

TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN AIR PADA
HEADER PIPA COOLING WATER INTAKE SYSTEM
PLTU POMI PAITON PROBOLINGGO UNIT 7**

Qadri Amiruddin
NRP 02111840000162

DOSEN PEMBIMBING
Nur Ikhwan S.T., M.Eng.
NIP 196709151995121001

Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN AIR PADA
HEADER PIPA COOLING WATER INTAKE SYSTEM
PLTU POMI PAITON PROBOLINGGO UNIT 7**

Qadri Amiruddin
NRP 02111840000162

DOSEN PEMBIMBING
Nur Ikhwan S.T., M.Eng.
NIP 196709151995121001

Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



FINAL PROJECT - TM184835

**NUMERICAL STUDY OF WATER FLOW
CHARACTERISTICS ON HEADER PIPE COOLING
WATER INTAKE SYSTEM PLTU POMI PAITON
PROBOLINGGO UNIT 7**

Qadri Amiruddin
NRP 02111840000162

ADVISOR
Nur Ikhwan S.T., M.Eng.
NIP 196709151995121001

Mechanical Engineering Undergraduate Program
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN AIR PADA *HEADER* *PIPA COOLING WATER INTAKE SYSTEM* PLTU POMI PAITON PROBOLINGGO UNIT 7

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **Qadri Amiruddin**
NRP. 02111840000162

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.
NIP. 196709151995121001
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.
NIP. 196412281990031002
3. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.
NIP. 196001291987011001
4. Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko
NIP. 196010041986011001



(Pembimbing)



(Penguji I)

(Penguji II)



(Penguji III)

SURABAYA
JULI, 2022

APPROVAL SHEET

NUMERICAL STUDY OF WATER FLOW CHARACTERISTICS ON HEADER PIPE COOLING WATER INTAKE SYSTEM PLTU POMI PAITON PROBOLINGGO UNIT 7

FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a degree Bachelor of Engineering at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By: **Qadri Amiruddin**
NRP. 02111840000162

Approved by Final Project Examiner Team:

1. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.
NIP. 196709151995121001


.....
(Advisor)

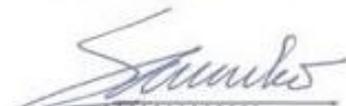
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.
NIP. 196412281990031002


.....
(Examiner I)

3. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.
NIP. 196001291987011001


.....
(Examiner II)

4. Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko
NIP. 196010041986011001


.....
(Examiner III)

SURABAYA
JULY, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Qadri Amiruddin / 02111840000162
Departemen : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing / NIP : Nur Ikhwan, S.T., M.Eng / 196709151995121001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN AIR PADA *HEADER PIPA COOLING WATER INTAKE SYSTEM* PLTU POMI PAITON PROBOLINGGO" adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah,

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 21 Juli 2022

Mengetahui,

Dosen Pembimbing



(Nur Ikhwan, S.T., M.Eng)

NIP. 196709151995121001

Mahasiswa



(Qadri Amiruddin)

NRP. 02111840000162

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Qadri Amiruddin / 02111840000162
Departement : Mechanical Engineering
Advisor / NIP : Nur Ikhwan, S.T., M.Eng / 196709151995121001

hereby declare that the Final Project with the title of "NUMERICAL STUDY OF WATER FLOW CHARACTERISTICS ON HEADER PIPE COOLING WATER INTAKE SYSTEM PLTU PAITON PROBOLINGGO UNIT 7" is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, July 21st 2022

Acknowledged,

Advisor



(Nur Ikhwan, S.T., M.Eng)

NIP. 196709151995121001

Student



(Qadri Amiruddin)

NRP. 02111840000162

STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK ALIRAN AIR PADA HEADER PIPA COOLING WATER INTAKE SYSTEM PLTU POMI PAITON PROBOLINGGO UNIT 7

Nama Mahasiswa : Qadri Amiruddin
NRP : 02111840000162
Jurusan : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Nur Ikhwan ST, M.Eng.

Abstrak

Sistem air pendingin merupakan sistem yang sangat vital bagi operasional pembangkit, yang bertugas mempertahankan suhu pada kondisi yang diinginkan dan melepas kalor sesuai desain yang ditetapkan. Penurunan fungsi sistem air pendingin dapat menurunkan kapasitas dan performa operasional pembangkit, bahkan dapat menghentikan operasional pembangkit. Saluran pipa pendingin ini sangat kompleks untuk menyalurkan air pendingin dan serta air panas setelah melewati *heat exchanger* atau *condensor*, salah satu komponen dari sistem air pendingin yaitu *header* pipa. *Header* pipa digunakan untuk menampung debit fluida dari banyak pipa *inlet* dan/atau dapat digunakan untuk mendistribusikan fluida ke banyak pipa *outlet* yang lebih kecil. Agar operasi pembangkit berjalan secara efisien dibutuhkan air pendingin menuju kondensor dalam jumlah besar, oleh karena itu performa dari *header* pipa akan mempengaruhi operasi pembangkit.

Metode yang dilakukan pada studi ini adalah simulasi tiga dimensi *header* pipa menggunakan *software Computational Fluid Dynamics (CFD) ANSYS Fluent 19.2*. Geometri dan *meshing* akan dibuat menggunakan *software GAMBIT*. *Boundary conditions* yang digunakan adalah *velocity inlet* pada bagian *inlet header* pipa, *pressure outlet* pada bagian *outlet header* pipa, serta *wall* pada bagian dinding *header* pipa. Terdapat tiga kasus aliran untuk penelitian ini, kasus pertama seluruh *inlet* terbuka, kasus kedua dua *inlet* terbuka, dan kasus ketiga satu *inlet* terbuka. Simulasi juga mencakup variasi posisi pada *inlet* yang akan digunakan pada kasus kedua, yaitu pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka, *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka, *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka. Untuk kasus ketiga, yaitu pada kondisi *inlet-1* terbuka, *inlet-2* terbuka, dan *inlet-3* terbuka.

Hasil simulasi menunjukkan kecepatan dan debit berbanding lurus dengan jumlah pembukaan *inlet* dan tidak dipengaruhi oleh variasi pembukaan *inlet*. Nilai turbulensi dengan pembukaan tiga *inlet* memberikan kontribusi terbesar terhadap *pressure drop* pada sistem perpipaan *header*. *Pressure drop* terbesar terjadi saat beroperasinya *inlet-2* dan diteruskan kepada *inlet-1* yang berada di belakangnya. *Pressure drop* yang besar pada *inlet-1* dan *inlet-2* berdampak memberi tahanan yang besar untuk *inlet* tersebut. Untuk pengoperasian jangka panjang, akan menyebabkan kelelahan pada pompa tersebut yang berdampak pada penurunan performanya.

Kata kunci: *CFD, header pipa, inlet, karakteristik aliran, sistem air pendingin.*

NUMERICAL STUDY OF WATER FLOW CHARACTERISTICS ON HEADER PIPE COOLING WATER INTAKE SYSTEM PLTU POMI PAITON PROBOLINGGO UNIT 7

Student Name : Qadri Amiruddin
NRP : 02111840000162
Department : Mechanical Engineering FTIRS-ITS
Advisor : Nur Ikhwan ST, M.Eng.

Abstract

The cooling water system is a very vital system for plant operations, which is tasked with maintaining the temperature at the desired condition and releasing heat according to the specified design. A decrease in the function of the cooling water system can reduce the capacity and operational performance of the power plant, and can even stop the operation of the plant. This cooling pipeline is very complex to distribute cooling water and hot water after passing through the heat exchanger or condenser, one of the components of the cooling water system, namely the pipe header. Pipe headers are used to accommodate fluid discharge from multiple inlet pipes and/or can be used to distribute fluid to many smaller outlet pipes. For the plant to operate efficiently, large amounts of cooling water are required to go to the condenser, therefore the performance of the pipe header will affect the operation of the generator.

The method used in this study is a three-dimensional simulation of the pipe header using the Computational Fluid Dynamics (CFD) software ANSYS Fluent 19.2. Geometry and meshing will be created using GAMBIT software. The boundary conditions used are velocity inlet at the inlet header of the pipe, pressure outlet at the outlet of the pipe header, and the wall at the pipe header wall. There were three flow cases for this study, the first case was all open inlets, the second case had two open inlets, and the third case had one open inlet. The simulation also includes variations in the position of the inlet that will be used in the second case, namely in the conditions of the inlet-1 and inlet-2 are open, inlet-1 and inlet-3 are open, inlet-2 and inlet-3 are open. For the third case, in the condition that inlet-1 is open, inlet-2 is open, and inlet-3 is open.

The simulation results show that velocity and flow rate is directly proportional to the number of inlet openings and are not affected by variations in inlet opening. The turbulence value with three inlet openings gives the biggest contribution to the pressure drop in the header piping system. The largest pressure drop occurs when inlet-2 is operating and is transmitted to inlet-1 which is behind it. The large pressure drop at inlet-1 and inlet-2 has the effect of providing a large resistance to the inlet. For long-term operation, it will cause fatigue in the pump which has an impact on decreasing its performance.

Keywords: *CFD, header pipe, inlet, flow characteristics, cooling water system.*

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur ditunjukkan kehadirat Allah SWT karena atas karunia dan rahmat-Nya penulis dapat menyelesaikan penyusunan tugas tugas akhir ini. Shalawat dan salam senantiasa terjunjung kepada Nabi Muhammad SAW dan semoga kita semua mendapatkan syafaatnya kelak di hari akhir. Penulis sangat berterimakasih kepada seluruh pihak yang senantiasa membantu penulis baik dalam suka maupun duka dalam menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak, Ibu, Adik dan seluruh keluarga penulis yang senantiasa memberikan doa dan dukungan baik secara moral maupun material sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini.
2. Bapak Nur Ikhwan, S.T., M.Eng. selaku dosen pembimbing penulis dalam tugas akhir ini yang telah memberikan banyak ilmu, saran, dan pengalaman kepada penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini serta selalu sabar dalam memberikan bimbingan kepada penulis.
3. Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D., Bapak Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA., dan Bapak Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko selaku dosen penguji tugas akhir yang senantiasa memberikan masukan dan saran dalam penyempurnaan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E. selaku dosen wali penulis yang membantu proses perkuliahan penulis dari awal kuliah hingga akhir kuliah.
5. Rekan seperbimbingan tugas akhir penulis antara lain Aldi, Abellio, dan Faiz yang selalu bersama-sama dalam mengarungi suka dan duka selama proses pengerjaan tugas akhir.
6. Teman-teman laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida selaku sesama pejuang tugas akhir yang selalu menemani dan memberikan tempat bagi penulis dalam penyusunan tugas akhir.
7. Seluruh civitas akademika departemen Teknik Mesin FTIRS-ITS yang telah banyak memberikan banyak hal selama perkuliahan.
8. Keluarga M61 yang telah banyak memberikan bantuan dan pengalaman kepada penulis selama masa perkuliahan.
9. Keluarga “KTT II 81” yang senantiasa selalu menghibur penulis selama berada di kosan.
10. Seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu oleh penulis.

Penulis menyadari dalam penulisan tugas akhir ini masih banyak kekurangan, oleh karena itu saran dan masukan sangat penting dalam penyempurnaan penulisan tugas akhir ini. Harapan kedepannya semoga penulisan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat. Aamiin

Surabaya, Juli 2022



Qadri Amiruddin

DAFTAR ISI

| | |
|--|------|
| LEMBAR PENGESAHAN | i |
| APPROVAL SHEET | ii |
| PERNYATAAN ORISINALITAS | iii |
| STATEMENT OF ORIGINALITY | iv |
| Abstrak | v |
| Abstract | vi |
| KATA PENGANTAR | vii |
| DAFTAR ISI | viii |
| DAFTAR GAMBAR | xi |
| DAFTAR TABEL | xiv |
| DAFTAR SIMBOL | xv |
| BAB I PENDAHULUAN | 1 |
| 1.1 Latar Belakang | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah | 2 |
| 1.3 Batasan Masalah | 3 |
| 1.4 Tujuan Penelitian | 3 |
| 1.5 Manfaat Penelitian | 3 |
| BAB II TINJAUAN PUSTAKA | 4 |
| 2.1 Aliran Fluida Dalam Pipa | 4 |
| 2.2 <i>Cooling Water System</i> | 4 |
| 2.3 <i>Header Piping</i> | 6 |
| 2.4 Sistem Perpipaan | 7 |
| 2.5 Pemodelan Turbulensi | 7 |
| 2.6 Bilangan Reynolds | 8 |
| 2.7 Persamaan Kontinuitas | 9 |
| 2.8 Persamaan Bernoulli | 10 |
| 2.9 <i>Pressure drops</i> | 10 |
| 2.10 Sistem Perpipaan | 10 |
| 2.10.1 Rugi Gesekan dalam Pipa (<i>Mayor losses</i>) | 11 |
| 2.10.2 Kerugian dalam Jalur Pipa (<i>Minor Losses</i>) | 11 |
| 2.10.3 Percabangan dan Pertemuan Pipa | 12 |
| 2.10.4 Pembesaran dan Pengecilan Saluran Pipa | 12 |

| | | |
|--|---|----|
| 2.10.5 | Pembengkokan Pipa | 13 |
| 2.11 | CFD (<i>Computational Fluid Dynamics</i>) | 14 |
| 2.11.1 | Skema Numerik | 14 |
| 2.11.2 | Metode Numerik | 15 |
| 2.11.3 | <i>Turbulent Intensity</i> | 15 |
| 2.11.4 | <i>Turbulent Kinetic Energy</i> | 15 |
| 2.11.5 | <i>Turbulent Viscosity</i> | 15 |
| 2.12 | Penelitian Terdahulu | 16 |
| 2.12.1 | Hassan et al (2014) | 16 |
| 2.12.2 | Park et al (2021) | 22 |
| 2.12.3 | Priyadarsini (2016) | 26 |
| BAB III METODOLOGI PENELITIAN | | 32 |
| 3.1 | Tahap Penelitian | 32 |
| 3.2 | Diagram Alir | 33 |
| 3.2.1 | Diagram Alir Penelitian | 33 |
| 3.2.2 | Diagram alir Simulasi | 34 |
| 3.3 | Tahapan Simulasi | 36 |
| 3.3.1 | <i>Pre-processing</i> | 36 |
| 3.3.2 | <i>Processing</i> | 39 |
| 3.3.3 | <i>Post processing</i> | 40 |
| 3.4 | <i>Grid Independance Test</i> | 41 |
| 3.5 | <i>Timeline</i> Penelitian | 42 |
| BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN | | 43 |
| 4.1 | Perbandingan hasil perhitungan dan simulasi | 43 |
| 4.1.1 | <i>Turbulent Intensity</i> pada tiap <i>inlet</i> | 43 |
| 4.1.2 | Debit dan kecepatan pada penampang pipa | 43 |
| 4.1.3 | Perhitungan Tekanan | 45 |
| 4.2 | Analisa Aliran pada kondisi seluruh <i>inlet</i> terbuka | 47 |
| 4.2.1 | Analisa Kecepatan pada kondisi seluruh <i>inlet</i> terbuka | 47 |
| 4.2.2 | Analisa Turbulensi pada kondisi seluruh <i>inlet</i> terbuka | 49 |
| 4.2.3 | Analisa Tekanan pada kondisi seluruh <i>inlet</i> terbuka | 50 |
| 4.3 | Analisa Aliran pada kondisi dua <i>inlet</i> terbuka | 51 |
| 4.3.1 | Analisa Aliran pada kondisi <i>inlet-1</i> dan <i>inlet-2</i> terbuka | 51 |
| 4.3.2 | Analisa Aliran pada kondisi <i>inlet-1</i> dan <i>inlet-3</i> terbuka | 55 |

| | | |
|---|---|-----------|
| 4.3.3 | Analisa Aliran pada kondisi <i>inlet-2</i> dan <i>inlet-3</i> terbuka | 59 |
| 4.4 | Analisa Aliran pada kondisi satu <i>inlet</i> terbuka..... | 63 |
| 4.4.1 | Analisa Aliran pada kondisi <i>inlet-1</i> terbuka | 63 |
| 4.4.2 | Analisa Aliran pada kondisi <i>inlet-2</i> terbuka | 67 |
| 4.4.3 | Analisa Aliran pada kondisi <i>inlet-3</i> terbuka | 70 |
| 4.5 | Pengaruh variasi posisi dan jumlah <i>inlet</i> terhadap karakteristik aliran <i>header</i> pipa | 74 |
| BAB V KESIMPULAN DAN SARAN | | 78 |
| 5.1 | Kesimpulan..... | 78 |
| 5.2 | Saran | 78 |
| DAFTAR PUSTAKA | | 79 |
| LAMPIRAN | | 80 |
| BIODATA PENULIS | | 83 |

