dengan percabangan bersudut 90° memiliki daya hidraulik sebesar 2850,04 Watt untuk setiap pompa. Apabila efisiensi pompa diasumsikan bernilai sama yaitu 80% maka daya input untuk masing-masing pompa pada system perpipaan dengan model percabangan bersudut 45° sebesar 2620,66 Watt sedangkan model percabangan bersudut 90° sebesar 3562,55 Watt. Terjadi penghematan daya input pompa

sebesar 941,81 Watt pada system perpipaan dengan model percabangan bersudut 45° dibandingkan dengan system perpipaan dengan model percabangan bersudut 90° .

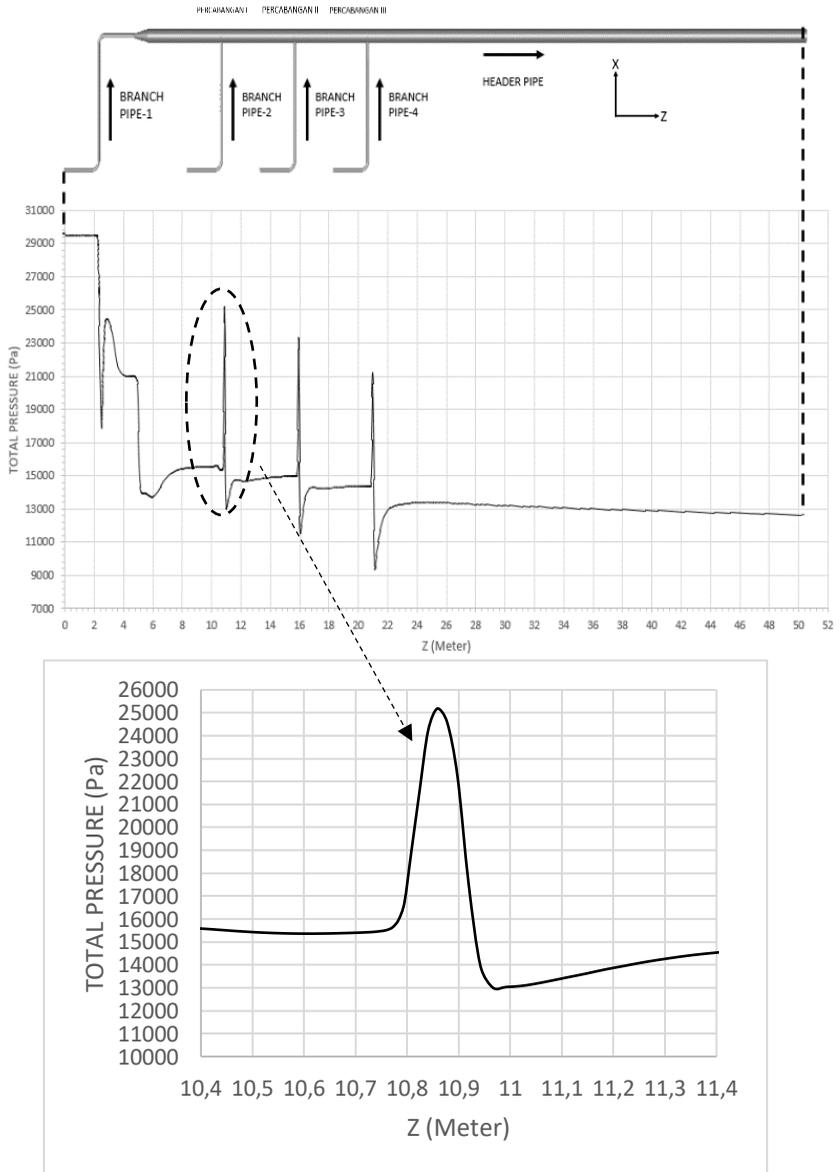
Perbedaan nilai *energy losses* secara keseluruhan system ini disebabkan oleh perbedaan kondisi aliran yang terjadi pada percabangan dari kedua system perpipaan tersebut. Setelah dilakukan perbesaran gambar grafik tepat pada bagian percabangan pertama dari kedua model system perpipaan, didapatkan perbedaan yang cukup signifikan terhadap nilai total pressure pada kedua system perpipaan. Berdasarkan gambar 4.1 nilai total pressure pada system perpipaan dengan variasi sudut percabangan sebesar 45° tertinggi pada titik $Z=10.85$ yaitu 22593,83 Pascal. Sedangkan berdasarkan gambar 4.2 nilai total pressure pada system perpipaan dengan variasi sudut percabangan sebesar 90° tertinggi pada titik yang sama yaitu $Z=10.85$ dengan nilai total pressure 25185,14 Pascal. Terjadinya fluktuasi pada grafik total pressure model percabangan dengan sudut 45° disebabkan karena bentuk *meshing* pada bagian percabangan berupa *unstructured*. Fluktuasi tidak terjadi pada bagian lain pada system perpipaan dengan model percabangan bersudut 45° . Perbedaan nilai total pressure drop pada percabangan pipa sebagai tempat bertemunya dua aliran yang berbeda ini menunjukkan adanya fenomena aliran yang juga berbeda.

Nilai maksimum total pressure yang lebih tinggi pada percabangan dengan sudut 90° dibandingkan dengan percabangan dengan sudut 45° menunjukkan adanya efek blok aliran yang lebih besar pada model percabangan bersudut 90° .

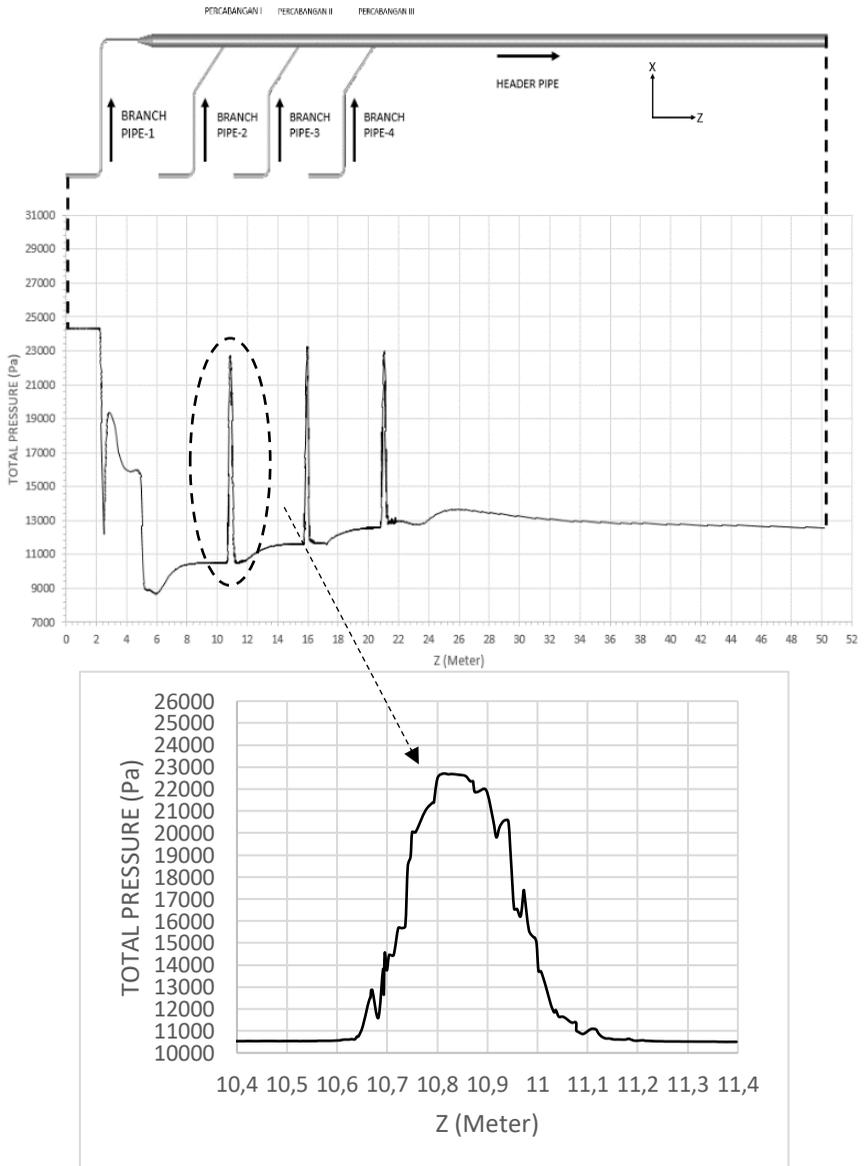
Data total pressure dipilih sebagai pembandingan karakteristik aliran pada kedua model disebabkan karena pada kasus ini total pressure merupakan penjumlahan dari static pressure dan dynamic pressure yang keduanya memiliki pengaruh terhadap terjadinya *blockage effect* pada bagian percabangan dari kedua model system perpipaan tersebut.

Nilai total pressure mencapai pada nilai terbesar pada titik $Z = 10.85$ pada kedua model. Titik $Z = 10.85$ bukanlah titik pusat dari

bertemunya aliran dari pipa lurus dan aliran dari pipa cabang. Titik pusat pertemuan antara aliran dari pipa lurus dengan aliran dari pipa cabang adalah pada titik $Z = 10.8$. Fenomena ini terjadi akibat tepat setelah aliran bertemu pada titik $Z = 10.8$ kecepatan aliran meningkat dikarenakan diameter pipa yang tidak berubah namun debit yang meningkat. Fenomena ini menyebabkan terjadinya peningkatan *dynamic pressure* seiring meningkatnya kecepatan aliran. Total pressure merupakan gabungan antara *static pressure* dan *dynamic pressure*.



Gambar 4. 2 Grafik Total Pressure Percabangan bersudut 90°



Gambar 4. 3 Grafik Total Pressure Percabangan bersudut 45°

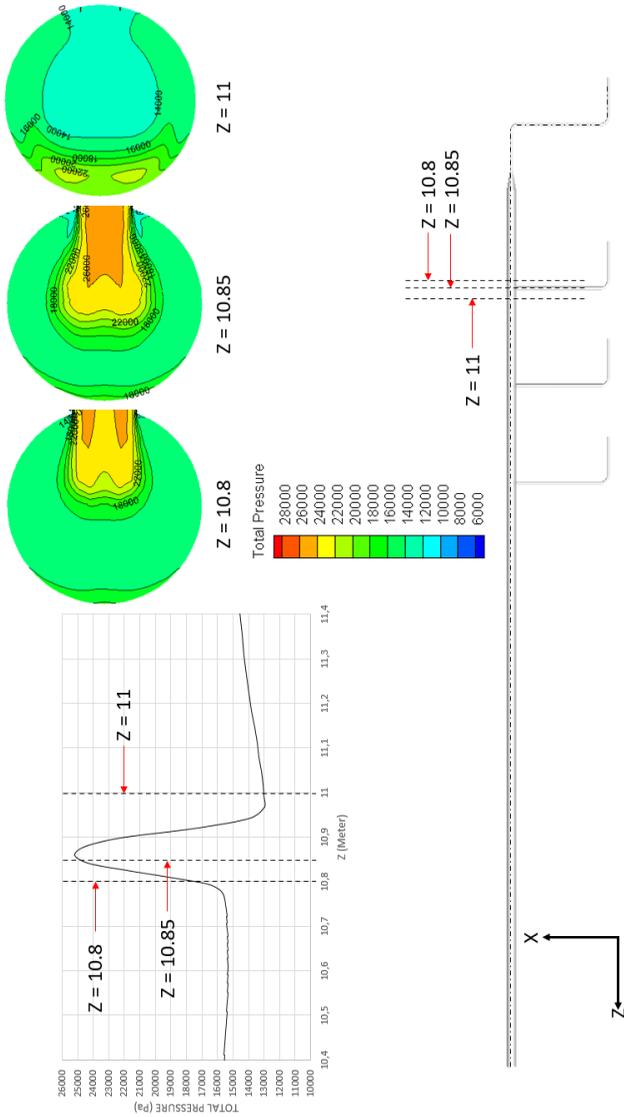
4.3 Perbandingan Kontur Total Pressure pada Penampang Melintang Header Pipe Model Percabangan dengan Sudut 45° dan Model Percabangan dengan Sudut 90°

Perbedaan nilai maksimum dari total pressure pada kedua model menjadi sesuatu yang menarik bagi penulis untuk diteliti lebih lanjut. Sehingga, dengan tujuan untuk mendapatkan gambaran yang lebih jelas, maka penulis membandingkan kontur total pressure pada penampang melintang pipe header pada kedua model percabangan di beberapa lokasi yang sama. Lokasi data yang diambil ialah pada titik $Z = 10.8$, $Z = 10.85$ dan $Z = 11$.

Pada titik $Z = 10.8$, perbedaan cukup terlihat di antara kedua model. Berdasarkan gambar 4.3 model percabangan dengan sudut 45° memiliki distribusi tekanan yang lebih rendah, hal ini ditunjukkan dengan banyaknya warna biru pada penampang melintang header pipe. Sedangkan berdasarkan gambar 4.4 model percabangan dengan sudut 90° memiliki distribusi tekanan yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan model percabangan dengan sudut 45° . Hal ini ditunjukkan dengan tidak ditemukannya warna biru pada penampang melintang header pipe, warna didominasi oleh warna hijau.