DAFTAR GAMBAR

| | |
|--|----|
| Gambar 2. 1 Perpindahan panas pada heat exchanger (Zohuri, 2018) | 5 |
| Gambar 2. 2 Open Recirculating System (Buckman, 2017)..... | 5 |
| Gambar 2. 3 Once-Through System (Buckman, 2017) | 6 |
| Gambar 2. 4 Closed Recirculating System (Buckman, 2017) | 6 |
| Gambar 2. 5 Contoh Header pipa (a) Fire-fighting header (b) Boiler Steam Header (https://www.industrialautoclaves.com/product/steam-header-copy/)..... | 7 |
| Gambar 2. 6 Losses Coefficient (k) untuk berbagai komponen perpipaan (Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications 4 th Edition, 2017) | 12 |
| Gambar 2. 7 Losses Coefficient (k) untuk gradual contraction: round and rectangular ducts (Introduction to Fluid Mechanics 8 th Edition, 2011) | 12 |
| Gambar 2. 8 Pressure recovery untuk conical diffusers dengan fully developed turbulent pipe flow pada inlet (Introduction to Fluid Mechanics 8 th Edition, 2011) | 13 |
| Gambar 2. 9 Total resistensi (L_e/D) untuk (a) Flanged elbow (b) Miter bends (Introduction to Fluid Mechanics 8 th Edition, 2011) | 14 |
| Gambar 2. 10 Penggambaran geometris (a) manifold dengan uniform longitudinal section (b) manifold dengan tapered longitudinal section (Hassan et al, 2014)..... | 17 |
| Gambar 2. 11 Kontur tekanan untuk aliran di manifold dengan uniform longitudinal section (Hassan et al, 2014) | 18 |
| Gambar 2. 12 Plot distribusi aliran untuk manifold dengan uniform longitudinal section pada $Re=100,000, 150,000, 200,000$ (Hassan et al, 2014) | 19 |
| Gambar 2. 13 Non-Uniformity Coefficient (Φ) untuk rasio diameter yang berbeda (Hassan et al, 2014)..... | 19 |
| Gambar 2. 14 Flow ratio (β) untuk rasio diameter yang berbeda (Hassan et al, 2014) | 20 |
| Gambar 2. 15 Kontur tekanan untuk aliran pada manifold dengan tapered longitudinal section (Hassan et al, 2014)..... | 20 |
| Gambar 2. 16 Plot distribusi aliran untuk manifold dengan tapered longitudinal section pada $Re=100,000, 150,000, 200,000$ (Hassan et al, 2014) | 21 |
| Gambar 2. 17 Persentasi Flowrate fraction untuk konfigurasi dua manifold dengan $Re=150,000$ dan $Q=750$ L/m (Hassan et al, 2014) | 21 |
| Gambar 2. 18 Geometri pipa manifold (a) pipa manifold sebenarnya dan (b) pipa manifold dengan diameter yang diperbesar (Park et al, 2021) | 23 |
| Gambar 2. 19 Hasil pengukuran distribusi aliran (Park et al, 2021)..... | 23 |
| Gambar 2. 20 Hasil analisa statistik (Park et al, 2021) | 24 |
| Gambar 2. 21 Hasil simulasi CFD untuk pipa manifold sebenarnya. (a) Kontur Kecepatan; (b) Vektor kecepatan; (c) Pola distribusi aliran (Park et al, 2021) | 25 |
| Gambar 2. 22 Distribusi tekanan pada pipa manifold sebenarnya (Park et al, 2021)..... | 25 |
| Gambar 2. 23 Peningkatan pemerataan distribusi aliran melalui perluasan luas penampang header pipa: (a) simulasi CFD untuk pipa manifold sebenarnya dan (b) simulasi CFD untuk pipa manifold dengan diameter yang diperbesar (Park et al, 2021) | 26 |
| Gambar 2. 24 Geometri intake manifold (Priyadarsini, 2016) | 27 |
| Gambar 2. 25 Vektor kecepatan untuk kasus semua runner terbuka (Priyadarsini, 2016) | 28 |
| Gambar 2. 26 Kontur tekanan untuk kasus semua runner terbuka (Priyadarsini, 2016) | 28 |

| | |
|---|----|
| Gambar 2. 27 Vektor kecepatan untuk kasus runner pertama dan ketiga terbuka (Priyadarsini, 2016)..... | 29 |
| Gambar 2. 28 Kontur tekanan untuk kasus runner pertama dan ketiga terbuka (Priyadarsini, 2016)..... | 29 |
| Gambar 2. 29 Vektor kecepatan untuk kasus runner kedua dan keempat terbuka (Priyadarsini, 2016) | 29 |
| Gambar 2. 30 Kontur tekanan untuk kasus runner kedua dan keempat terbuka (Priyadarsini, 2016)..... | 30 |
| Gambar 2. 31 Variasi kecepatan dengan panjang plenum (Priyadarsini, 2016)..... | 30 |
| Gambar 2. 32 Variasi tekanan dengan panjang plenum (Priyadarsini, 2016)..... | 30 |
| Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian..... | 34 |
| Gambar 3. 2 Diagram alir simulasi | 36 |
| Gambar 3. 3 Model geometri header pipa cooling water intake system PLTU..... | 37 |
| Gambar 3. 4 Boundary Condition pada simulasi penelitian | 38 |
| Gambar 3. 5 Hasil meshing header pipa cooling water intake system PLTU | 38 |
| Gambar 3. 6 Penempatan Iso-surface pada simulasi (a) Kode penempatan Iso-surface (b) Lokasi Iso-surface pada bidang X-Y | 40 |
| Gambar 3. 7 Penempatan Line pada simulasi | 40 |
| Gambar 3. 8 Bagian header pipa yang berikan refinement..... | 41 |
| Gambar 3. 9 Grafik perbandingan tekanan terhadap jumlah mesh..... | 41 |
| Gambar 4. 1 Vektor kecepatan pada kondisi seluruh inlet terbuka | 47 |
| Gambar 4. 2 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap iso-surface pada kondisi seluruh inlet terbuka | 48 |
| Gambar 4. 3 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi seluruh inlet terbuka | 49 |
| Gambar 4. 4 Pathline dan Kontur turbulensi pada kondisi seluruh inlet terbuka (a) Turbulent Kinetic Energy (b) Turbulent Viscosity Ratio..... | 49 |
| Gambar 4. 5 Kontur tekanan statis pada kondisi seluruh inlet terbuka | 50 |
| Gambar 4. 6 Grafik perbandingan tekanan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi seluruh inlet terbuka | 51 |
| Gambar 4. 7 Vektor kecepatan pada kondisi inlet-1 dan inlet-2 terbuka..... | 51 |
| Gambar 4. 8 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap iso-surface pada kondisi inlet-1 dan inlet-2 terbuka | 52 |
| Gambar 4. 9 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-1 dan inlet-2 terbuka | 53 |
| Gambar 4. 10 Pathline dan Kontur turbulensi pada kondisi inlet-1 dan inlet-2 terbuka (a) Turbulent Kinetic Energy (b) Turbulent Viscosity Ratio..... | 53 |
| Gambar 4. 11 Kontur tekanan statis pada kondisi inlet-1 dan inlet-2 terbuka..... | 54 |
| Gambar 4. 12 Grafik perbandingan tekanan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-1 dan inlet-2 terbuka | 55 |
| Gambar 4. 13 Vektor kecepatan pada kondisi inlet-1 dan inlet-3 terbuka..... | 55 |
| Gambar 4. 14 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap iso-surface pada kondisi inlet-1 dan inlet-3 terbuka | 56 |
| Gambar 4. 15 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-1 dan inlet-3 terbuka | 57 |

| | |
|---|----|
| Gambar 4. 16 Pathline dan Kontur turbulensi pada kondisi inlet-1 dan inlet-3 terbuka (a) Turbulent Kinetic Energy (b) Turbulent Viscosity Ratio..... | 57 |
| Gambar 4. 17 Kontur tekanan statis pada kondisi inlet-1 dan inlet-3 terbuka..... | 58 |
| Gambar 4. 18 Grafik perbandingan tekanan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-1 dan inlet-3 terbuka | 59 |
| Gambar 4. 19 Vektor kecepatan pada kondisi inlet-2 dan inlet-3 terbuka..... | 59 |
| Gambar 4. 20 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap iso-surface pada kondisi inlet-2 dan inlet-3 terbuka | 60 |
| Gambar 4. 21 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-2 dan inlet-3 terbuka | 61 |
| Gambar 4. 22 Pathline dan Kontur turbulensi pada kondisi inlet-2 dan inlet-3 terbuka (a) Turbulent Kinetic Energy (b) Turbulent Viscosity Ratio..... | 61 |
| Gambar 4. 23 Kontur tekanan statis pada kondisi inlet-2 dan inlet-3 terbuka..... | 62 |
| Gambar 4. 24 Grafik perbandingan tekanan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-2 dan inlet-3 terbuka | 63 |
| Gambar 4. 25 Vektor kecepatan pada kondisi inlet-1 terbuka..... | 63 |
| Gambar 4. 26 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap iso-surface pada kondisi inlet-1 terbuka | 64 |
| Gambar 4. 27 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-1 terbuka | 64 |
| Gambar 4. 28 Pathline dan Kontur turbulensi pada kondisi inlet-1 terbuka (a) Turbulent Kinetic Energy (b) Turbulent Viscosity Ratio..... | 65 |
| Gambar 4. 29 Kontur tekanan statis pada kondisi inlet-1 terbuka..... | 66 |
| Gambar 4. 30 Grafik perbandingan tekanan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-1 terbuka | 66 |
| Gambar 4. 31 Vektor kecepatan pada kondisi inlet-2 terbuka..... | 67 |
| Gambar 4. 32 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap iso-surface pada kondisi inlet-2 terbuka | 67 |
| Gambar 4. 33 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-2 terbuka | 68 |
| Gambar 4. 34 Pathline dan Kontur turbulensi pada kondisi inlet-2 terbuka (a) Turbulent Kinetic Energy (b) Turbulent Viscosity Ratio..... | 69 |
| Gambar 4. 35 Kontur tekanan statis pada kondisi inlet-2 terbuka..... | 69 |
| Gambar 4. 36 Grafik perbandingan tekanan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-2 terbuka | 70 |
| Gambar 4. 37 Vektor kecepatan pada kondisi inlet-3 terbuka..... | 70 |
| Gambar 4. 38 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap iso-surface pada kondisi inlet-3 terbuka | 71 |
| Gambar 4. 39 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-3 terbuka | 72 |
| Gambar 4. 40 Pathline dan Kontur turbulensi pada kondisi inlet-3 terbuka (a) Turbulent Kinetic Energy (b) Turbulent Viscosity Ratio..... | 72 |
| Gambar 4. 41 Kontur tekanan statis pada kondisi inlet-3 terbuka..... | 73 |
| Gambar 4. 42 Grafik perbandingan tekanan pada tiap inlet ditinjau dari tengah penampang pada kondisi inlet-3 terbuka | 73 |
| Gambar 4. 43 Grafik perbandingan Pressure Drop terhadap variasi jumlah dan posisi inlet. | 76 |

DAFTAR TABEL

| | |
|---|----|
| Tabel 2. 1 Dimensi untuk manifold dengan uniform longitudinal section (Hassan et al, 2014) | 17 |
| Tabel 2. 2 Variasi rasio diameter manifold dengan tapered longitudinal section (Hassan et al, 2014)..... | 17 |
| Tabel 2. 3 Boundary Condition untuk dua manifold (Hassan et al, 2014) | 18 |
| Tabel 2. 4 The non-uniformity flow (Φ) untuk dua manifold (Hassan et al, 2014) | 19 |
| Tabel 2. 5 Spesifikasi modul membran (Park et al, 2021)..... | 22 |
| Tabel 2. 6 Dimensi intake manifold (Priyadarsini, 2016)..... | 27 |
| Tabel 2. 7 Properti material intake manifold (Priyadarsini, 2016) | 27 |
| Tabel 3. 1 Detail Boundary Condition beserta variasi simulasi | 38 |
| Tabel 3. 2 Detail input nilai pada beberapa parameter | 39 |
| Tabel 3. 3 Grid Independace Test pada header pipa..... | 41 |
| Tabel 3. 4 Rancangan kegiatan pengerjaan tugas akhir..... | 42 |
| Tabel 4. 1 Perbandingan kecepatan dan debit dengan perhitungan dan simulasi..... | 44 |
| Tabel 4. 2 Perbandingan tekanan statis dengan perhitungan dan simulasi..... | 46 |
| Tabel 4. 3 Perbandingan kecepatan dan debit pada outlet header pipa | 74 |
| Tabel 4. 4 Perbandingan turbulensi pada header pipa | 75 |
| Tabel 4. 5 Perbandingan pressure drop pada tiap inlet header pipa..... | 75 |

DAFTAR SIMBOL

| | |
|---------------|--|
| A | : Luas penampang (m^2) |
| AR | : <i>Rasio Area</i> |
| C_p | : Koefisien <i>diffuser pressure recovery</i> |
| C_{pi} | : Koefisien ideal <i>diffuser pressure recovery</i> |
| C_μ | : <i>Koefisien Turbulent viscosity</i> |
| d | : Diameter pipa (m) |
| f | : Koefisien kerugian gesek |
| g | : Percepatan gravitasi (m/s^2). |
| h_f | : <i>Head losses</i> akibat gesekan dalam pipa (m) |
| h_{lm} | : <i>Head losses</i> akibat penggunaan komponen pipa (m) |
| h_t | : <i>Head losses</i> total pada sistem (m) |
| I | : <i>Turbulent Intensity</i> |
| K | : Koefisien <i>minor loss</i> |
| k | : <i>Turbulent Kinetic Energy</i> (m^2/s^2) |
| L | : Panjang pipa (m) |
| N | : Panjang <i>diffuser</i> (m) |
| P | : Tekanan (Pa) |
| Q | : Debit aliran (m^2/s) |
| R | : Jari-jari pipa (m) |
| Re | : Bilangan Reynolds |
| u' | : Kecepatan fluktuatif (m/s) |
| u_{avg} | : Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s) |
| Z | : Ketinggian permukaan (m) |
| v | : Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s) |
| ε | : <i>Turbulent Dissipation Rate</i> (m^2/s^3) |
| ρ | : Densitas fluida (kg/m^3) |
| μ | : Viskositas absolut fluida (kg/m-s) |
| μ_t | : <i>Turbulent viscosity</i> (kg/m-s) |

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Tingkat kebutuhan pemakaian listrik di Indonesia setiap tahunnya terus mengalami peningkatan seiring dengan peningkatan pertumbuhan ekonomi Indonesia. Pembangkit listrik merupakan salah satu teknologi untuk pemenuhan kebutuhan energi bagi manusia. Energi listrik yang dihasilkan berasal dari berbagai sumber energi. Salah satunya adalah pembangkit listrik tenaga uap. Pembangkit listrik tenaga uap adalah pembangkit listrik yang menggunakan tenaga uap yang menggerakkan turbin untuk menghasilkan tenaga listrik dan beroperasi dengan menggunakan air sebagai fluida kerja (Hutomo dan Arinardi, 1992). Dimana air diubah menjadi uap di *boiler*, menuju Turbin Uap untuk menggerakkan *Generator*. Uap yang keluar dari turbin uap diumpungkan ke kondensor untuk didinginkan kembali menjadi air. Air tersebut akan dipompa kembali ke *boiler* untuk diuapkan kembali.

Air pendingin merupakan salah satu jenis air yang diperlukan dalam proses industri. Kualitas air pendingin akan mempengaruhi integritas komponen atau struktur pembangkit, karena pada dasarnya air sebagai pendingin akan berhubungan langsung dengan komponen atau struktur pembangkit. Air yang digunakan sebagai pendingin harus memenuhi persyaratan yang sesuai dengan komponen atau struktur yang dirumuskan dalam spesifikasi kualitas air pendingin (Lestari, 2010). Permasalahan utama yang selalu muncul dari kegiatan buangan air hasil proses *cooling water system* adalah suhu air buangan dari sistem tersebut jauh lebih tinggi dari suhu lingkungan di sekitarnya dimana batasannya diatur pada Peraturan Menteri Negara Lingkungan Hidup No. 09 tahun 2009, bahwa suhu air buangan tersebut maksimal 40°C. Berdasarkan peraturan ini maka dalam desain penukar kalor kondensor dibatasi bahwa nilai maksimum perbedaan suhu air buangan dengan suhu alami adalah 5°C (Nurjayanti dan Subakti, 2010).

Salah satu syarat agar operasi PLTU ini dapat berjalan secara efisien adalah kebutuhan akan air pendingin kondensor dalam jumlah yang besar. Fungsi utama dari sistem air pendingin adalah menyediakan dan memasok air pendingin yang diperlukan untuk mengkondensasikan uap bekas dan *drain* uap di dalam kondensor. Fungsi lainnya adalah memasok air untuk mendinginkan *heat exchanger* pada sistem air pendingin bantu (*auxiliary cooling water*) yang merupakan siklus pendingin tertutup. Air pendingin utama merupakan media pendingin untuk menyerap panas laten uap bekas dari turbin yang mengalir ke dalam kondensor. Tanpa pasokan air pendingin, turbin kondensasi tidak dapat dioperasikan. Sedangkan aliran air pendingin utama yang kurang dapat menyebabkan vakum kondensor menjadi rendah dan dapat mengakibatkan unit *trip*. Sistem air pendingin harus dirancang mampu memenuhi kebutuhan operasi unit pembangkit secara kontinu, ekonomis dan andal. Perancangan yang kurang tepat akan menyebabkan sistem air pendingin tidak berfungsi dengan optimal mendukung kinerja kondensor untuk mendinginkan uap dari turbin.