Pada titik $Z = 10.85$ yang merupakan titik dimana kedua model memiliki nilai total pressure paling tinggi. Berdasarkan gambar 4.3 pada titik $Z = 10.85$, penampang melintang model dengan sudut 45° tidak mengalami perubahan kontur total pressure yang signifikan dari kontur total pressure pada titik $Z = 10.8$. Sedangkan berdasarkan gambar 4.4 pada model dengan sudut 90° , perubahan yang signifikan terjadi. Intensitas warna kuning dan oranye meningkat pada kontur total pressure di titik $Z = 10.85$.

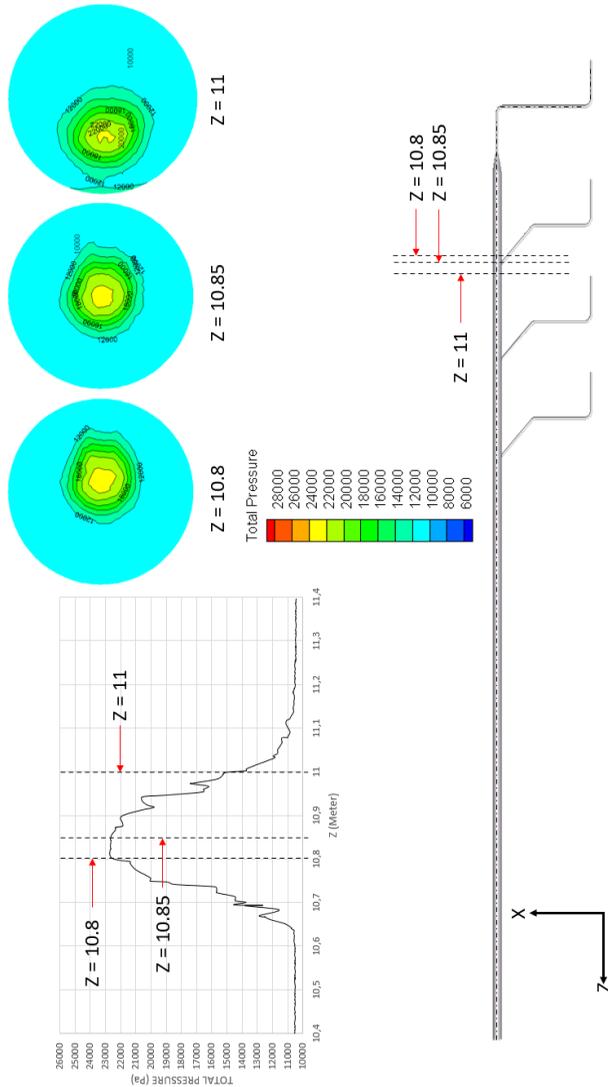
Gambar 4.3 menunjukkan bahwa pada titik $Z = 11$, kontur total pressure pada model dengan sudut 90° terlihat mengalami perubahan yang cukup signifikan, warna oranye sudah tidak tampak pada titik ini, dan warna kuning mengalami banyak pengurangan intensitas. Berbeda yang ditunjukkan pada gambar 4.4 bahwa model dengan sudut 45° tidak mengalami perubahan kontur total pressure yang signifikan.



Gambar 4. 4 Kontur Total Pressure Penampang Melintang Pipe

107

Header Model Sudut 90°



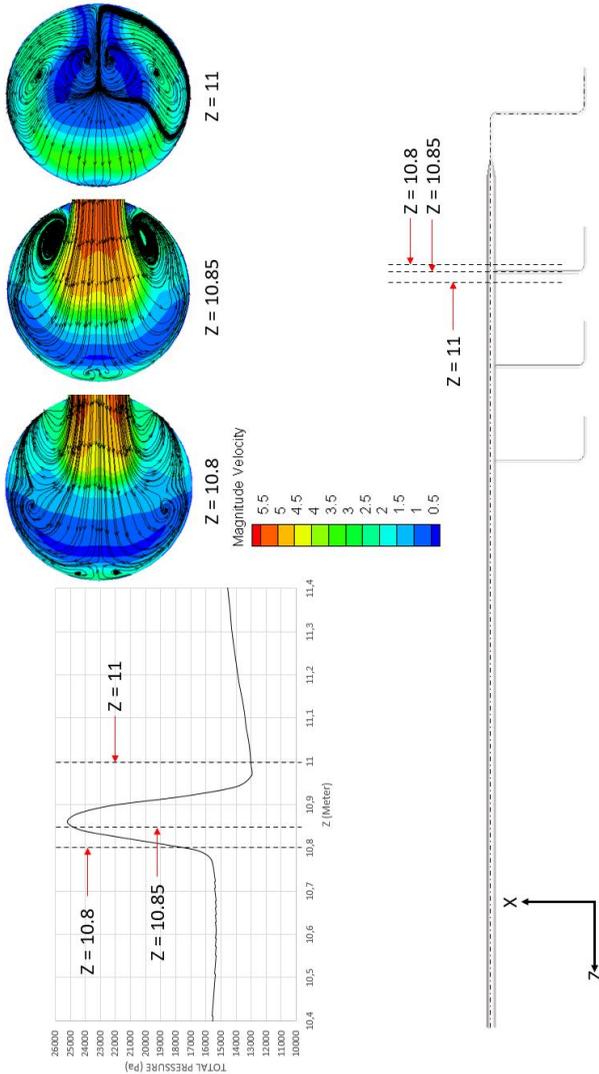
Gambar 4. 5 Kontur Total Pressure Penampang Melintang Pipe Header Model Sudut 45°

4.4 Perbandingan Kontur Kecepatan pada Penampang Melintang Header Pipe Model Percabangan dengan Sudut 45° dan Model Percabangan dengan Sudut 90°

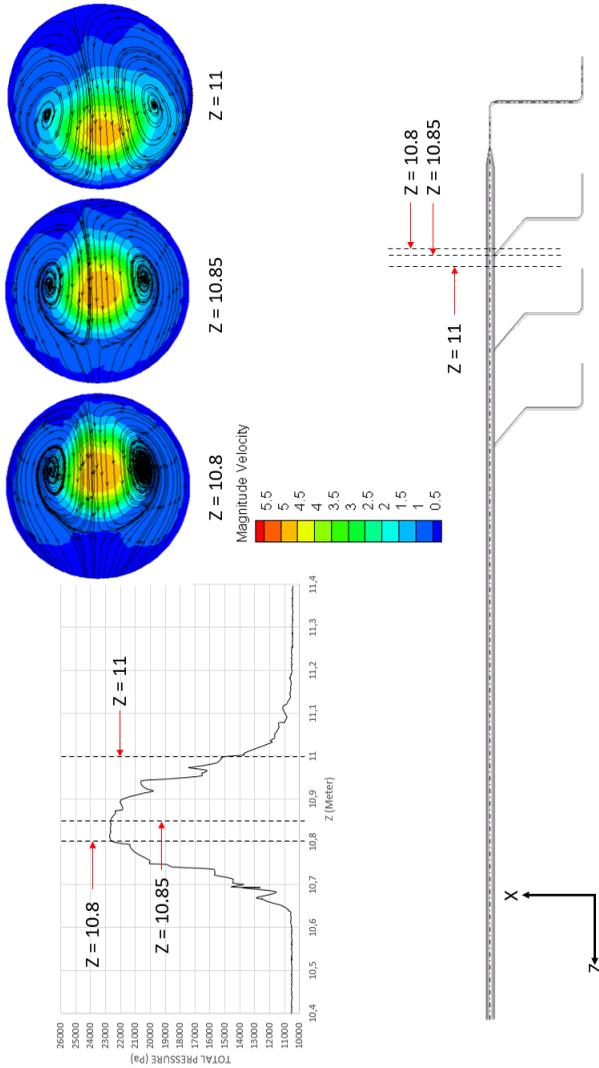
Berdasarkan gambar 4.5, pada model percabangan dengan sudut 90° di titik $Z = 10.8$, $Z = 10.85$ dan $Z = 11$ terlihat bahwa kontur kecepatan yang menunjukkan warna yang merepresentasikan kecepatan paling tinggi berada di sisi samping dari pipa. Hal ini menunjukkan adanya aliran yang mengalir melintang dari penampang pipe header. Sedangkan *wake* yang terbentuk pada model ini lebih besar apabila dibandingkan dengan *wake* yang terbentuk pada model percabangan dengan sudut 45° . Keberadaan *wake* ini menunjukkan bahwa dalam aliran pada pipe header terdapat *secondary flow*.

Berbeda dengan kondisi yang ditunjukkan oleh gambar 4.6. Pada model percabangan dengan sudut 45° di titik $Z = 10.8$, $Z = 10.85$ dan $Z = 11$ kontur kecepatan yang menunjukkan warna yang merepresentasikan kecepatan paling tinggi berada di pusat pipa. Dibandingkan dengan kondisi yang digambarkan pada gambar 4.5, intensitas aliran yang melintang di pipe header pada model percabangan dengan sudut 45° berkurang intensitasnya. Selain itu, *wake* yang terbentuk pada model percabangan dengan sudut 45° memiliki ukuran yang lebih kecil. Hal ini menunjukkan bahwa adanya *secondary flow* yang lebih kecil.

Adanya aliran yang melintang serta besarnya *wake* ini menunjukkan bahwasanya *secondary flow* yang mengganggu aliran dari pipa lurus sangatlah dominan. Kondisi ini dapat memicu terjadinya *blockage effect* yang lebih intens pada suatu percabangan.



Gambar 4. 6 Kontur Kecepatan dan Pathline pada Penampang Melintang Pipe Header Model Percabangan dengan Sudut 90°

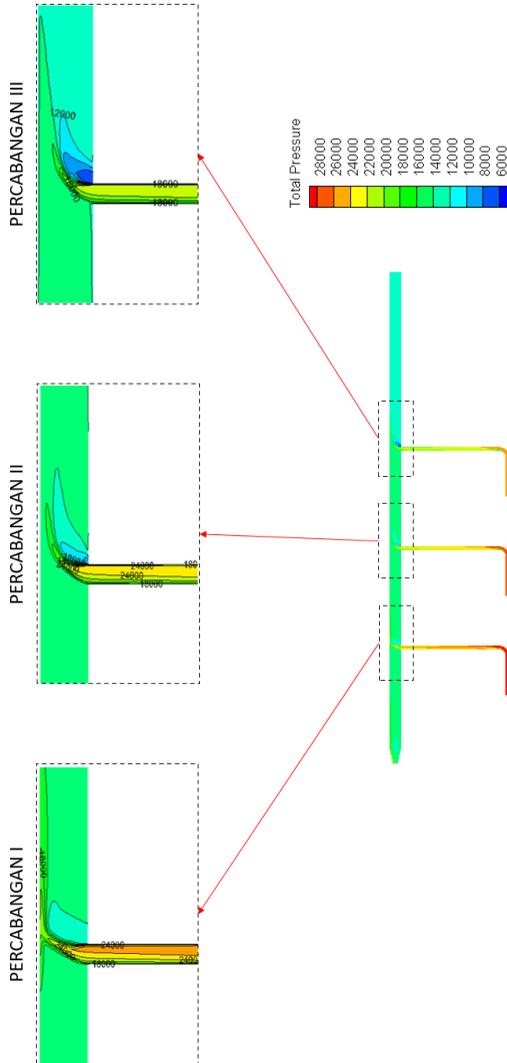


Gambar 4. 7 Kontur Kecepatan dan Pathline pada Penampang Melintang Pipe Header Model Percabangan dengan Sudut 45°

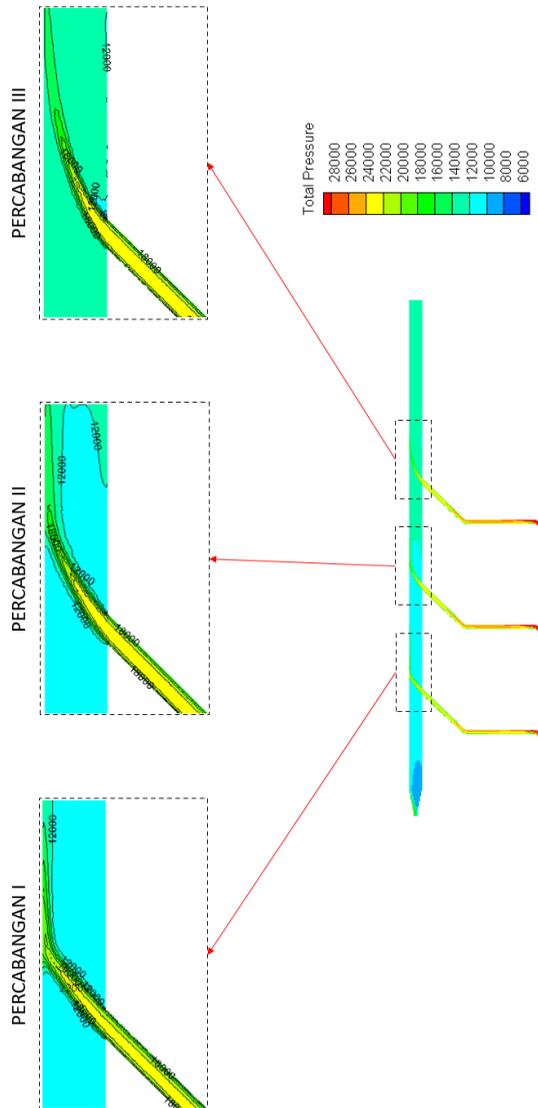
4.5 Perbandingan Kontur Total Pressure Model Percabangan dengan Sudut 45° dan Model Percabangan dengan Sudut 90°