Salah satu komponen sistem air pendingin adalah *header* pipa, *header* pipa berupa pipa besar atau *manifold* yang digunakan untuk menampung debit fluida dari banyak pipa *inlet* dan/atau dapat digunakan untuk mendistribusikan fluida menuju banyak pipa *outlet* yang lebih kecil. Atau dapat merupakan gabungan dari *multiple* pipa *inlet* dan *multiple* pipa *outlet*. Penelitian ini akan difokuskan pada *header* pipa *cooling water intake system* PLTU dengan beberapa *inlet* menuju *header* pipa. Untuk mengetahui kondisi secara langsung pada umumnya dilakukan melalui eksperimen di tempat, namun ada beberapa kondisi dimana eksperimen tidak dapat dilaksanakan. Maka dari itu, perlu adanya studi khusus dengan cara melakukan simulasi sesuai dengan kondisi yang ada di lapangan. Permasalahan terkait fluida dapat dilakukan

menggunakan perangkat lunak *Computational Fluid Dynamic* (CFD) dengan menyesuaikan kondisi yang ada di lapangan (Versteeg dan Malalasekera, 2007).

Berikut beberapa penelitian yang dijadikan referensi untuk mendukung kajian pada penelitian ini. Pertama adalah penelitian oleh Jafar M. Hassan, Wahid S. Mohammed, Thamer A. Mohamed, dan Wissam H. Alawee pada tahun 2014 yaitu “*CFD Simulation for Manifold with Taperedlongitudinal Section*” bertujuan untuk mengamati dan membandingkan distribusi aliran pada *header* pipa dengan *uniform longitudinal section* dan *tapered longitudinal section* dengan menggunakan perangkat lunak CFD. Rasio diameter pada *tapered longitudinal section* akan divariasikan secara parametrik untuk menentukan nilai yang optimal. Hasil yang diperoleh dari pengujian pada *manifold*, distribusi aliran dan tekanan pada *manifold* dengan *tapered longitudinal section* menunjukkan nilai yang lebih baik dari pada *uniform longitudinal section*. Pada *uniform longitudinal section*, kecepatan aliran pada *outlet* cenderung mengalami kenaikan seiring dengan jumlah pipa cabang yang telah dilewati. Hal tersebut menyebabkan peningkatan tekanan statis pada *manifold* sehingga menyebabkan perbedaan distribusi aliran yang cukup signifikan pada tiap *outlet*.

Penelitian kedua dilakukan oleh No-Suk Park, Sukmin Yoon, Woochang Jeong, dan Yong-Wook Jeong pada tahun 2021 yaitu “*A Study on the Evaluation of Flow Distribution Evenness in Parallel-Arrayed-Type Low-Pressure Membrane Module Piping*”. Penelitian ini bertujuan untuk menyelidiki distribusi laju aliran tidak merata, mengusulkan rasio cabang pipa dengan *header* pipa yang dibutuhkan agar distribusi aliran untuk proses filtrasi membran lebih merata, dan meninjau hubungan bilangan Reynolds di *header* pipa dan derajat distribusi pemerataan aliran di *manifold*. Pengukur aliran ultrasonik akan digunakan untuk mengukur laju aliran yang mengalir dari *header* pipa ke setiap modul, dan teknik CFD digunakan untuk memverifikasi pengukuran aktual. Untuk menentukan diameter pipa yang optimal dilakukan *trial-and-error*. Hasil yang diperoleh dari pengujian pada *header* pipa, distribusi aliran dan tekanan pada *header* dengan diameter yang diperbesar ($\Sigma a/A = 0.116$) menunjukkan nilai yang lebih merata. Apabila diameter pipa diperbesar lebih dari nilai 0.74 m maka akan menyebabkan perubahan pola distribusi aliran.

Penelitian ketiga dilakukan oleh Ch. Indira Priyadarsini pada tahun 2016 yaitu “*Flow Analysis of Intake Manifold using Computational Fluid Dynamics*” bertujuan untuk memprediksi dan menganalisa aliran yang melewati *intake manifold* dari empat silinder *spark ignition engine*. Tiga kasus model CFD didirikan untuk memprediksi pola aliran pada *plenum*. Pada saat aliran mengalir memasuki ruang *plenum*, terjadi penurunan kecepatan yang disebabkan oleh peningkatan *area* secara tiba-tiba pada *plenum*. Dari beberapa kasus simulasi yang telah dilakukan, *runner* keempat menunjukkan performa aliran yang lebih efisien karena terletak jauh dari daerah kehilangan tekanan.

Dengan demikian penelitian ini akan membahas mengenai simulasi aliran air dengan memperhatikan pola aliran pada beberapa bagian di *header* pipa. Ada tiga variasi jumlah *inlet* yang bekerja yang akan digunakan pada penelitian ini dengan posisi *inlet* yang berbeda-beda. Oleh karena itu, penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari jumlah dan posisi *inlet* terhadap karakteristik aliran air pada bagian *header* pipa di *cooling water intake system* PLTU.

1.2 Rumusan Masalah

Untuk mengetahui performa *header* pipa *cooling water intake system* PLTU yang dipengaruhi oleh percabangan pipa, pembesaran diameter pipa, dan pembelokan pipa; dapat dikaji dengan melihat karakteristik aliran pada *header* pipa. Adapun cara yang dapat digunakan secara akurat adalah dengan meninjau secara langsung di lapangan. Namun, keterbatasan bahwa pipa itu tertanam dalam tanah dan hanya dapat dilihat beberapa parameter operasional

sistem pendingin di *display monitor* operator. Maka salah satu cara yang dapat dilakukan adalah dengan melakukan simulasi numerik menggunakan perangkat lunak CFD dengan melakukan *input* parameter sesuai dengan kondisi lapangan.

Untuk menganalisa kasus ini, pertama dibuat geometri dan *meshing* dari *header* pipa dengan menggunakan *software* GAMBIT. Selanjutnya dengan metode CFD melalui *software* ANSYS Fluent 19.2 akan dilakukan simulasi secara menyeluruh untuk mendapatkan gambaran sebenarnya. Pada penelitian ini akan difokuskan pada karakteristik aliran pada *header* pipa yang mencakup, kecepatan aliran, turbulensi, dan tekanan statis pada *header* pipa. Adapun untuk hal yang dapat divariasikan pada kasus ini adalah jumlah *inlet* yang memberikan aliran air.

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang diterapkan pada penelitian kali ini sebagai berikut :

1. Analisa aliran menggunakan *internal flow*.
2. Fluida yang mengalir adalah air dengan kondisi *incompressible flow* dan *steady flow*.
3. Kemungkinan terjadinya perpindahan panas diabaikan.
4. Aliran bersifat turbulen dengan menggunakan model turbulensi k- ϵ .
5. Kekasaran permukaan pipa diabaikan.
6. Analisa dilakukan pada *header* pipa dengan konfigurasi kecepatan aksial dan kecepatan tangential air pada bagian *inlet* konstan sebesar 1.48 m/s dan 0.1 m/s.
7. Variasi simulasi aliran dengan satu *inlet*, dua *inlet*, dan tiga *inlet*.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh geometri *header* pipa terhadap karakteristik aliran fluida menuju *outlet header* pipa. Dari variasi ini akan dilakukan simulasi untuk:

1. Mengetahui laju aliran air pada berbagai jumlah pembukaan dan posisi *inlet* pada *Header* pipa *cooling water intake system* PLTU.
2. Mengetahui karakteristik turbulensi pada berbagai jumlah pembukaan dan posisi *inlet* pada *Header* pipa *cooling water intake system* PLTU.
3. Mengetahui tekanan statis pada berbagai jumlah pembukaan dan posisi *inlet* pada *Header* pipa *cooling water intake system* PLTU.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan dari dilakukannya penelitian ini sebagai berikut:

1. Menerapkan disiplin ilmu yang telah penulis pelajari selama perkuliahan di Teknik Mesin FTIRS-ITS.
2. Mengetahui karakteristik aliran air yang terjadi pada *header* pipa *cooling water intake system* PLTU dari hasil simulasi ANSYS Fluent 19.2.
3. Dapat digunakan sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya mengenai *header* pipa.
4. Dapat digunakan sebagai referensi terkait penelitian dalam hambatan aliran dengan modifikasi konstruksi dan geometri pipa dengan menggunakan *software* ANSYS.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Aliran Fluida Dalam Pipa

Fluida didefinisikan sebagai substansi yang berdeformasi apabila dikenai tegangan geser. Ketika suatu fluida bergerak, kuantitas-kuantitas yang berhubungan dengan keadaan dan gerakan tersebut akan berbeda dari titik ke titik. Secara umum fluida dibagi atas fluida *compressible* (mampu mampat) dan *incompressible* (tak mampu mampat).

Dalam kasus fluida ideal tidak ada gesekan dalam atau tahanan apabila satu lapisan aliran fluida melalui lapisan lainnya. Konsekuensinya apabila suatu fluida ideal melalui suatu pipa, kecepatannya adalah sama pada seluruh suatu luas area tertentu. Ini berarti, kecepatan adalah sama pada semua titik pada penampang tersebut. Dalam analisa aliran akan difokuskan untuk menganalisa aliran fluida nyata dimana rugi aliran menjadi suatu hal yang sangat dipertimbangkan dan dapat mempengaruhi tekanan sepanjang pipa aliran. Analisa itu melingkupi rugi tekanan yang disebabkan oleh sambungan (*fittings*), katup, gesekan serta perubahan luas penampang pipa.

Pipa adalah saluran tertutup yang biasanya berpenampang lingkaran yang digunakan untuk mengalirkan fluida. Apabila zat cair di dalam pipa tidak penuh, maka aliran termasuk dalam aliran saluran terbuka. Menurut Hukum Reynolds Aliran terdiri dari:

1. Aliran Laminar.
2. Aliran Turbulen.

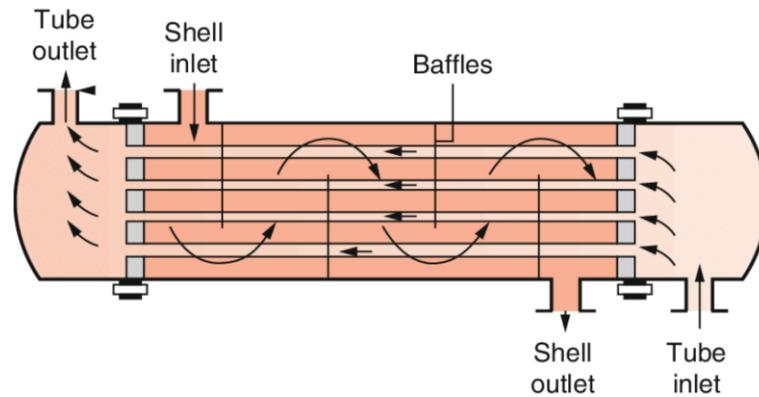
Antara aliran laminar dengan turbulen disebut aliran transisi. Yang mempengaruhi aliran dalam pipa antara lain:

- a. Kekasaran dinding pipa.
- b. Bilangan Reynolds (Re).
- c. Fluktuasi kecepatan masuk.

2.2 *Cooling Water System*

Kebanyakan industri membutuhkan *cooling water* (air pendingin) untuk efisiensi proses produksinya. Sistem *cooling water* adalah sebuah sistem yang mampu mengontrol suhu dan tekanan dengan cara mentransfer panas (*heat*) fluida panas dari proses produksi ke dalam *cooling water*, pada proses ini *cooling water* akan menerima panas dan perlu didinginkan kembali atau diganti dengan air baru dari *make-up water*. Efisiensi dan efektifitas *design* sistem *cooling water* sangat tergantung terhadap tipe proses produksi yang akan didinginkan, kualitas air, dan lingkungannya.

Proses pendinginan oleh *cooling water* melibatkan perpindahan panas dari satu media ke media lainnya. Media yang kehilangan panas disebut *cooled* (yang didinginkan) dan media yang menerima panas disebut *coolant* (yang mendinginkan). Sistem *cooling water* menggunakan air sebagai *coolant*. Gambar 2.1 menggambarkan prinsip perpindahan panas (*heat transfer*), dimana *light orange* menunjukkan *coolant* dan *dark orange* menunjukkan *cooled*.



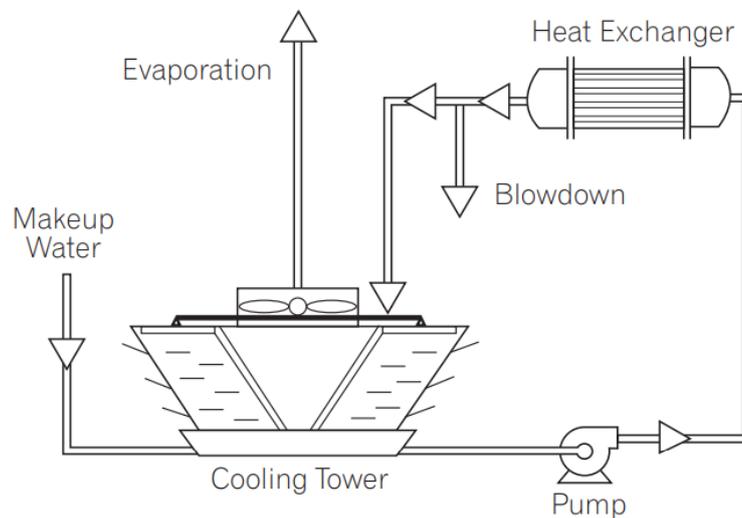
Gambar 2. 1 Perpindahan panas pada *heat exchanger* (Zohuri, 2018)

Beberapa parameter yang perlu diperhatikan sehubungan dengan kualitas *cooling water* agar sistem dapat bekerja dengan baik karena dapat menyebabkan beberapa masalah yaitu pengkaratan (*corrosion*), pengkerakan (*scaling*), pencemaran (*fouling*), dan kontaminasi mikroba.

Terdapat beberapa tipe sistem *cooling water* yang banyak digunakan oleh industri, berikut penjelasannya secara singkat:

1. *Open Recirculating Systems*

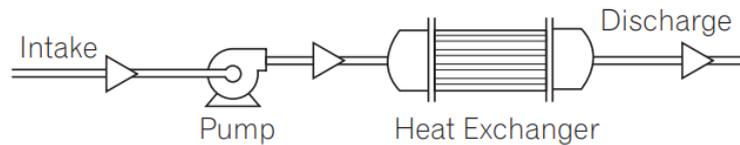
Sistem ini yang paling banyak digunakan di industri saat ini. Pada sistem ini terdiri atas pompa, *heat-exchanger* (HE), dan *cooling tower*. Pompa akan menjaga air diresirkulasi (dikembalikan lagi) melalui *heat-exchanger*. Panas akan ditransfer ke *cooling water* dan selanjutnya akan mengalir kembali ke *cooling tower* dan panas dibuang melalui proses evaporasi (penguapan).



Gambar 2. 2 *Open Recirculating System* (Buckman, 2017)

2. *Once-Through Systems*.

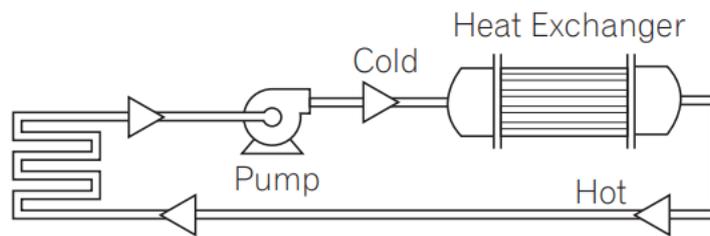
Pada sistem ini, *cooling water* akan melewati *heat-exchanger* sekali sehingga konsentrasi zat terlarut dalam *cooling water* tidak berubah, akan tetapi dibutuhkan volume *cooling water* yang banyak karena tidak ada sistem resirkulasi, sehingga air laut sebagai sumber air sering kali digunakan.



Gambar 2. 3 *Once-Through System* (Buckman, 2017)

3. *Closed Recirculating Systems*

Pada sistem ini konsentrasi zat terlarut pada *cooling water* tidak berubah dan kehilangan *cooling water* atau bahan kimia pengontrol sangatlah kecil sebab tidak terjadi evaporasi.



Gambar 2. 4 *Closed Recirculating System* (Buckman, 2017)

2.3 *Header Piping*

Secara umum *header* ini adalah bagian pipa besar atau *manifold* yang digunakan untuk menampung debit fluida dari banyak pipa *inlet* (*collecting header*) dan atau dapat digunakan untuk mendistribusikan fluida menuju banyak pipa *outlet* yang lebih kecil (*distribution header*). Atau dapat merupakan gabungan dari *multiple* pipa *inlet* dan *multiple* pipa *outlet*. Adapun desain akhirnya sangat ditentukan untuk penggunaannya.