Berdasarkan gambar 4.7 dan 4.8 kontur total pressure menunjukkan bahwa nilai total pressure aliran melalui cabang dua yang bertemu dengan aliran pada *header pipe* pada percabangan pertama model percabangan dengan sudut 90° lebih tinggi dibandingkan dengan nilai total pressure aliran melalui cabang dua yang bertemu dengan aliran pada *header pipe* pada percabangan pertama model percabangan dengan sudut 45°. Hal ini menyebabkan terjadinya *blockage effect* pada aliran header pipe. Nilai total pressure yang cukup tinggi pada percabangan pertama dengan sudut 90° menyebabkan terjadinya *blockage effect* yang lebih intens. Sedangkan nilai total pressure yang lebih rendah pada percabangan pertama dengan sudut 45° menyebabkan terjadinya *blockage effect* yang lebih kecil.

Fenomena *blockage effect* ini tidak terjadi pada percabangan kedua dan ketiga. Hal ini disebabkan karena debit aliran yang mengalir pada header pipe sebelum percabangan kedua dan ketiga lebih besar jika dibandingkan dengan debit aliran yang mengalir dari cabang menuju percabangan kedua dan ketiga. Keadaan ini menyebabkan aliran dari header pipe yang menuju percabangan kedua dan ketiga mampu melawan *secondary flow* yang berasal dari aliran cabang menuju *pipe header* sehingga tidak terjadi fenomena *blockage effect* atau dapat dikatakan bahwa fenomena *blockage effect* pada percabangan kedua dan ketiga terjadi sangat kecil.



Gambar 4. 8 Kontur Total Pressure Aliran pada Percabangan Pertama Sudut Cabang 90°

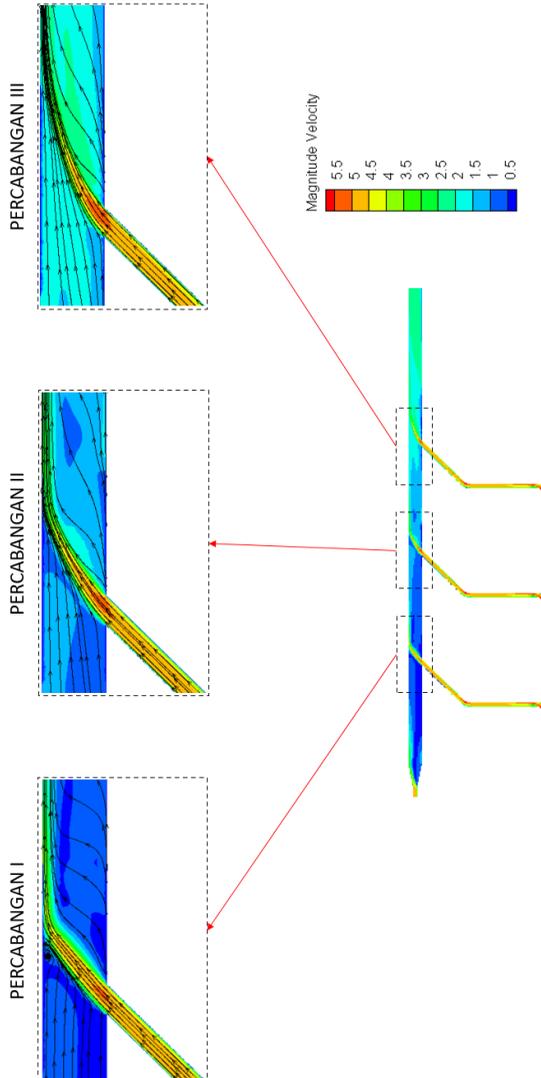


Gambar 4. 9 Kontur Total Pressure Aliran pada Percabangan Pertama Sudut Cabang 45°

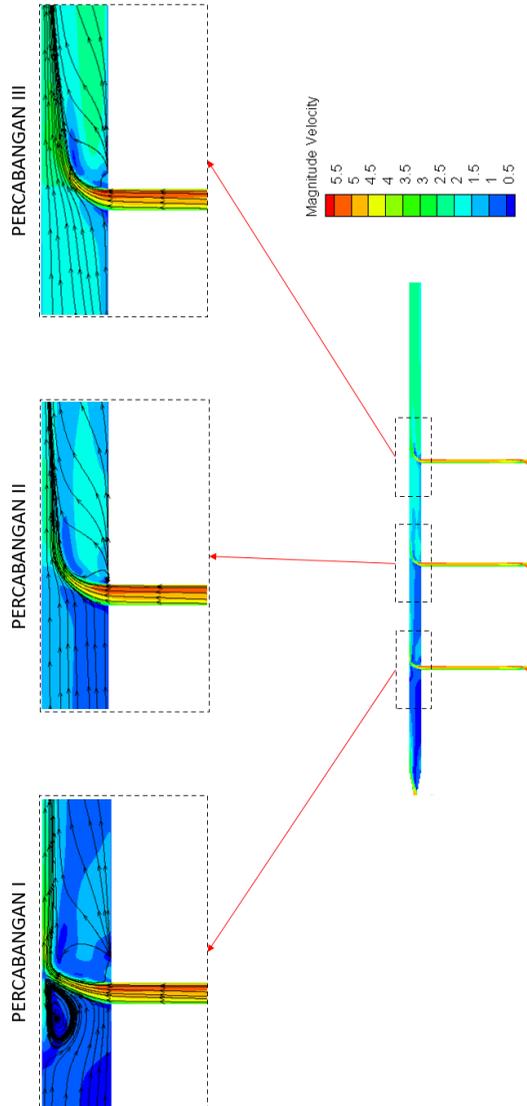
4.6 Perbandingan Kontur Kecepatan Model Percabangan dengan Sudut 45° dan Model Percabangan dengan Sudut 90°

Lebih tingginya nilai maksimum total pressure pada model percabangan dengan sudut 90° dibandingkan dengan model percabangan dengan sudut 45° menunjukkan adanya efek blok aliran yang lebih besar pada model percabangan dengan sudut 90° pada percabangan pertama. Hal ini dibuktikan dengan hasil analisa secara kualitatif terhadap kontur kecepatan aliran dengan kombinasi *streamtrace* menggunakan *software* Tecplot 360 pada bidang y-midplane. Berdasarkan gambar 4.9 dan 4.10 ditunjukkan bahwa pada model percabangan dengan sudut 90° memiliki aliran berputar yang lebih besar daripada model percabangan dengan sudut 45°. Fenomena ini menunjukkan bahwa efek blok aliran terjadi lebih *intens* pada model dengan sudut percabangan sebesar 90° dibandingkan pada model dengan sudut percabangan sebesar 45°. Efek aliran blok ini berdampak pada besarnya nilai pressure drop yang terjadi pada sebuah system.

Blockage effect tidak lagi terlihat pada percabangan kedua dan ketiga baik untuk model percabangan dengan sudut 45° dan 90°. Hal ini disebabkan karena setelah percabangan pertama, aliran sudah terdiri dari dua aliran dari cabang pertama dan cabang kedua, keadaan ini membuat aliran sebelum memasuki percabangan kedua memiliki kemampuan untuk melawan *blockage effect* yang terjadi pada percabangan kedua. Hal yang sama terjadi pada aliran sebelum memasuki percabangan ketiga. Aliran sebelum memasuki percabangan ketiga terdiri dari tiga aliran, sehingga lebih mampu untuk melawan *blockage effect* yang terjadi pada percabangan ketiga.



Gambar 4. 10 Kontur Kecepatan Aliran pada Percabangan Pertama Sudut Cabang 45°



Gambar 4. 11 Kontur Kecepatan Aliran pada Percabangan Pertama Sudut Cabang 90°

4.6 Perbandingan Grafik Total Pressure dengan Variasi Pola Operasi pada Model Percabangan dengan Sudut 45° dan 90°

Pada penelitian ini, selain mengamati mengenai pengaruh besar sudut sebuah percabangan pipa terhadap karakteristik aliran yang melintas, penulis juga mengamati mengenai pengaruh pola operasi pompa terhadap karakteristik aliran yang melewati sebuah system perpipaan. Adanya perbedaan pola operasi pompa terbukti berpengaruh nilai terhadap total pressure drop yang dialami oleh sebuah system perpipaan. Hal ini dibuktikan dengan grafik yang dibuat penulis tentang pengaruh pola operasi pompa. Nilai total pressure pada outlet diatur sama nilainya yaitu 10000 Pascal.

Adapun perbedaan yang signifikan terjadi antara pola operasi empat pompa dan tiga pompa untuk kedua system percabangan yang berbeda. Gambar 4.11 menunjukkan bahwa pada system perpipaan dengan model percabangan bersudut 90°, perbedaan signifikan terhadap nilai total pressure drop ditunjukkan pada pola operasi empat pompa dan tiga pompa. Dari grafik total pressure drop didapatkan bahwa nilai total pressure drop pada pola operasi empat pompa lebih rendah daripada pola operasi tiga pompa. Hal ini ditunjukkan dengan pola operasi empat pompa memiliki nilai total pressure pada sisi inlet sebesar 29520,8 Pascal, sedangkan untuk pola operasi tiga pompa menunjukkan nilai total pressure pada sisi inlet yang hampir sama yaitu 39571,9 Pascal untuk pola operasi pompa dua off, 39662,3 Pascal untuk pola operasi pompa tiga off dan 39731,5 untuk pola operasi pompa 4 off.

Hal yang sama terjadi pada system perpipaan dengan model percabangan bersudut 45°. Gambar 4.12 menunjukkan adanya perbedaan yang signifikan terhadap nilai total pressure drop ditunjukkan pada pola operasi empat pompa dan tiga pompa. Nilai total pressure pada sisi inlet dengan pola operasi empat pompa adalah 24359,9 Pascal, kemudian pola operasi pompa dua off memiliki nilai total pressure pada sisi inlet sebesar 33488,9 Pascal, pola operasi pompa tiga off memiliki nilai total pressure pada sisi

inlet sebesar 33522,1 Pascal dan pola operasi pompa empat off memiliki nilai total pressure pada sisi inlet sebesar 33613,1 Pascal.

Kondisi demikian disebabkan karena besarnya nilai losses baik yang disebabkan karena gesekan yang terjadi antara aliran dengan dinding pipa ataupun aliran melalui aksesoris pada system perpipaan lebih besar seiring dengan bertambahnya kecepatan aliran.

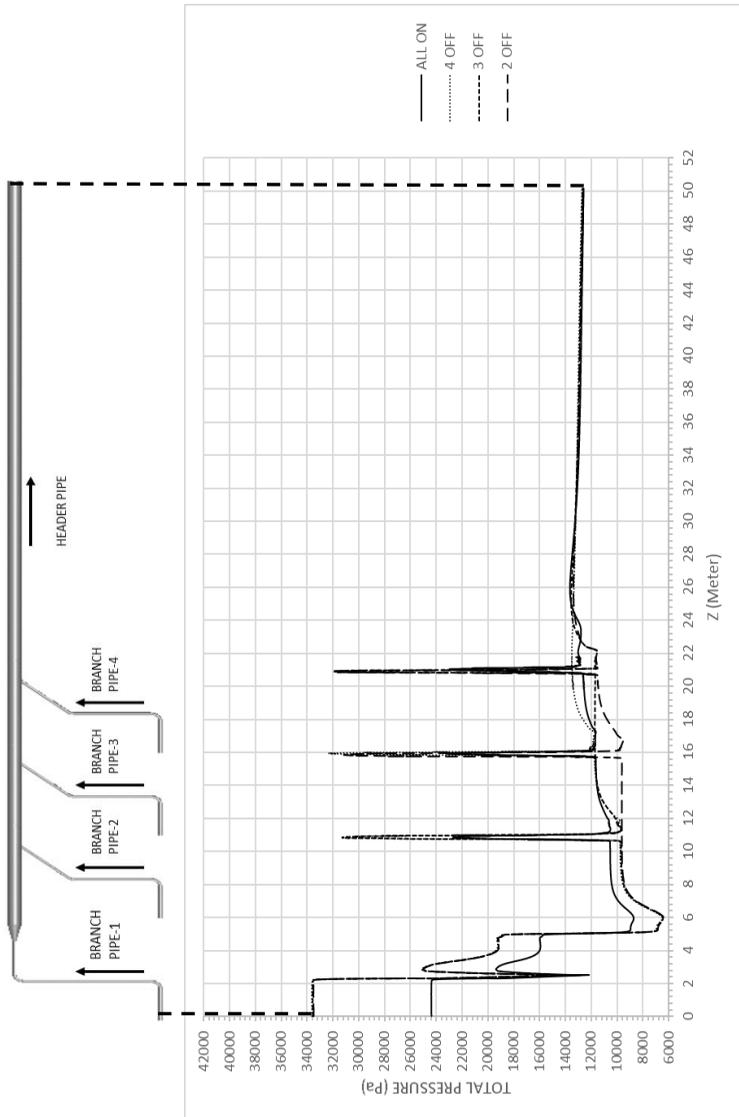
Berdasarkan data *energy losses* tersebut, maka dapat dihitung daya hidraulik pada kedua model system perpipaan tersebut. Pada model system perpipaan dengan percabangan bersudut 45° dengan pola operasi empat pompa menyala memiliki daya hidraulik sebesar 2096,54 Watt untuk setiap pompa sedangkan dengan pola operasi tiga pompa menyala memiliki daya hidraulik sebesar 3447,51 Watt. Terjadi penghematan daya input untuk masing-masing pompa sebesar 1350,97 Watt.