Idealnya *header* ini membagi aliran masuk ke beberapa cabang yang dilayani tanpa menyebabkan terjadinya variasi tekanan untuk cabang yang mensuplainya, demikian juga sebaliknya. Secara prinsip fungsi *header* ini adalah:

- Mengabungkan debit fluida dari beberapa *inlet* pipa dan atau membagikan distribusi fluida ke beberapa *outlet* pipa.
- Menjaga tekanan yang sama untuk menampung debit yang besar dari beberapa *inlet*.
- Menjaga distribusi aliran fluida yang sama di sistem perpipaan majemuk.

Untuk menghubungkan *header* ini biasanya diperlukan beberapa perlengkapan seperti *flexible joint*, *check valve*, *gate valve* dan *fitting-fitting* lainnya, serta penyambungan *inlet* dan *outlet* dipasang saluran pembesaran atau pengecilan pipa (*nozzle*). *Header* ini banyak diterapkan di dunia industri dengan menggunakan fluida *incompressible* maupun *compressible*, diantaranya sistem air pendingin (*demineral water* or *sea water*), sistem air *condensate*, *lube oil system*, *fire-fighting system*, sistem air bersih perkotaan, memiliki *header* yang digunakan untuk fluida *incompressible*. Adapun untuk *boiler steam system*, *instrument or service air system*, juga memiliki *header* yang digunakan untuk fluida *compressible*.



(A)

(B)

Gambar 2. 5 Contoh *Header* pipa (a) *Fire-fighting header* (b) *Boiler Steam Header*
[\(https://www.industrialautoclaves.com/product/steam-header-copy/\)](https://www.industrialautoclaves.com/product/steam-header-copy/)

2.4 Sistem Perpipaan

Pipa adalah istilah untuk benda silindris yang berlubang yang berfungsi sebagai media transportasi fluida dari suatu tempat ke tempat yang berbeda dengan jarak yang relatif seperti cairan, gas, uap, atau serbuk padat dengan menggunakan tenaga pompa. Sistem perpipaan digolongkan atas:

1. Pipa merupakan komponen utama dari sistem perpipaan. Penggunaan pipa digolongkan berdasarkan fungsi dan jenis aliran fluida yang mengalirinya. Pengolongan pipa juga didasari atas kemampuan pipa itu sendiri untuk menahan tekanan.
2. *Fittings* adalah suatu komponen yang digunakan untuk mengarahkan aliran fluida atau membagi aliran menjadi beberapa cabang aliran pipa. Katup berfungsi untuk membuka dan menutup aliran fluida seperti, *ball valve, foot and strainer, gate valve, swing check valve, globe valve*.
3. *Miscellaneous* (perlengkapan khusus) berfungsi sebagai tambahan pada instalasi perpipaan yang ditujukan untuk mengefisienkan aliran dalam pipa, seperti *strainer, flow meter, pressure guage, dll*.

Perencanaan sistem perpipaan melibatkan persamaan energi dan perhitungan *head losses*. Perhitungan *head losses* untuk pipa tunggal adalah dengan persamaan Darcy-Weisbach yang mengandalkan Diagram Moody untuk penentuan koefisien geseknya. Untuk keperluan analisa jaringan perpipaan umumnya dipergunakan persamaan *Hazen-Williams*. Rugi-rugi aliran (*head losses*) dalam pipa terdiri atas kerugian karena gesekan terhadap kekasaran penampang disepanjang dinding pipa, dan kerugian yang diakibatkan penggunaan komponen pemipaan seperti *elbow, reduser, valve*, dan lain-lain.

2.5 Pemodelan Turbulensi

Aliran turbulen merupakan salah satu fenomena fisik dimana suatu aliran memiliki pola yang tidak beraturan dan menghasilkan pusaran yang bersifat acak. Umumnya aliran turbulen mengandung *eddy* dan *swirl* didalamnya. *Eddy* sendiri ialah pusaran yang ditunjukkan oleh suatu aliran turbulen saat aliran tersebut diinjeksi oleh suatu fluida. *Eddy* memiliki dua jenis ukuran, yaitu *eddy* berukuran besar (*large scale Eddy*) dan *eddy* berukuran kecil (*small scale Eddy*). Munculnya *large scale eddy* pada suatu aliran menandakan bahwa aliran tersebut merupakan aliran turbulen. Tennekes dan Lumley (1972) menyatakan bahwa aliran turbulen tidak dapat didefinisikan, namun dapat diidentifikasi berdasarkan beberapa sifat-sifat

turbulensi. Sifat-sifat turbulensi seperti aliran tidak beraturan, dispersif atau menyebar yang menyebabkan aliran turbulen memiliki kemampuan yang tinggi dalam proses *mixing*, perpindahan panas, perpindahan momentum dan perpindahan massa. Turbulensi juga bersifat disipatif atau menyebar. Aliran turbulen memiliki bilangan Reynolds yang tinggi, membentuk pusaran tiga dimensi karena jika aliran mengarah ke *downstream*, *boundary* akan mengalami transisi menjadi turbulen. Reynolds Average Navier Stokes (RANS) *based model* terdiri dari beberapa model turbulensi yang biasa digunakan untuk mensimulasikan peristiwa fluida pada analisis CFD, yaitu *one-equation model*, *two-equation model*, dan *Reynold Stress Model*.

One-equation model adalah model yang menggunakan satu persamaan tambahan dalam perhitungannya. Salah satu contoh model dari *one-equation model* adalah *Spalart-Allmaras*, *Spalart-Allmaras* biasanya digunakan untuk menghitung model persamaan dari *kinematic eddy turbulent viscosity* dan dirancang untuk *aerospace* yang melibatkan *wall-bounded flows* pada *fine near-wall mesh*. *Spalart-Allmaras* baik digunakan untuk *meshing* yang cukup besar, namun sangat buruk pada *3D flows*. Model ini lebih sesuai digunakan untuk *meshing* 2D internal atau eksternal *flows* dan *boundary layer flows under pressure gradient*. Sama seperti *one-equation model*, *two-equation model* digunakan untuk menghitung model persamaan *kinematic eddy turbulent viscosity*. Pada *two-equation model*, menggunakan dua persamaan tambahan agar *Reynolds Stress Tensor* dapat dihitung. Persamaan tambahan yang digunakan berupa $k-\epsilon$ dan $k-\omega$. $k-\epsilon$ adalah model dari penggabungan antara *turbulent kinetic energy* k dengan *turbulence eddy dissipation* ϵ . $k-\epsilon$ memiliki beberapa model yaitu *standard* $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, *Realizable* $k-\epsilon$. Sedangkan $k-\omega$ adalah model dari penggabungan antara *turbulent kinetic energy* k dengan *turbulence eddy dissipation* ω . $k-\omega$ memiliki beberapa model yaitu *standard* $k-\omega$ dan SST $k-\omega$.

Standard $k-\epsilon$ adalah model turbulensi yang cukup baik digunakan dalam mensimulasikan berbagai kasus aliran dan dapat menunjukkan kovergensi yang baik. Perhitungan *standard* $k-\epsilon$ cukup akurat, *standard* $k-\epsilon$ baik digunakan untuk menghitung kompresibilitas, pembakaran dan daya apung. *standard* $k-\epsilon$ baik digunakan pada aliran *steady-state*, namun kurang baik digunakan untuk aliran yang tak terbatas, *swirling flows*, dan *rotating flows*. RNG $k-\epsilon$ adalah model turbulensi yang lebih akurat dibandingkan dengan *standard* $k-\epsilon$ terutama pada *rotating flows* dan baik digunakan untuk simulasi *indoor air*. RNG - $k-\epsilon$ juga dapat mensimulasikan arus yang berputar dan bilangan Reynolds yang rendah dan baik digunakan untuk aliran yang kompleks. Namun, RNG - $k-\epsilon$ kurang akurat untuk aliran *steady-state* dan *vortex evolution* serta membutuhkan CPU yang cukup tinggi dibanding simulasi dengan *standard* $k-\epsilon$. *Realizable* $k-\epsilon$ adalah model turbulensi yang lebih akurat dan lebih mudah terkonvergen dibanding dengan RNG. *Realizable* $k-\epsilon$ baik digunakan untuk *rotating flows*, tekanan yang besar, dan *recirculation flows*. *Standard* $k-\omega$ adalah model turbulensi yang baik digunakan untuk *wall-bounded boundary layer*, *free shear flows* dan bilangan Reynolds yang rendah. *Standard* $k-\omega$ juga dapat digunakan pada aliran transisi dan aliran *compressible*. SST $k-\omega$ adalah model turbulensi yang sama dengan *standard* $k-\omega$, namun sangat bergantung pada *wall distance* yang membuat kurang baik digunakan pada *free shear flows* dan cukup lambat untuk konvergensi. *Reynold Stress Model* adalah model turbulensi yang baik digunakan untuk *3D flows* yang kompleks dengan *streamline curvature*, *swirl* dan *rotation flows* yang kuat, namun *Reynold Stress Model* ini membutuhkan CPU yang cukup kuat dan cukup lambat untuk kovergensi.

2.6 Bilangan Reynolds

Apabila kecepatan dalam pipa kecil, molekul fluida bergerak untuk membentuk susunan lapisan yang berdekatan dan tanpa adanya pencampuran. Dalam aliran yang melalui

pipa bundar pola aliran terbentuk sebagai sub-lapis yang tipis yang meluncur melalui lainnya. Kondisi ini disebut aliran laminer. Pada titik tengah pipa kecepatan aliran adalah maksimum dan dekat dinding pipa kecepatan adalah nol.

Apabila kecepatan relatif tinggi, arus berputar akan terbentuk dan timbul pencampuran partikel fluida. Situasi ini diketahui sebagai aliran turbulen. Partikel fluida mengalami gesekan secara acak yang mana memotong arah aliran utama. Turbulen ini menyebabkan kecepatan partikel fluida rata-rata pada penampang potong pipa. Reynolds melakukan serangkaian eksperimen dengan diameter pipa yang berbeda-beda dan variasi fluida. Yang menyimpulkan bahwa jenis aliran tergantung pada:

1. Kecepatan aliran fluida rata-rata
2. Diameter pipa
3. Viskositas fluida
4. Densitas fluida

Hasil dari eksperimen Reynolds digabungkan menjadi suatu bentuk tak berdimensi yang dinamakan sebagai Bilangan Reynolds (Re):

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana :

- Re : Bilangan Reynolds
- ρ : Densitas fluida (kg/m^3)
- v : Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
- d : Diameter pipa (m)
- μ : Viskositas absolut fluida (kg/m-s)

Dalam aliran pipa, aliran laminer terbentuk pada Re kecil dari 2000, sedangkan aliran turbulen terbentuk jika Re lebih besar dari 4000. Jika Re berada antara 2000 dan 4000 jenis aliran tak dapat ditentukan sehingga dia disebut aliran transisi. Dalam praktek, aliran dalam pipa umumnya adalah turbulen.

2.7 Persamaan Kontinuitas

Fluida yang mengalir melalui suatu penampang akan selalu memenuhi hukum kontinuitas yaitu laju massa fluida yang masuk akan selalu sama dengan laju massa fluida yang keluar. Persamaan kontinuitas dituliskan sebagai berikut:

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 = \text{konstan} \dots\dots\dots (2.2)$$

Untuk fluida *incompressible* dan bila $\rho_1 = \rho_2$ untuk semua maksud praktis, persamaan menjadi:

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 \dots\dots\dots (2.3)$$

$$v = \frac{Q}{A} \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana:

- Q : Debit aliran (m^3/s)
- ρ : Densitas fluida (kg/m^3)
- A : Luas penampang (m^2)

v : Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)

2.8 Persamaan Bernoulli

Prinsip Bernoulli adalah sebuah istilah di dalam mekanika fluida yang menyatakan :

- Kecepatan fluida tinggi bila tekanannya rendah dan bilamana kecepatannya rendah maka tekanannya tinggi.
- Prinsipnya adalah energi pada dua titik yang dianalisis haruslah sama
- Untuk aliran *steady* dan fluida *incompressible* (perubahan energi dalam diabaikan).

Persamaan Bernoulli adalah :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + h_t \dots\dots\dots(2.5)$$

Dimana:

- P : Tekanan (Pa)
 ρ : Densitas fluida (kg/m³)
 g : Percepatan gravitasi (m/s²).
 v : Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
 Z : Ketinggian permukaan (m)
 h_t : *Head losses* total pada sistem (m)

2.9 Pressure drops

Pressure drop mendeskripsikan penurunan tekanan dari satu titik di dalam sistem (misalnya aliran di dalam pipa) ke titik lain yang mempunyai tekanan lebih rendah. *Pressure drop* juga merupakan hasil dari gaya-gaya friksi terhadap fluida yang mengalir di dalam pipa, yang disebabkan oleh tahanan fluida untuk mengalir. *Pressure drop* didefinisikan sebagai perbedaan tekanan antara dua titik dari media pembawa cairan. *Pressure drop* terjadi akibat gesekan yang disebabkan oleh resistensi terhadap aliran, dimana resistensi tersebut dipengaruhi kecepatan fluida dan viskositas fluida. *Pressure drop* meningkat sebanding dengan gesekan gaya gesek dalam jaringan pipa. Sebuah pipa yang mengandung kekasaran relatif tinggi serta memiliki banyak *fittings* mempengaruhi penurunan tekanan. Kecepatan aliran yang tinggi dan/atau viskositas fluida yang tinggi menghasilkan penurunan tekanan yang lebih besar pada pipa. Kecepatan rendah akan menghasilkan penurunan tekanan yang lebih rendah. Jika fluida mengalir dalam pipa, belokan-belokan (*elbow*), katup-katup (*valves*) dan *tee*, akan menyebabkan hambatan pada aliran. Hambatan tersebut akan mengurangi tekanan, terutama disebabkan gesekan antara aliran dan dinding dalam yang dilewati fluida tersebut dan akibat terjadinya turbulensi dari fluida tersebut. Sebab-sebab terjadinya *pressure drop* (penurunan tekanan dalam pipa) antara lain adalah (Geankoplis, 1997):

- Diameter pipa yang dilewati fluida sangat kecil.
- Suhu fluida sangat tinggi.
- Panjang pipa yang terlalu besar.
- Kecepatan fluida yang terlalu besar.

2.10 Sistem Perpipaan

Pipa adalah istilah untuk benda silindris yang berlubang yang berfungsi sebagai media transportasi fluida dari suatu tempat ketempat yang berbeda dengan jarak yang relatif seperti cairan, gas, uap, atau serbuk padat dengan menggunakan tenaga pompa. Sistem perpipaan digolongkan atas :

1. Pipa merupakan komponen utama dari sistem perpipaan. Penggunaan pipa digolongkan berdasarkan fungsi dan jenis aliran fluida yang mengalirinya. Pengolongan pipa juga didasari atas kemampuan pipa itu sendiri untuk menahan tekanan.
2. *Fittings* adalah suatu komponen yang digunakan untuk mengarahkan aliran fluida atau membagi aliran menjadi beberapa cabang aliran pipa. Katup berfungsi untuk membuka dan menutup aliran fluida seperti, *ball valve, foot and strainer, gate valve, swing check valve, globe valve*.
3. *Misselenius* (perlengkapan khusus) berfungsi sebagai tambahan pada instalasi perpipaan yang ditujukan untuk mengefisienkan aliran dalam pipa, seperti *strainer, flow meter, pressure guage, dll*.

Perencanaan sistem perpipaan melibatkan persamaan energi dan perhitungan *head losses*. Perhitungan *head losses* untuk pipa tunggal adalah dengan persamaan Darcy-Weisbach yang mengandalkan Diagram Moody untuk penentuan koefisien geseknya. Untuk keperluan analisa jaringan perpipaan umumnya dipergunakan persamaan *Hazen-Williams*. Rugi-rugi aliran (*head losses*) dalam pipa terdiri atas kerugian karena gesekan terhadap kekasaran penampang di sepanjang dinding pipa, dan kerugian yang diakibatkan penggunaan komponen pemipaan seperti *elbow, reduser, valve*, dan lain-lain.

2.10.1 Rugi Gesekan dalam Pipa (*Mayor losses*)

Rugi gesekan dalam pipa (*Mayor losses*). merupakan kerugian yang ditimbulkan akibat kekasaran penampang disepanjang pipa. Untuk menghitung kerugian akibat gesekan di dalam pipa dapat dipakai rumus berikut:

$$h_f = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(2.6)$$

Dimana:

- h_f : *Head losses* akibat gesekan dalam pipa (m)
- f : Koefisien kerugian gesek
- L : Panjang pipa (m)
- v : Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
- d : Diameter pipa (m)
- g : Percepatan gravitasi (m/s²)

2.10.2 Kerugian dalam Jalur Pipa (*Minor Losses*)

Dalam aliran melalui jalur pipa, kerugian juga akan terjadi akibat penggunaan komponen pipa (*Minor losses*). Untuk menghitung besarnya kerugian yang terjadi akibat penggunaan komponen pipa, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

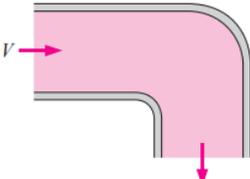
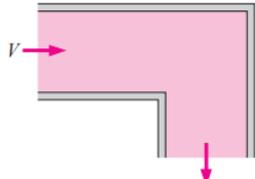
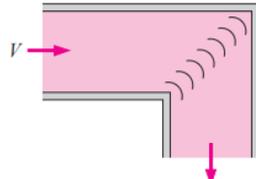
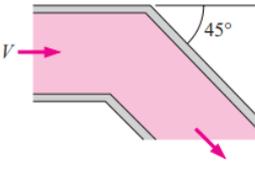
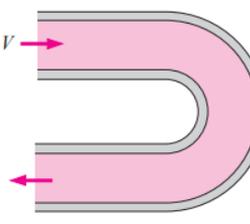
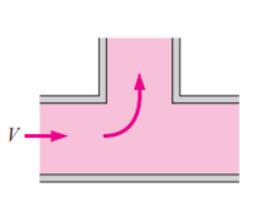
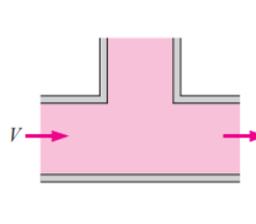
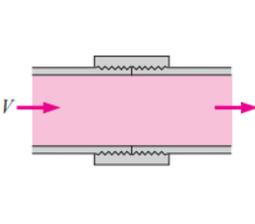
$$h_{lm} = K \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana:

- h_{lm} : *Head losses* akibat penggunaan komponen pipa (m)
- k : Koefisien *minor loss*
- v : Kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
- g : Percepatan gravitasi (m/s²)

2.10.3 Percabangan dan Pertemuan Pipa

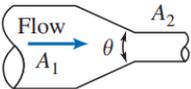
Dalam instalasi perpipaan, percabangan dan pertemuan pipa ditujukan untuk membagi dan menyatukan beberapa aliran. Umumnya komponen perpipaan yang digunakan dalam percabangan dan pertemuan pipa adalah seperti, *lateral*, *Tee*, *Cross*, dll. Rugi pertemuan (*confluence loss*) disebabkan karena adanya perubahan arah aliran dan variasi luas penampang.

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|--|--|-------------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|-------------------------|--------------------------------------|---------------------|------------------------------|------------------------|
| <p>Bends and Branches 90° smooth bend: Flanged: $K_L = 0.3$ Threaded: $K_L = 0.9$</p>  | <p>90° miter bend (without vanes): $K_L = 1.1$</p>  | <p>90° miter bend (with vanes): $K_L = 0.2$</p>  | <p>45° threaded elbow: $K_L = 0.4$</p>  | | | | | | | | |
| <p>180° return bend: Flanged: $K_L = 0.2$ Threaded: $K_L = 1.5$</p>  | <p>Tee (branch flow): Flanged: $K_L = 1.0$ Threaded: $K_L = 2.0$</p>  | <p>Tee (line flow): Flanged: $K_L = 0.2$ Threaded: $K_L = 0.9$</p>  | <p>Threaded union: $K_L = 0.08$</p>  | | | | | | | | |
| <p>Valves</p> <table border="0"> <tbody> <tr> <td>Globe valve, fully open: $K_L = 10$</td> <td>Gate valve, fully open: $K_L = 0.2$</td> </tr> <tr> <td>Angle valve, fully open: $K_L = 5$</td> <td>1/2 closed: $K_L = 0.3$</td> </tr> <tr> <td>Ball valve, fully open: $K_L = 0.05$</td> <td>closed: $K_L = 2.1$</td> </tr> <tr> <td>Swing check valve: $K_L = 2$</td> <td>3/4 closed: $K_L = 17$</td> </tr> </tbody> </table> | | | | Globe valve, fully open: $K_L = 10$ | Gate valve, fully open: $K_L = 0.2$ | Angle valve, fully open: $K_L = 5$ | 1/2 closed: $K_L = 0.3$ | Ball valve, fully open: $K_L = 0.05$ | closed: $K_L = 2.1$ | Swing check valve: $K_L = 2$ | 3/4 closed: $K_L = 17$ |
| Globe valve, fully open: $K_L = 10$ | Gate valve, fully open: $K_L = 0.2$ | | | | | | | | | | |
| Angle valve, fully open: $K_L = 5$ | 1/2 closed: $K_L = 0.3$ | | | | | | | | | | |
| Ball valve, fully open: $K_L = 0.05$ | closed: $K_L = 2.1$ | | | | | | | | | | |
| Swing check valve: $K_L = 2$ | 3/4 closed: $K_L = 17$ | | | | | | | | | | |

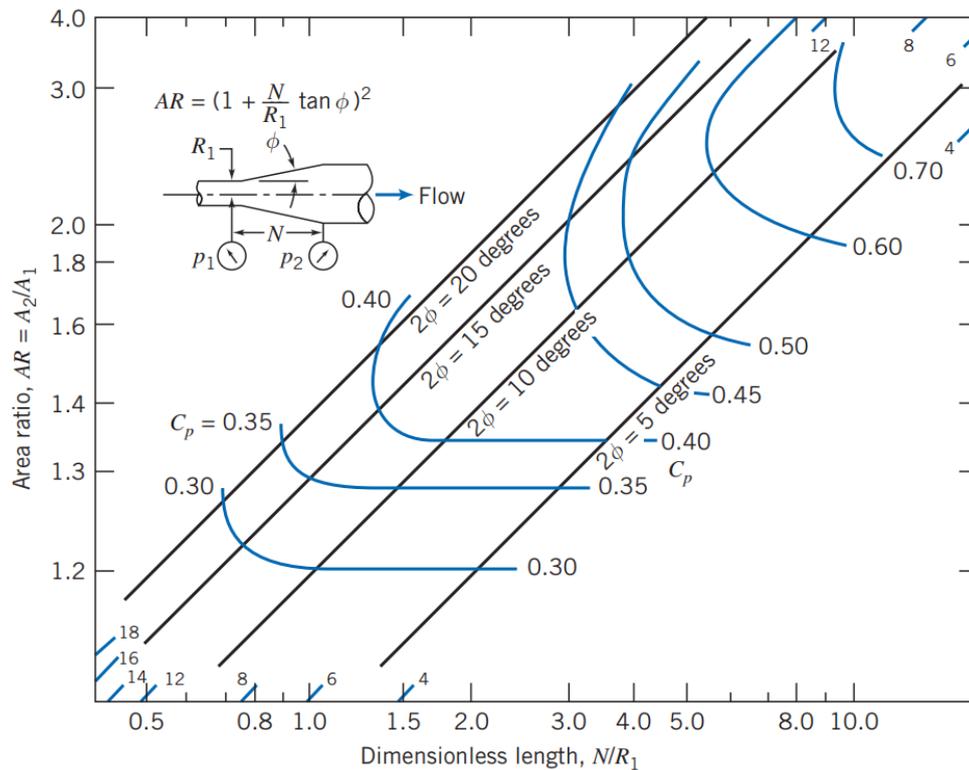
Gambar 2. 6 Losses Coefficient (k) untuk berbagai komponen perpipaan (Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications 4th Edition, 2017)

2.10.4 Pembesaran dan Pengecilan Saluran Pipa

Pembesaran atau pengecilan saluran pipa merupakan salah satu *fitting* (sambungan) pada sistem perpipaan. *Fitting* ini berfungsi untuk menampung debit aliran yang besar, menyamakan tekanan ataupun untuk membagi aliran.

| | A_2/A_1 | Included Angle, θ , Degrees | | | | | | |
|---|-----------|------------------------------------|-------|-------|------|------|------|------|
| | | 10 | 15–40 | 50–60 | 90 | 120 | 150 | 180 |
|  | 0.50 | 0.05 | 0.05 | 0.06 | 0.12 | 0.18 | 0.24 | 0.26 |
| | 0.25 | 0.05 | 0.04 | 0.07 | 0.17 | 0.27 | 0.35 | 0.41 |
| | 0.10 | 0.05 | 0.05 | 0.08 | 0.19 | 0.29 | 0.37 | 0.43 |

Gambar 2. 7 Losses Coefficient (k) untuk *gradual contraction: round and rectangular ducts* (Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition, 2011)



Gambar 2. 8 Pressure recovery untuk conical diffusers dengan fully developed turbulent pipe flow pada inlet (Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition, 2011)

$$AR = (1 + \frac{N}{R_1} \tan \theta)^2 = \frac{A_2}{A_1} \dots \dots \dots (2.8)$$

$$C_p \equiv \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2} \rho v_1^2} \dots \dots \dots (2.9)$$

$$C_{p_i} = 1 - \frac{1}{AR^2} \dots \dots \dots (2.10)$$

$$h_{lm} = (C_{p_i} - C_p) \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (2.11)$$

Dimana:

AR = Rasio Area

N = Panjang diffuser (m)

R = Jari-jari pipa (m)

C_p = Koefisien diffuser pressure recovery

C_{p_i} = Koefisien ideal diffuser pressure recovery

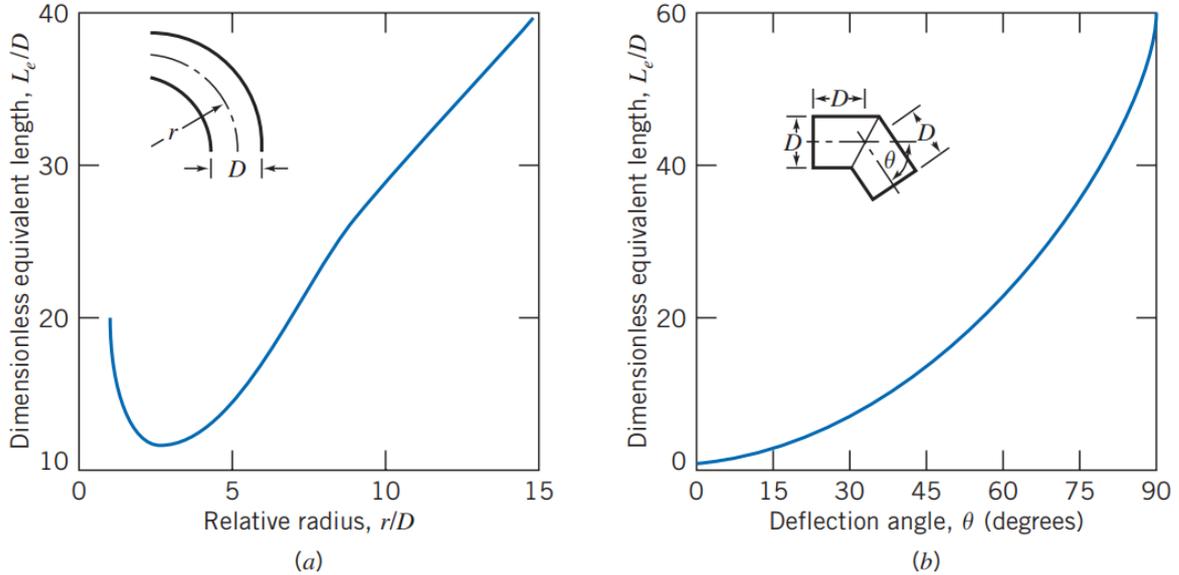
h_{lm} = Head losses akibat penggunaan komponen pipa (m)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

2.10.5 Pembengkokan Pipa

Rugi pada pembengkokan pipa lebih besar dari pada aliran yang melalui penampang lurus dengan panjang yang sama. Kerugian terjadi merupakan hasil dari aliran sekunder, dimana

aliran ini terjadi karena adanya perubahan arah aliran yang menyebabkan terjadinya friksi yang lebih besar pada pipa dan aliran setrifugal sehingga menghasilkan gerakan berputar (*secondary flow*). Panjang ekivalen tergantung pada jari-jari relatif kelengkungan tikungan, seperti yang ditunjukkan pada:



Gambar 2. 9 Total resistensi (L_e/D) untuk (a) *Flanged elbow* (b) *Miter bends* (Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition, 2011)

2.11 CFD (*Computational Fluid Dynamics*)

Computational Fluid Dynamics adalah ilmu yang mempelajari tentang analisa aliran fluida, perpindahan panas dan fenomena yang berkaitan dengan reaksi kimia dengan menyelesaikan persamaan-persamaan matematika dengan bantuan simulasi komputer, misalnya: fenomena meteorologi (angin, hujan dan badai), zat-zat berbahaya bagi lingkungan, pembakaran di motor bakar, aliran kompleks pada pertukaran panas dan reaktor kimia. Persamaan-persamaan aliran fluida dapat dideskripsikan dengan persamaan differensial parsial yang tidak dapat dipecahkan secara analitis kecuali dengan kasus yang spesial. Sehingga kita membutuhkan suatu metode pendekatan untuk menentukan suatu hasil. CFD mampu menganalisis dan memprediksi dengan cepat dan akurat. *Computational* artinya segala sesuatu yang berhubungan dengan matematika dan metode numerik atau komputasi, sedangkan *fluid dynamic* artinya dinamika dari segala sesuatu yang mengalir. Ditinjau dari istilah diatas, CFD bisa berarti suatu teknologi komputasi yang memungkinkan peneliti untuk mempelajari dinamika dari benda-benda atau zat-zat yang mengalir (Tuakia, 2008).

Perangkat CFD berisikan algoritma numerik sehingga dapat mengatasi masalah aliran fluida. Untuk memudahkan dalam pengoperasian paket CFD dalam proses *input* data dan pemeriksaan hasil, maka paket CFD terdiri dari tiga bagian yaitu: *pre-processor*, *solver*, dan *post-processor* (ANSYS, 2013).

2.11.1 Skema Numerik

Secara umum ada 2 metode numerik yang dipakai dalam Computational Fluid Dynamic (CFD), yaitu *solver pressure-based* dan *solver density-based*. CFD memecahkan persamaan integral umum untuk kekekalan massa, momentum, energi serta besaran skalar lain seperti turbulensi. Secara historis, pendekatan *pressure-based* dikembangkan untuk aliran *incompressible* berkecepatan rendah, sedangkan pendekatan *density-based* terutama digunakan

untuk aliran *compressible* berkecepatan tinggi. Namun, baru-baru ini kedua metode tersebut telah diperluas dan di formulasi ulang untuk memecahkan dan beroperasi untuk berbagai kondisi aliran di luar tujuan tradisional atau aslinya.

2.11.2 Metode Numerik

ANSYS Fluent mempunyai 2 *solver* yaitu *pressure-based solver* dan *density-based couple solver* (DBCS). *Pressure-based solver* menyediakan dua pilihan metode numerik, yaitu *solver segregated* dan *solver coupled*. Software ini, menyediakan empat tipe algoritma *segregated* yaitu SIMPLE, SIMPLEC, PISO, dan (untuk aliran *unsteady* yang menggunakan skema *Non-Iterative Time Advancement* (NITA)) *Fractional Step* (FSM). Perhitungan *steady-state* umumnya akan menggunakan SIMPLE atau SIMPLEC, sedangkan PISO direkomendasikan untuk perhitungan transien. PISO juga berguna untuk perhitungan *steady-state* dan transien pada *mesh* yang tidak simetris. Penggunaan pendekatan *coupled* memiliki beberapa keuntungan dibandingkan pendekatan *segregated*. Skema *coupled* memperoleh implementasi *single phase* yang tepat dan efisien untuk aliran *steady-state*, dengan kinerja yang unggul dibandingkan dengan skema *segregated*. Algoritma *pressure-based coupled* ini menawarkan alternatif untuk algoritma *density-based* dan *pressure-based segregated* dengan *pressure-velocity coupling* tipe SIMPLE. Untuk aliran transien, penggunaan algoritma *coupled* diperlukan ketika kualitas *mesh* buruk, atau jika digunakan *time steps* yang besar.