Pada model system perpipaan dengan percabangan bersudut 90° dengan pola operasi empat pompa menyala memiliki daya hidraulik sebesar 2850,04 Watt untuk setiap pompa sedangkan dengan pola operasi tiga pompa menyala memiliki daya hidraulik sebesar 4875,97 Watt untuk setiap pompa. Terjadi penghematan daya input untuk masing-masing pompa sebesar 1350,97 Watt.

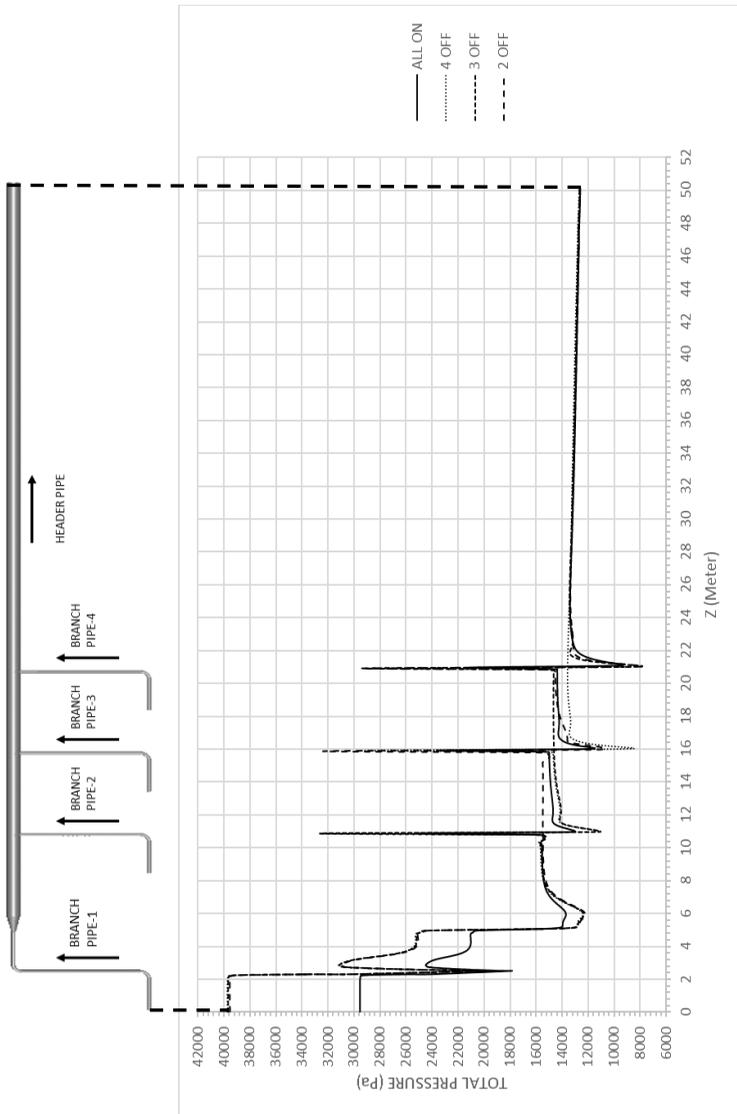
Jika efisiensi pompa diasumsikan bernilai sama yaitu 80% maka daya input untuk masing-masing pompa pada system perpipaan dengan model percabangan bersudut 45° pola operasi empat pompa menyala sebesar 2620,66 Watt sedangkan dengan pola operasi tiga pompa menyala sebesar 4309,39 Watt. Kemudian untuk model percabangan bersudut 90° pola operasi empat pompa menyala sebesar 3562,55 Watt sedangkan dengan pola operasi tiga pompa menyala sebesar 6094,96 Watt.

Pada model system perpipaan dengan sudut percabangan 45° dengan pola operasi empat pompa menyala terjadi penghematan daya input pompa sebesar 2025,93 Watt dibandingkan dengan pola operasi tiga pompa menyala. Sedangkan pada system perpipaan dengan model percabangan bersudut 90° dengan pola operasi empat pompa menyala terjadi penghematan daya input pompa

sebesar 2532,41 Watt dibandingkan dengan pola operasi tiga pompa menyala.



Gambar 4. 12 Grafik Total Pressure Model Percabangan dengan sudut 45° dengan Pola Operasi yang Berbeda



Gambar 4. 13 Grafik Total Pressure Model Percabangan dengan sudut 90° dengan Pola Operasi yang Berbeda

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang dilakukan, dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Sistem perpipaan dengan model percabangan dengan sudut 45° memiliki nilai pressure drop yang lebih rendah dibandingkan system perpipaan dengan model percabangan dengan sudut 90° . Nilai energy losses pada system perpipaan dengan model percabangan dengan sudut 90° adalah 19520,80 Pascal, sedangkan system perpipaan dengan model 45° memiliki nilai energy losses sebesar 14359,85 Pascal. Hal ini disebabkan karena efek blok aliran yang terjadi pada percabangan tempat bertemunya dua aliran pada model percabangan dengan sudut 45° lebih kecil dibandingkan dengan efek blok aliran yang terjadi pada model percabangan dengan sudut 90° .
2. Pola operasi empat pompa memiliki nilai pressure drop yang lebih rendah dibandingkan dengan pola operasi tiga pompa. Pada system perpipaan dengan model percabangan bersudut 90° dengan scenario pemompaan empat pompa menyala mengalami *energy losses* sebesar 19520,80 Pascal sedangkan scenario pemompaan tiga pompa menyala mengalami *energy losses* sebesar 29731,5 Pascal. Sedangkan pada system perpipaan dengan model percabangan bersudut 45° dengan scenario pemompaan empat pompa menyala mengalami *energy losses* sebesar 14359,9 Pascal sedangkan scenario pemompaan tiga pompa menyala mengalami *energy losses* sebesar 23613,1 Pascal. Hal ini disebabkan karena pola operasi tiga pompa harus memiliki kecepatan yang lebih tinggi karena kebutuhan debit yang sudah ditentukan sama antara pola operasi empat pompa dan tiga pompa menyebabkan gesekan aliran dengan

dinding pipa lebih intens sehingga menyebabkan kerugian akibat gesekan menjadi lebih besar. Adapun perbedaan yang terjadi apabila salah satu pompa dimatikan tidak terlalu signifikan dipengaruhi oleh pompa mana yang dimatikan. Selain itu kerugian akibat aliran melalui aksesoris system perpipaan juga semakin meningkat seiring harus ditingkatkannya kecepatan aliran di dalam system perpipaan.