2.11.3 Turbulent Intensity

Turbulent intensity (intensitas turbulensi) sering didefinisikan sebagai akar dari rata-rata kuadrat kecepatan fluktuatif dibagi dengan kecepatan rata-rata menurut waktu. Intensitas turbulensi 1% atau kurang umumnya dianggap rendah dan intensitas turbulensi lebih besar dari 10% dianggap tinggi. Struktur dan karakteristik dari turbulensi mungkin bervariasi dari suatu situasi aliran ke situasi lainnya. Sebagai contoh intensitas turbulen (atau derajat turbulensi) mungkin lebih besar pada sebuah angin ribut dibandingkan angin yang relatif lebih tenang (meskipun turbulen) (Ansys, 2015).

$$I = \frac{u'}{u_{avg}} = 0.16(Re_{DH})^{-1/8} \dots\dots\dots (2.12)$$

2.11.4 Turbulent Kinetic Energy

Turbulent kinetic energy (energi kinetik turbulensi) adalah rata-rata energi kinetik per unit massa berkaitan dengan perubahan kecepatan dalam arah U, V, W yang terjadi pada aliran turbulen. Hal ini mengidentifikasi kekuatan turbulensi pada suatu aliran (Mardikus et al, 2018). Hubungan antara *turbulent kinetic energy* (k), dan *turbulent intensity* (I) adalah:

$$k = \frac{3}{2}(u_{avg}I)^2 \dots\dots\dots (2.13)$$

2.11.5 Turbulent Viscosity

Turbulent viscosity (*Eddy viscosity*) adalah faktor yang menggambarkan transfer energi turbulen sebagai akibat pergerakan *eddy*, sehingga menimbulkan tegangan tangential (Jarvis et al, 2005). Pada model turbulensi RNG dan *standard*, nilai konstanta C_μ bernilai sebesar 0.09.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \dots\dots\dots (2.14)$$

Turbulent Viscosity Ratio merupakan rasio perbandingan antara *Turbulent Viscosity* dan *Molecular Dynamic Viscosity*. *Turbulent Viscosity Ratio* sering juga disebut *Turbulent Eddy Viscosity Ratio* atau hanya *Viscosity Ratio*.

$$\text{Turbulent Viscosity Ratio} = \frac{\mu_t}{\mu} \dots\dots\dots (2.15)$$

2.12 Penelitian Terdahulu

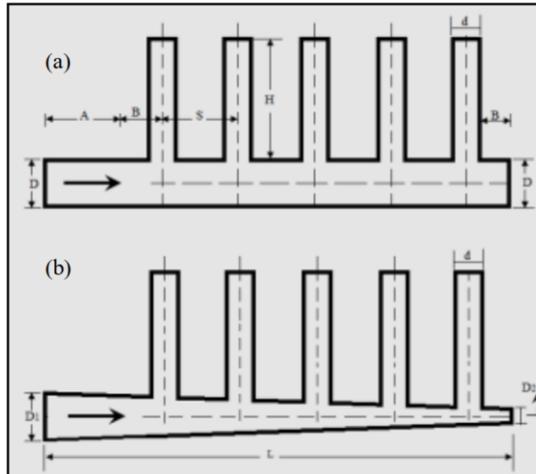
Sebagai sumber referensi dalam menunjang penelitian ini, maka dibutuhkan penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan sehingga dapat mempermudah terlaksana penelitian. Beberapa penelitian yang akan dijelaskan adalah sebagai berikut:

2.12.1 Hassan et al (2014)

Penelitian ini dilakukan oleh Hassan et al pada tahun 2014 di Universitas of Technology, Baghdad, Iraq dan Universiti putra Malaysia, Serdang, Malaysia. Penelitian ini dilakukan secara numerik untuk mempelajari keseragaman distribusi aliran pada *manifold* dengan berbagai konfigurasi. Model numerik terdiri dari *manifold* dengan *uniform longitudinal section* yang memiliki lima lateral dengan *sharp-edges junction*. Desain *manifold* tersebut dimodifikasi sehingga menghasilkan bentuk *tapered longitudinal section* dan digunakan untuk menganalisa distribusi aliran dan tekanan menggunakan model CFD. Studi eksperimen ini sendiri dilakukan dengan memvariasikan kecepatan aliran masuk dengan nilai sebesar 500 L/min, 750 L/min, dan 1000 L/min.

Diagram skematis yang menggambarkan dua *manifold* dengan sistem konfigurasi yang disajikan dalam Gambar 2.10. Diagram menggambarkan susunan dua dimensi dari lima lateral paralel dengan *sharp-edges junction*. Dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, ditunjukkan bahwa desain *manifold* tradisional tidak memberikan keseragaman distribusi aliran antar *outlet*, sehingga laju aliran terkecil akan terjadi di *outlet* yang paling dekat dengan *inlet* dan laju aliran tertinggi akan ditemui di *outlet* terjauh dari saluran *inlet*, dan demikian juga terjadi penurunan tekanan yang tidak seragam. Untuk mengatasi masalah ini, diajukan untuk merubah desain dengan meruncingkan *manifold*, sehingga luas penampangnya menurun searah aliran, hal ini untuk mengatasi aliran masuk yang akan berkurang seiring dengan bertambahnya aliran yang terbagi di setiap *outlet* yang dilalui.

Jika luas penampang *manifold* konstan sepanjang *manifold*, momentum aksial akan secara bertahap menurun. Penurunan momentum ini akan menyebabkan peningkatan tekanan statis. Peningkatan tekanan statis pada *header* pipa akan menyebabkan peningkatan kecepatan pada pipa *outlet*. Rasio diameter (D_1/D_2) dari geometri *manifold* dengan *tapered longitudinal section* akan divariasikan secara parametrik untuk mengestimasi nilai optimal *tapered distribution manifold*.



Gambar 2. 10 Penggambaran geometris (a) manifold dengan *uniform longitudinal section* (b) manifold dengan *tapered longitudinal section* (Hassan et al, 2014)

Tabel 2. 1 Dimensi untuk manifold dengan *uniform longitudinal section* (Hassan et al, 2014)

| | |
|--|-------|
| Length of manifold, cm | 127.0 |
| Diameter of main pipe, cm | 10.16 |
| Diameter of lateral pipe, cm | 5.080 |
| Length of lateral pipe, cm | 25.00 |
| Distance after last lateral, cm | 11.00 |

Tabel 2. 2 Variasi rasio diameter manifold dengan *tapered longitudinal section* (Hassan et al, 2014)

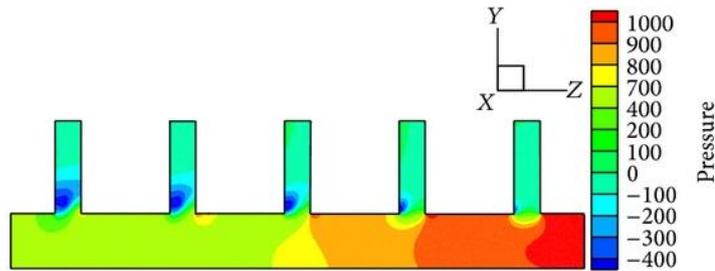
| Case | 1 | 2 | 3 | 5 | 4 | 6 |
|------------|------|------|------|-----|-----|-----|
| D_1 (in) | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| D_2 (in) | 3.6 | 3.2 | 2.8 | 2.4 | 2.0 | 1.6 |
| D_1/D_2 | 1.11 | 1.25 | 1.42 | 1.6 | 2 | 2.5 |

Desain, *meshing*, dan *boundary definition* geometri dilakukan dengan menggunakan *presolver software*, GAMBIT. Simulasi dari dua geometri dilakukan dengan menggunakan CFD dari *software* FLUENT. *Grid element* pada setiap model geometris berkisar 1.000.000 elemen. *Grid independence test* dilakukan untuk menentukan jarak *mesh* terbaik untuk model geometrik. Solusi dianggap konvergen ketika semua *residual* untuk persamaan kontinuitas dan momentum kurang dari atau sama dengan 10^{-6} . *Boundary condition* yang digunakan untuk simulasi ditunjukkan pada Tabel 2.3. Untuk memperkirakan distribusi aliran di antara tabung paralel, variabel tak berdimensi, β_i dan Φ , digunakan untuk mengevaluasi distribusi aliran. Dimana β_i adalah *flow ratio* dari outlet ke-i, dan Φ adalah koefisien *non-uniformity*, semakin tinggi nilai Φ menunjukkan tingginya nilai ketidakteraturan pada tiap outlet.

Tabel 2. 3 *Boundary Condition* untuk dua *manifold* (Hassan et al, 2014)

| | Test,1 | Test,2 | Test,3 |
|----------------------|------------------|------------------|------------------|
| Reynolds number | 10×10^4 | 15×10^4 | 20×10^4 |
| Inlet vol. rate L/m | 500 | 750 | 1000 |
| Inlet water temp. °C | 20 | 20 | 20 |
| Outlet gage pressure | Zero | Zero | Zero |

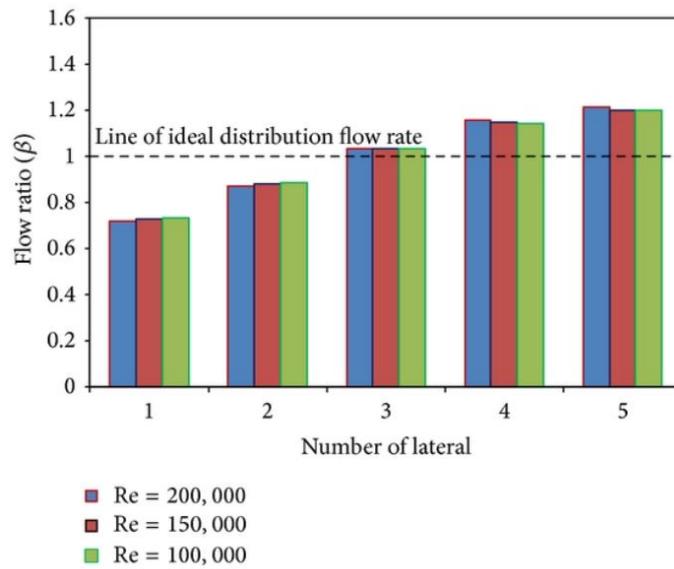
Simulasi CFD pertama kali dilakukan pada *manifold* dengan model *uniform longitudinal section* dengan diameter lingkaran 10,16 cm (4 in), dan aliran lurus dengan luas penampang yang konstan. Momentum aksial secara progresif akan semakin berkurang, hal ini akan menimbulkan tekanan statis dari *inlet* ke ujung *manifold*. Peningkatan tekanan statis menyebabkan *outflow* yang lebih tinggi pada cabang pipa terakhir. Gambar 2.11 merupakan kontur tekanan statis untuk *header* penampang *circular* ($D=10,16$ cm) dengan bilangan Reynolds ($Re=150.000$), tekanan disepanjang *manifold* meningkat yang menghasilkan aliran yang tidak seragam.



Gambar 2. 11 Kontur tekanan untuk aliran di *manifold* dengan *uniform longitudinal section* (Hassan et al, 2014)

Gambar 2.12 menunjukkan plot distribusi aliran untuk *manifold* dengan *uniform longitudinal section* (diameter 10.16 cm) dengan variasi nilai bilangan Reynolds (100.000, 150.000, 200.000). Dari plot tersebut, aliran melalui *outlet* pertama ternyata sangat kecil dibandingkan dengan *outlet* terakhir. Dari Gambar 2.13, nilai *non-uniformities* (Φ) dari *tapered manifold* adalah 0.035, 0.0226, 0.0222, 0.0201, 0.019, 0.014 dan 0.0182 pada rasio diameter 1, 1.1, 1.25, 1.42, 1.66, 2, dan 2.5. Nilai Φ menjadi lebih rendah pada *manifold* jika bilangan Reynold menjadi lebih besar. Kemudian diameter ujung dikurangi secara bertahap dari 10,16 cm (4 inci) hingga 5,08 cm (2 inci), hingga distribusi alirannya membaik. *non-uniformities* (Φ) berkurang sampai mencapai nilai minimum (desain optimal) dan mulai meningkat meskipun rasio diameter meningkat juga seperti sebelumnya.

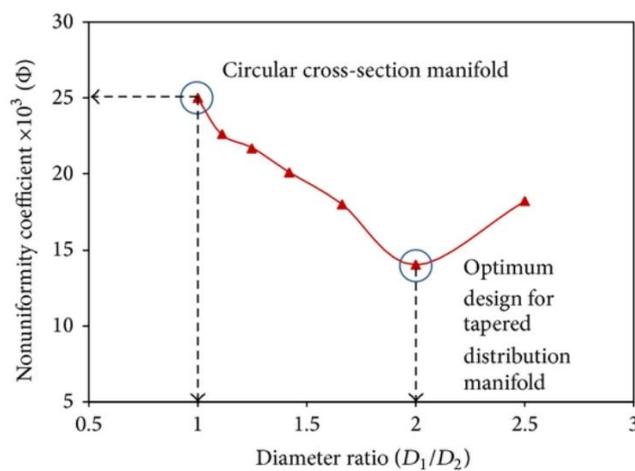
Tabel 2.4 menunjukkan koefisien *non-uniformity manifold* dengan luas penampang *circular* dan *tapered* dari tiga nilai Bilangan Reynolds, 100.000, 150.000, dan 200.000. Dapat disimpulkan bahwa distribusi aliran pada luas penampang *tapered* lebih merata daripada luas penampang *circular*. Hal tersebut ditunjukkan dengan lebih kecilnya nilai koefisien *non-uniformity* pada luas penampang *tapered*.



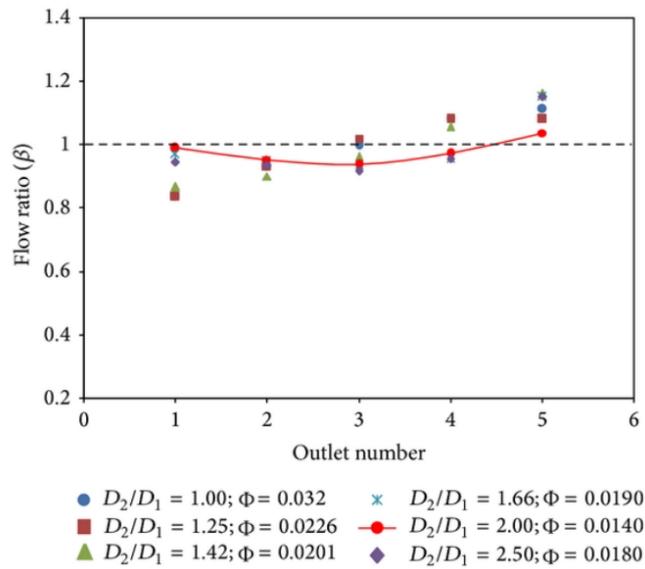
Gambar 2.12 Plot distribusi aliran untuk manifold dengan uniform longitudinal section pada $Re=100,000, 150,000, 200,000$ (Hassan et al, 2014)

Tabel 2.4 The non-uniformity flow (Φ) untuk dua manifold (Hassan et al, 2014)

| Manifold cross section | The non-uniformity flow coeff. (Φ) | |
|------------------------|---|--------|
| | Circular | Taper |
| Re=100,000 | 0.0367 | 0.0142 |
| Re=150,000 | 0.0345 | 0.0140 |
| Re=200,000 | 0.0340 | 0.0139 |

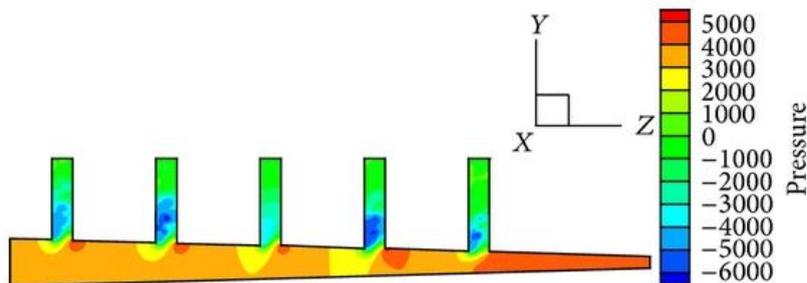


Gambar 2.13 Non-Uniformity Coefficient (Φ) untuk rasio diameter yang berbeda (Hassan et al, 2014)



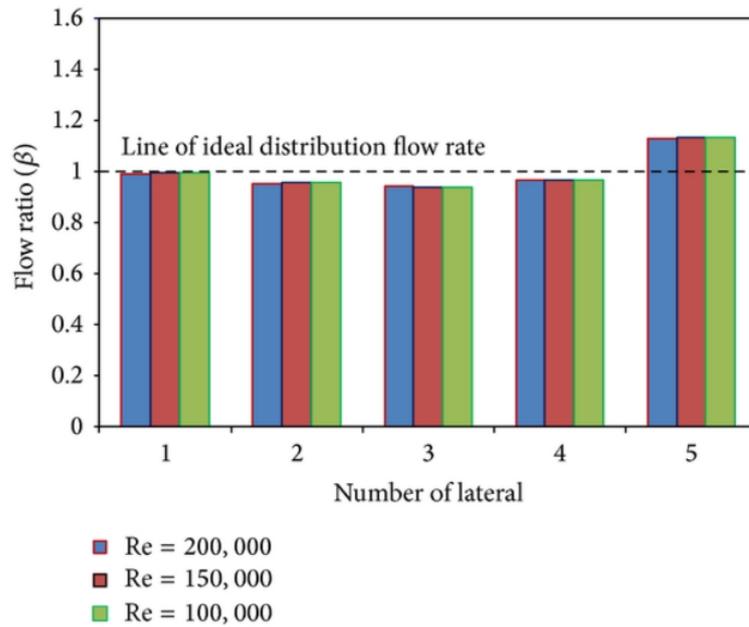
Gambar 2.14 Flow ratio (β) untuk rasio diameter yang berbeda (Hassan et al, 2014)

Dari hasil yang ditunjukkan pada Gambar 2.13 dan 2.14, konfigurasi yang optimum untuk distribusi pada *manifold* dapat ditentukan menggunakan rasio diameter (D_1/D_2), dan didapat hasil sebesar (2 inci). Gambar 2.15 menunjukkan kontur tekanan untuk distribusi pada *tapered manifold*. Tekanan disepanjang *manifold* ditemukan hampir seragam yang menghasilkan distribusi aliran yang lebih baik melalui *outlet*.



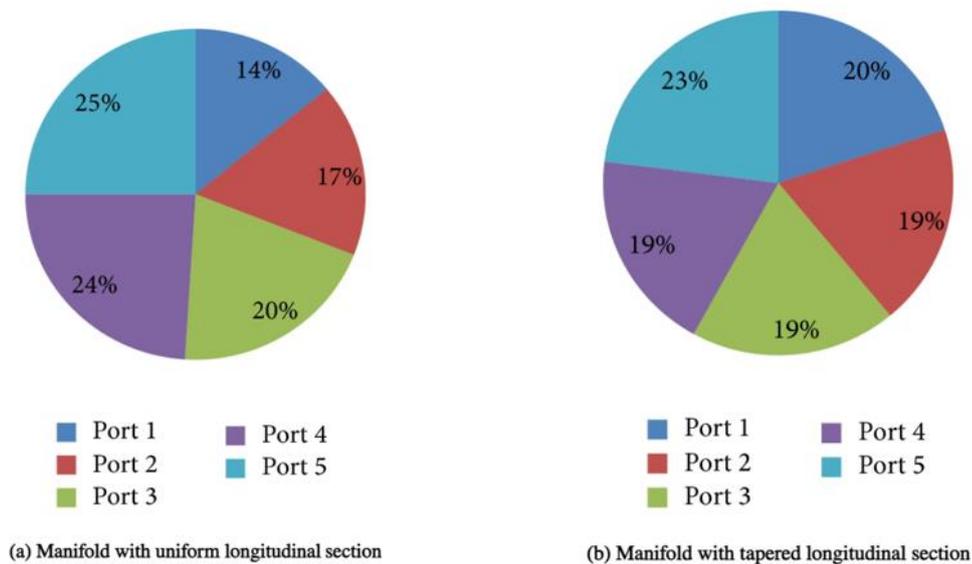
Gambar 2.15 Kontur tekanan untuk aliran pada *manifold* dengan *tapered longitudinal section* (Hassan et al, 2014)

Gambar 2.16 merupakan distribusi aliran dari *manifold* dengan *tapered longitudinal section* memiliki diameter *inlet* 10,16 cm (4 inch) dan diameter ujung 5,08 cm (2 inch). Distribusi aliran melalui *outlet* cabang pipa mengalami peningkatan dibandingkan dengan distribusi aliran pada luas penampang *circular*. Distribusi aliran pada setiap *outlet* cabang pipa hampir merata ditunjukkan dengan selisih kecepatan pada tiap *outlet* berkisar sebesar 10%.



Gambar 2.16 Plot distribusi aliran untuk *manifold* dengan *tapered longitudinal section* pada $Re=100,000, 150,000, 200,000$ (Hassan et al, 2014)

Gambar 2.17 (A dan B) menunjukkan *flow rate fraction* pada masing-masing *outlet* (yang merupakan tingkat laju *outlet* terhadap total laju aliran dalam *manifold*). Untuk *manifold* luas penampang *circular*, hasilnya menunjukkan aliran tidak seragam, laju aliran terkecil terjadi pada *outlet* paling dekat dengan *manifold inlet* dan debit tertinggi ditemukan di *outlet manifold* terakhir. Debit dari *outlet* (1) lebih rendah sebesar 44% dari *outlet* (5). Sedangkan untuk penampang meruncing *manifold*, persentase tersebut berkurang dari 44% menjadi 13%.



Gambar 2.17 Persentasi *Flowrate fraction* untuk konfigurasi dua *manifold* dengan $Re=150,000$ dan $Q=750$ L/m (Hassan et al, 2014)

2.12.2 Park et al (2021)

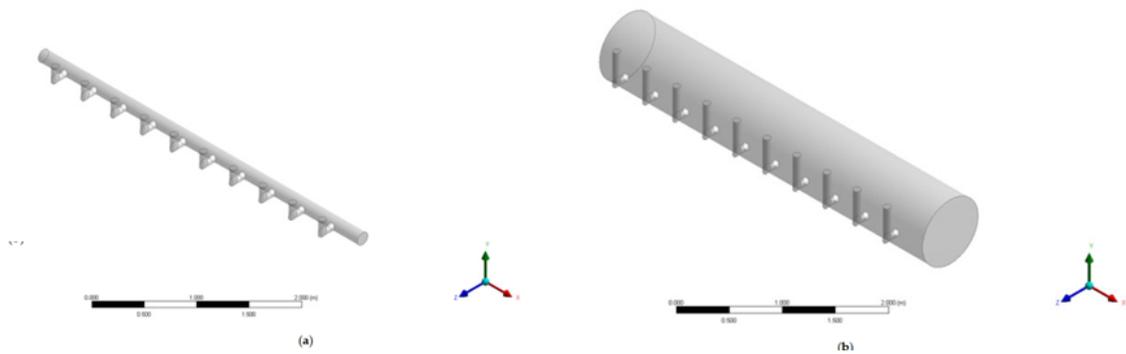
Penelitian ini dilakukan oleh Park et al pada tahun 2021 untuk mengukur distribusi laju aliran dari *header* pipa ke setiap modul yang dipasang secara paralel dan untuk menyelidiki alasan distribusi laju aliran yang tidak merata. Selain itu, penelitian ini mencoba untuk mengusulkan rasio cabang pipa dengan *header* pipa yang dibutuhkan untuk menyamakan distribusi aliran untuk proses filtrasi membran yang sama. Terakhir, meninjau hubungan antara bilangan Reynolds di *header* pipa dan derajat distribusi pemerataan aliran di *manifold*. Pengukur aliran ultrasonik digunakan untuk mengukur laju aliran yang mengalir dari pipa modul membran ke setiap modul, dan teknik CFD digunakan untuk memverifikasi ini.

Fasilitas filtrasi membran yang dipilih untuk penelitian ini terletak di dalam *G_treatment plant* di Republik Korea, dengan kapasitas maksimum 30.000 m³/hari. Spesifikasi membran ditunjukkan pada Tabel 2.5. Laju aliran filtrasi membran (*Fluks*) dirancang menjadi 1,0 m³/m²·hari dalam kondisi normal, dan ketika satu rangkaian dihentikan untuk *backwashing*, aliran filtrasi dari tiga seri yang tersisa meningkat menjadi 1,33 kali selama operasi normal untuk mempertahankan laju aliran yang konstan. Sistem filtrasi membran dilengkapi dengan 4 seri, 24 unit (6 unit per seri), dan 480 modul (20 modul membran per unit), dan masing-masing unit memiliki total 20 modul yang disusun secara simetris.

Tabel 2. 5 Spesifikasi modul membran (Park et al, 2021)

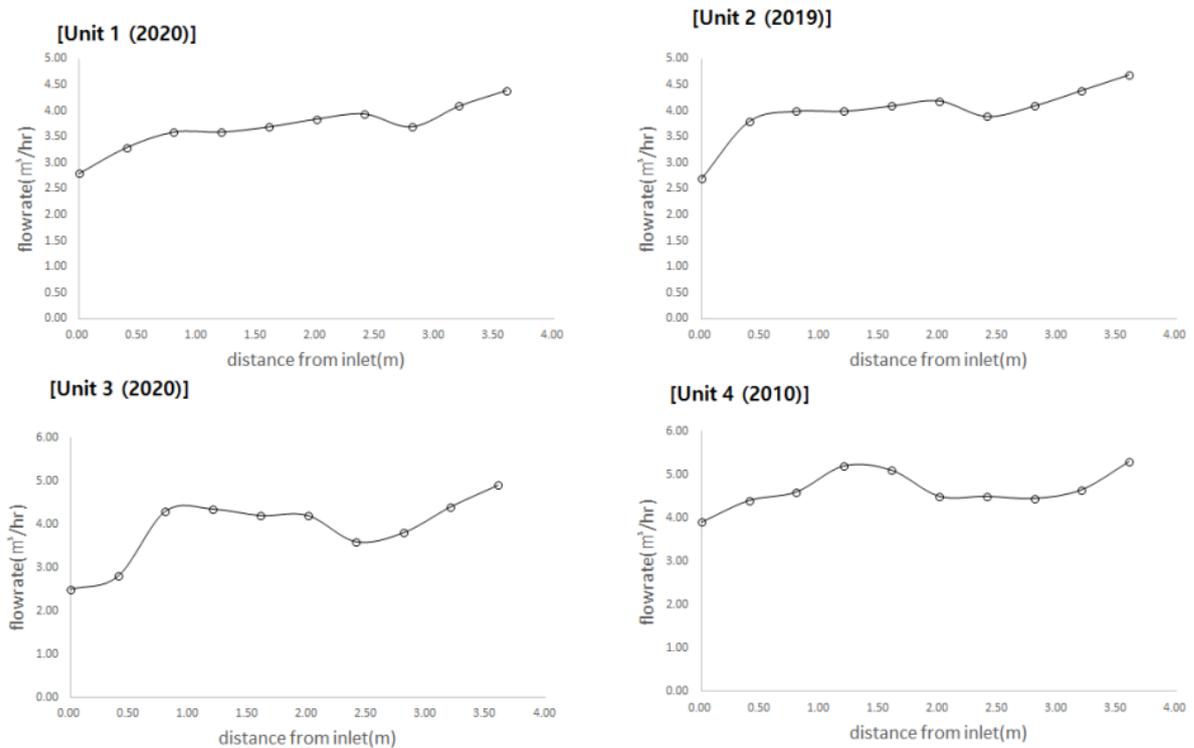
| | |
|-----------------------|---|
| Membrane manufacturer | Toray, HFS-2020 |
| Membrane type | Microfiltration (MF) |
| Membrane module shape | External-pressure-type hollow fiber membrane (casing) |
| Hollow fiber | Inner D 0.9 mm/external D 1.4 mm |
| Pore size | 0.05 μm |
| Membrane material | PVDF |
| Flux | (Ordinary) 1.0 m ³ /m ² ·day (Max.) 1.33 m ³ /m ² ·day |
| Module Size | D 216 mm × L 2160 mm |
| Membrane area | 72 m ² /module |
| Allowable pressure | 300 kPa |
| Allowable pH | 1~10 at filtration, 1~12 at chemical cleaning |

Penelitian ini menggunakan CFD dari ANSYS CFX 16.0 untuk mensimulasikan pemerataan distribusi air di dalam *header* pipa dan *manifold*. Gambar 2.18 menunjukkan rasio jumlah luas penampang pipa cabang dan *header* pipa yang dimodifikasi dari 3,265 menjadi 0,116 dengan meningkatkan diameter *header* pipa dari 0,14 m menjadi 0,74 m. Rasio ini didapatkan menggunakan metode *trial-and-error* dengan meningkatkan diameter *header* pipa secara bertahap. Untuk kedua kasus (a) dan (b) sepuluh modul membran dipasang pada interval 0,40 m dan 0,35 m dari saluran masuk maupun dari ujung *header* pipa, panjang pipa adalah 9,17 m, diameter pipa cabang adalah 80 mm, dan *outlet* pipa cabang mengarah ke atas. Simulasi CFD dilakukan, dengan asumsi *steady state*, fluida yang digunakan adalah air dengan suhu 25 °C (*room temperature condition*), dan turbulensi dalam pipa adalah isotropik. Oleh karena itu, *standard k-ε model* digunakan untuk memodelkan momentum transpor turbulensi. Permukaan dinding pipa diasumsikan kondisi tanpa *slip*, dan *standard wall boundary method* diterapkan untuk menjembatani *viscous sublayer*. Diasumsikan bahwa kecepatan komponen pada tiap dinding adalah nol. Tegangan geser dinding diperoleh dari *logarithmic law of the wall*.



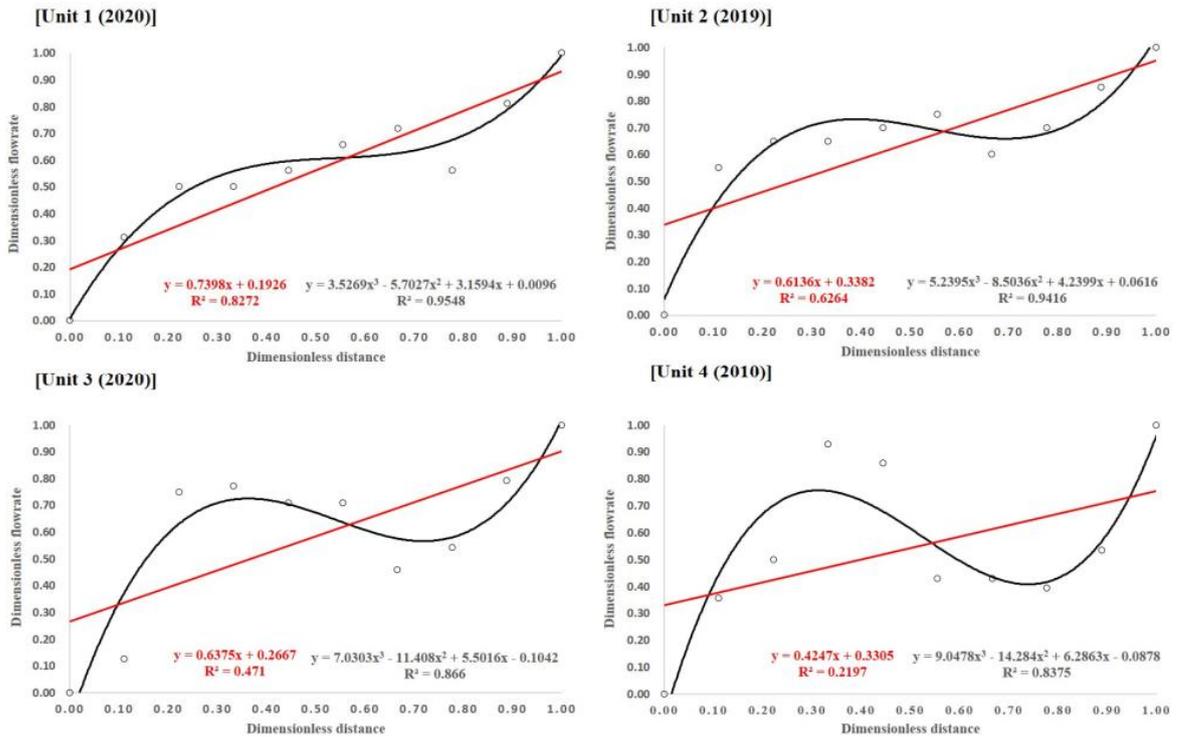
Gambar 2. 18 Geometri pipa *manifold* (a) pipa *manifold* sebenarnya dan (b) pipa *manifold* dengan diameter yang diperbesar (Park et al, 2021)

Setelah melakukan pengukuran menggunakan *ultrasonic flow meter* pada empat seri *G_membrane filtration plant*. Dari grafik yang terlihat pada Gambar 2.19 dapat diambil kesimpulan bahwa semakin bertambahnya jumlah modul membran, maka laju aliran juga akan meningkat seiring dengan jarak dari *inlet manifold*. Panjang total *header* pipa (4,3 m) dinyatakan dengan mengurangkan 0,35 m dari pipa masuk ke cabang pipa pertama. Hasil pengamatan menunjukkan bahwa laju aliran yang mengalir ke modul membran melalui cabang pipa meningkat seiring dengan bertambahnya jarak dari saluran masuk. Meskipun *ultrasonic flow meter* tidak dapat secara akurat mengukur nilai aliran, trennya cukup dapat dibaca. Selama proses penyaringan oleh membran, fluktuasi laju aliran sering terjadi dan *backwashing* dilakukan secara berkala, karenanya, ada batasan untuk mendapatkan data yang akurat. Namun demikian, dapat diamati bahwa laju aliran meningkat karena cabang pipa terletak lebih dekat ke ujung *header* pipa.