5.2 Saran

1. Sebaiknya dilakukan perbaikan *meshing* pada model percabangan dengan sudut 45° menjadi *all structured* sehingga nilai residuals dapat lebih dioptimalkan yang bertujuan untuk mendapatkan hasil penelitian yang lebih valid.
2. Apabila perbaikan *meshing* tidak memberikan perbedaan hasil yang signifikan dan menunjukkan hasil yang lebih valid, pemilihan model turbulensi lain dapat dipertimbangkan.

DAFTAR PUSTAKA

- British Petroleum. (2019, June). BP Statistical Review of World Energy. 2018, pp. 7-9.
- Burke, P., & Csereklyei, Z. (2016, July). Understanding The Energy-GDP Elasticity: A Sectoral Approach. *Understanding The Energy-GDP Elasticity: A Sectoral Approach*, 2.
- Coppieters, Á. P. (2010). *Airfoil Boundary-Layer Control through Pulsating Jets*. Technischen Universitat Darmstadt, Mechanical Engineering, Darmstadt.
- Curing_cavitation_saves_money.142151320.pdf. (n.d.).
- Das, M., & Venkatesh, K. (2015). Estimation of Pressure Loss Coefficient for Nozzle Diffuser Elements of Valveless Micro Pump used in Electronics Cooling Applications. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 3(27), 1-7.
- Devarajan, R., Mahendran, S., Karim, Z. A., & Nagarajan, T. (2015). Design of Valve Less Micropump Using Preliminary Characteristics from Fluid Flow. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 8-11.
- Dutta, P., & Nandi, N. (2015). Effect of Reynolds Number and Curvature Ratio on Single Phase Turbulent Flow in Pipe Bends. In *Mech. Mech. Eng.* (Vol. 19, pp. 5-16).
- Dutta, P., & Nandi, N. (2018). Numerical Study on Turbulent Separation Reattachment Flow in Pipe Bends with Different Small Curvature Ratio. In *J. Inst. Eng. India Ser. C*.

- Dwiyantoro, B. A., Sutardi, & Suwarmin. (2008, September 3). Karakteristik Aliran Fluida di Dalam Diffuser Dinding Datar dengan Area Ratio 2.74. *Karakteristik Aliran Fluida di Dalam Diffuser Dinding Datar dengan Area Ratio 2.74*, 172-173.
- Idel'chick, I. E. (1960). *Handbook of Hydraulic Resistance : Coefficient of Local Resistance and of Friction*. Moscow: U.S. Atomic Energy Commission and the National Science Foundation, Washington, D.C.
- Indonesia Secretariat General of National Energy Council. (2019). Indonesia Energy Outlook. *Indonesia Energy Outlook 2019*, p. 68.
- Li, Y., Wang, X., Yuan, S., & Tan, S. K. (2016). Flow Development in Curved Rectangular Ducts with Continuously Varying Curvature. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1-15.
- Miller, D. S. (1990). Dividing and Combining Flow. In D. S. Miller, *Internal Flow Systems* (pp. 303-312). Cranfield: BHRA.
- Miller, D. S. (1990). Internal Flows. In D. S. Miller, *Internal Flow Systems* (pp. 87-91). Cranfield: BHRA.
- Miller, D. S., & Baines, W. D. (1990). Journal of Hydraulic Research. In *Internal Flow Systems* (Vol. 28, pp. 778-779).
- Mit. (2012). 7. Basics of Turbulent Flow.
- Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H., & Huebsch, W. W. (2009). Elementary Fluid Dynamics - The Bernoulli Equation. In *Fundam, Fluids Mech* (pp. 93-146).

- Mynard, J. P., & Valen-Sendstad, K. (2010). A Unified Method for Estimating Pressure Losses at Vascular Junctions. *Int. J. Numer. Meth. Biomed. Engng.*, 1-24.
- No Title. (n.d.).
- Ockay, M., & Oztekin, B. U. (2009, April 15). *United States of America Patent No. EP2048508A2*.
- Pritchard, J. P., & John, W. M. (2015). Pressure Gradient in Boundary Layer Flow. In J. P. Pritchard, & W. M. John, *Fox and McDonald's - Introduction to Fluid Mechanics* (pp. 370-372). United States of America: Wiley.
- Rahman, M. M., Karim, M. M., & Alim, M. A. (2007, June). Numerical Investigation of Unsteady Flow Past a Circular Cylinder Using 2-D Finite Volume Method. In *Journal of Naval Architecture and Marine Engineering* (Vol. 4, pp. 27-42).
- Rennels, D., & Hudson, H. (2012). Expansions. In D. Rennels, & H. Hudson, *Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide* (pp. 113-128). Canada: Wiley.
- Rennels, D., & Hudson, H. (2012). Tees. In D. Rennels, & H. Hudson, *Pipe Flow - A Practical and Comprehensive Guide* (pp. 177-199). Canada: Wiley.
- World Bank. (2018). *GDP Growth - Indonesia*. Retrieved February 2020, from World Bank Web site: <https://data.worldbank.org/indicator/NY.GDP.MKTP.KD.ZG?locations=ID>
- Xin, L., & Shaoping, W. (2013, April 28). Flow Field and Pressure Loss Analysis of Junction and Its Structure Optimization of Aircraft Hydraulic Pipe System. *Chinese Journal of Aeronautics*, 1082-1092.

BIODATA PENULIS



Ilham Fajar Iman dilahirkan di Purworejo, 7 Oktober 1996, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Yayasan Wanita Kereta Api, SD N 1 Semawung Daleman, SMP N 3 Purworejo, SMA N 1 Purworejo. Setelah lulus dari SMA N 1 Purworejo pada tahun 2015, penulis mengikuti SNMPTN dan diterima di Departemen Teknik Mesin FTI ITS pada tahun 2015. Penulis mengambil Bidang Studi Konversi Energi dan menjadi asisten praktikum di Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida. Penulis sempat aktif di beberapa kegiatan seminar di dalam kampus maupun di luar kampus. Penulis aktif di beberapa organisasi intra kampus seperti Jamaah Masjid Manarul Ilmi pada tahun 2016 - 2017, Himpunan Mahasiswa Mesin pada tahun 2017 - 2018, organisasi ekstra kampus Teknokrat Muda Indonesia pada tahun 2016 – sekarang, Kawan Berkembang pada tahun 2019 – sekarang. Penulis aktif menjadi anggota tim ABU ROBOCON ITS pada tahun 2017 – 2018. Penulis aktif di beberapa panitia kegiatan di dalam dan di luar kampus Institut Teknologi Sepuluh Nopember.