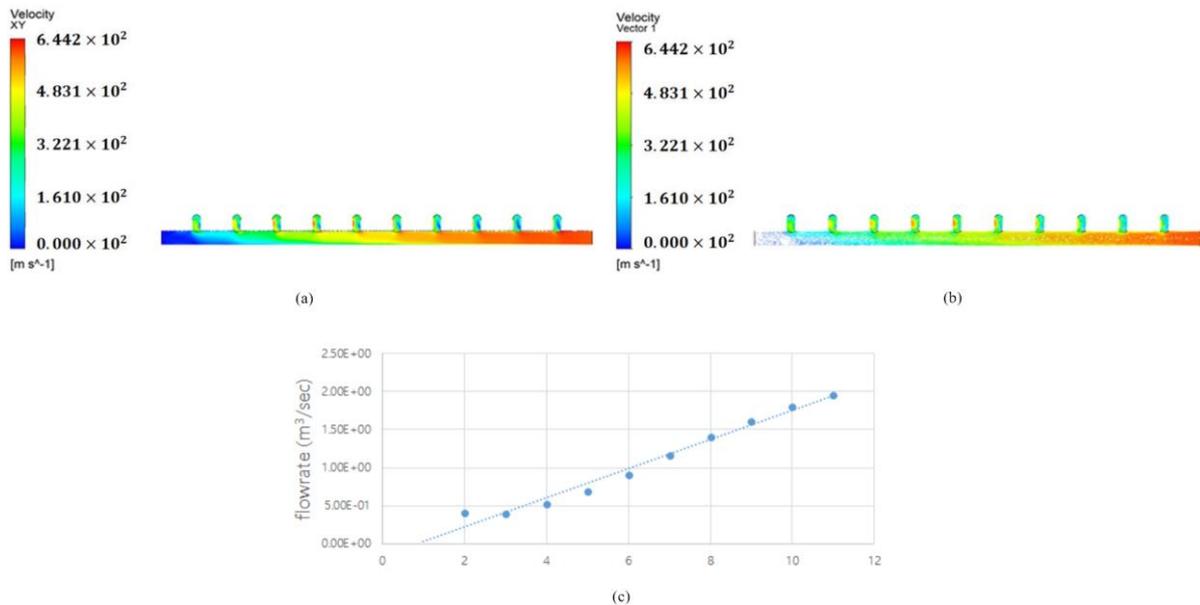
Gambar 2. 19 Hasil pengukuran distribusi aliran (Park et al, 2021)

Gambar 2.20 menyajikan hasil normalisasi *min-max* dan analisis regresi linier menggunakan data yang diperoleh dengan *ultrasonic flow meter*. Data sumbu x dan y dinyatakan sebagai jarak tak berdimensi dan laju aliran tak berdimensi. Persamaan regresi linier diekspresikan masing-masing menggunakan persamaan linier dan tersier. Meskipun koefisien determinasi (R^2) relatif rendah, tetapi menunjukkan kemiringan yang positif. Oleh karena itu, tren kenaikan laju aliran pipa *manifold* dapat diamati dengan jelas. Pada hasil analisis regresi menggunakan polinomial kubik, dapat disimpulkan bahwa dua titik belok terjadi pada jarak tak berdimensi 0,3 dan 0,75. Tren naik pada jarak tanpa dimensi 0 – 0,3, sedikit menurun pada 0,3 – 0,75, dan kemudian meningkat dengan cepat setelah titik 0,75.



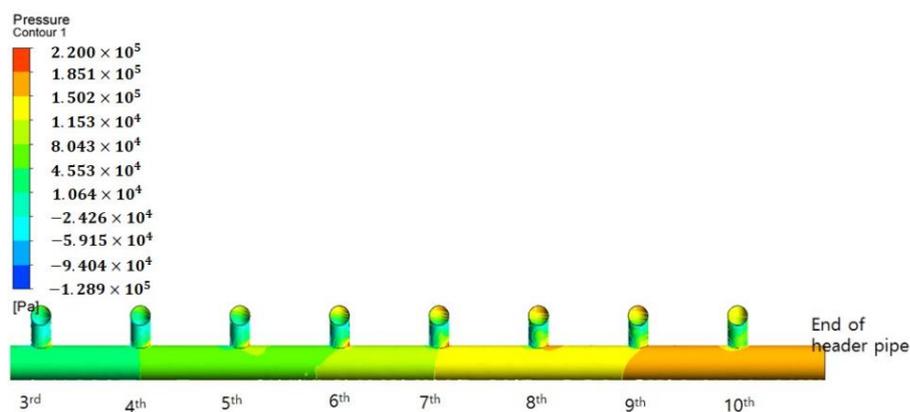
Gambar 2. 20 Hasil analisa statistik (Park et al, 2021)

Gambar 2.21 menunjukkan hasil simulasi yang diperoleh melalui teknik CFD saat laju aliran *inflow* adalah $38,96 \text{ m}^3/\text{jam}$ untuk pipa *manifold* sebenarnya (*inlet* berada di sebelah kanan pipa). Laju aliran yang diukur menggunakan *ultrasonic flow meter* menyerupai dengan laju aliran yang diperoleh dari simulasi CFD. Meskipun menunjukkan perbedaan sekitar 10% dari nilai terukur, laju aliran yang mengalir keluar melalui cabang pipa meningkat ke arah ujung dibandingkan dengan yang dekat dengan saluran masuk *header* pipa. Secara khusus, penurunan seketika dalam laju aliran pada jarak tak berdimensi 0,3 dan 0,75 hampir sama dengan posisi yang menunjukkan titik belok pada grafik analisis regresi linier dengan orde ketiga polinomial.



Gambar 2. 21 Hasil simulasi CFD untuk pipa *manifold* sebenarnya. (a) Kontur Kecepatan; (b) Vektor kecepatan; (c) Pola distribusi aliran (Park et al, 2021)

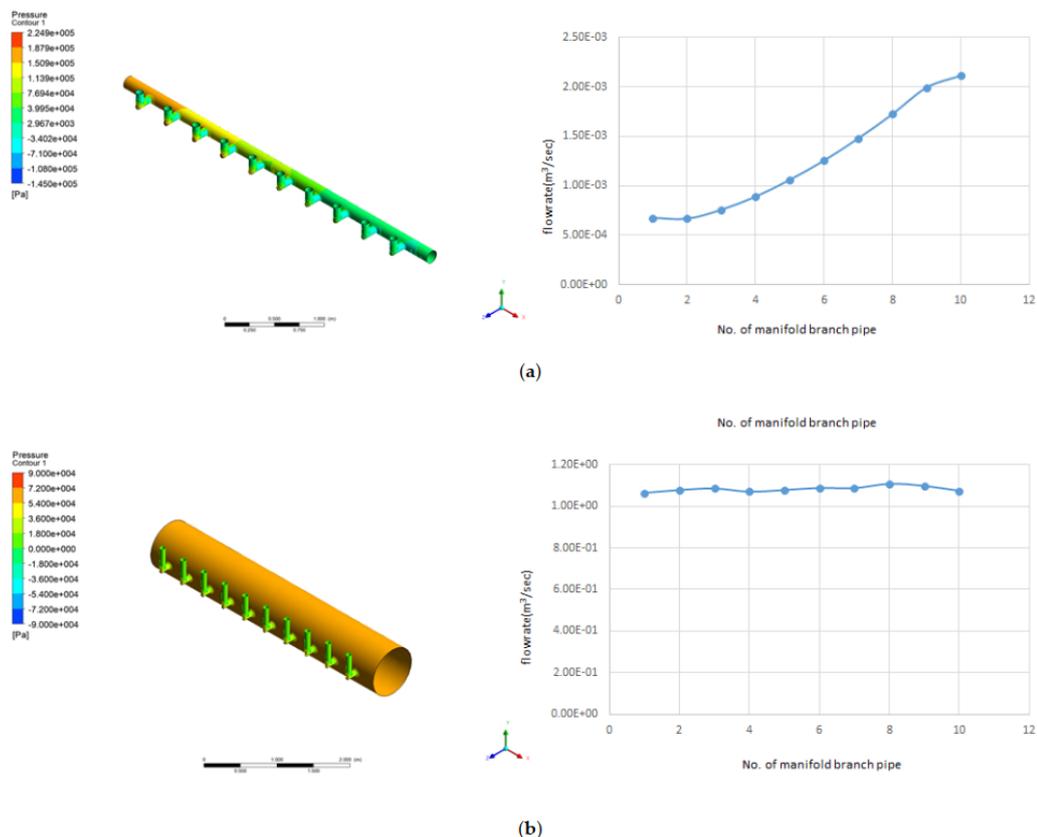
Gambar 2.22 menunjukkan tampilan dari distribusi tekanan pada delapan pipa cabang di bagian kanan *header* pipa. "Tekanan" mewakili distribusi tekanan total, termasuk tekanan dinamis dan statis. Dikarenakan *header* pipa memiliki diameter 0,14 m dan dirancang secara horizontal, tekanan statis bisa diabaikan. Tekanan tersebut meningkat seiring menuju bagian kanan *header* pipa. Dengan asumsi bahwa koefisien permeabilitas (K) yang mewakili resistansi setiap modul membran hampir sama, ini dapat dikaitkan dengan "hukum Darcy". Mempertimbangkan perbedaan tekanan (*head loss*) antara tekanan *inlet* dan *outlet* modul membran, *head loss* kurang lebih dua kali lebih besar di cabang pipa yang terletak pada ujung *header* pipa dibandingkan dengan cabang pipa pada sisi *inlet header* pipa.



Gambar 2. 22 Distribusi tekanan pada pipa *manifold* sebenarnya (Park et al, 2021)

Menurut persamaan kontinuitas, jika diameter atau luas penampang *header* pipa bertambah, maka kecepatan aliran dalam pipa dapat berkurang. Dengan demikian, simulasi CFD dilakukan sambil meningkatkan diameter *header* pipa secara bertahap, dengan asumsi bahwa laju aliran dari masing-masing cabang pipa dapat ditemukan menjadi rata. Hasil yang diperoleh dapat dilihat pada Gambar 2.23. Ketika rasio jumlah luas penampang pipa cabang dan *header* pipa berkurang sekitar 30 kali ($\Sigma a/A= 0,116$) dibandingkan dengan *casing* ($\Sigma a/A= 3,265$) dari pipa *manifold* yang sebenarnya, laju aliran ke setiap modul membran adalah hampir

merata. selain itu, bilangan Reynolds dapat diperoleh dengan membagi nilai laju aliran masuk sebesar $38,96 \text{ m}^3/\text{jam}$ ke dalam *header* pipa dengan luas penampang pipa, sehingga didapat nilai 98.420 untuk Gambar 2.23a dan 262 untuk Gambar 2.23b. Jika nilai kecepatan masuk dan Reynolds mengecil akibat diperbesar diameter *header* pipa lebih dari 0.74 m, maka pola distribusi aliran akan terbalik, sebagaimana aliran yang relatif tinggi keluar dari cabang pipa yang dekat dengan *inlet*, sehingga distribusi aliran terbalik dari sebelum diameter *header* pipa diperbesar. Pada Gambar 2.23b, alasan tekanan totalnya sama adalah karena tekanan hidrolis menjadi sama dengan peningkatan diameter *header* pipa. Secara umum, dalam aliran pipa, jika bilangan Reynolds lebih dari 4000, itu diklasifikasikan sebagai aliran turbulen; jika kurang dari 2400, diklasifikasikan sebagai aliran laminar, dan aliran dengan nilai antara ini diklasifikasikan sebagai aliran transisi. Pada penelitian ini, didapat kesimpulan dari fasilitas filtrasi membran yang sebenarnya, jika aliran pada *header* pipa masih transisi atau laminar, maka distribusi aliran ke modul membran dapat disamakan. Namun, seperti yang diilustrasikan pada Gambar 2.23b, jika instalasi mekanis dan masalah ruang dipertimbangkan, Batasan akan muncul melawan metode peningkatan ukuran *header* pipa untuk meningkatkan aliran pemerataan distribusi.



Gambar 2. 23 Peningkatan pemerataan distribusi aliran melalui perluasan luas penampang *header* pipa: (a) simulasi CFD untuk pipa *manifold* sebenarnya dan (b) simulasi CFD untuk pipa *manifold* dengan diameter yang diperbesar (Park et al, 2021)

2.12.3 Priyadarsini (2016)

Penelitian ini dilakukan oleh Ch. Indira Priyadarsini dengan tujuan untuk memprediksi dan menganalisa aliran yang melewati *intake manifold* dari empat silinder *spark ignition engine*. Salah satu faktor penting adalah aliran udara di dalam *intake manifold*, idealnya distribusi *intake manifold* mengalir secara merata ke *valve piston*. Distribusi ini sangat penting untuk mengoptimalkan efisiensi mesin. Oleh karena itu fenomena aliran di dalam *intake*

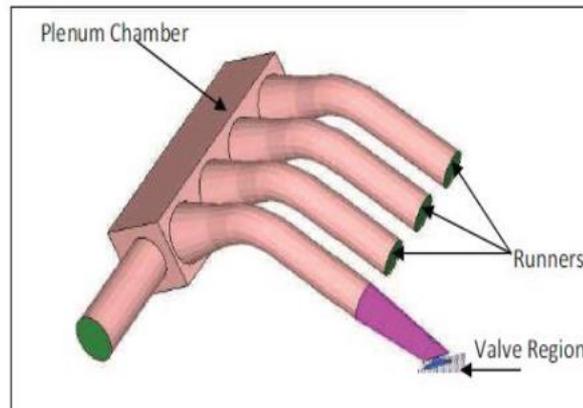
manifold harus dioptimalkan sepenuhnya untuk menghasilkan tenaga mesin yang lebih besar dengan pembakaran yang lebih baik dan juga mengurangi emisi. Tahapan yang dilakukan pada Fluent di simulasi CFD dimulai dengan menyederhanakan geometri, menyiapkan model, *meshing* model, mendefinisikan *boundary conditions*, dan CFD-Post untuk memperoleh hasil. Dimensi dari *manifold*, geometri, dan *properties* material yang digunakan untuk simulasi sebagai berikut:

Tabel 2. 6 Dimensi *intake manifold* (Priyadarsini, 2016)

| Section | Diameter (mm) |
|----------|---------------|
| Intake | 38 |
| Outlet 1 | 30 |
| Outlet 2 | 30 |
| Outlet 3 | 30 |
| Outlet 4 | 30 |

Tabel 2. 7 Properti material *intake manifold* (Priyadarsini, 2016)

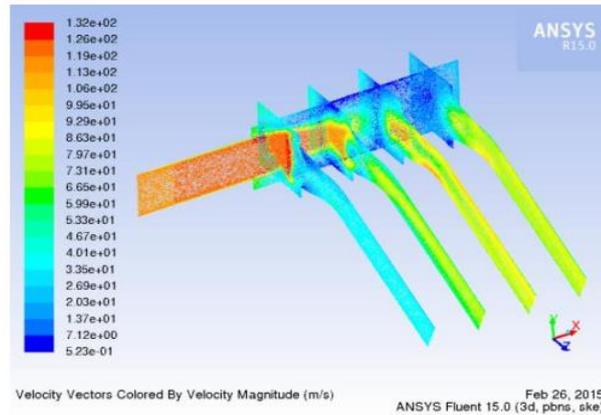
| Aluminum properties | |
|----------------------------------|--------------------------------------|
| Youngs' modulus | 7e+010N-m2 |
| Poisson's ratio | 0.346 |
| Density | 2710 kg/m ³ |
| Coefficient of thermal expansion | 2.36e ⁻⁵ / ⁰ K |
| Yield strength | 9.5e ⁷ N-m ² |



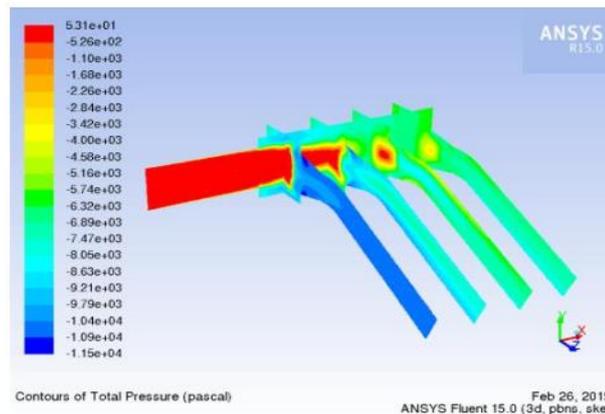
Gambar 2. 24 Geometri *intake manifold* (Priyadarsini, 2016)

Dalam kasus ini, *inlet* terbuka ke atmosfer dan pada *outlet* tekanan akan bekerja karena gerakan piston ke bawah. Pada kasus ini digunakan *mesh tetrahedral* untuk geometri *intake manifold*. *Boundary condition* dari *pressure inlet* membutuhkan tekanan total pada *inlet*. Jadi dari kondisi atmosfer, tekanan total pada saluran masuk adalah 0 Pa (*gauge pressure*). Nilai default dari *reference pressure* dalam kondisi operasi diberikan sebagai 101325. Sehingga dapat didefinisikan, $Gauge\ pressure\ (0) = Absolute\ Pressure\ (101325) - Reference\ Pressure\ (101325)$. Dalam kasus turbulen, metode spesifikasi yang dipilih adalah *Intensity and length scale*. Nilai *turbulent intensity* diasumsikan sesuai dengan asumsi standar cfd yaitu 4.2%. Nilai *turbulent length scale* diasumsikan sebesar 7% dari diameter saluran masuk sesuai asumsi standar CFD.

Kasus pertama ditunjukkan pada Gambar 2.25 dan 2.26 dimana semua *runner* terbuka. Dapat diamati bahwa kecepatan turun saat aliran mengalir melalui ruang *plenum*. Ini karena terjadi peningkatan *area* secara tiba-tiba di dalam *plenum*. Terjadi penurunan kecepatan pada inlet *runner* pertama dibandingkan dengan *runner* lainnya, karena adanya belokan tajam pada daerah inlet *runner* pertama. Karena stagnasi cairan yang terjadi di sudut ujung maka terjadi daerah tekanan tinggi pada ujung *plenum*.

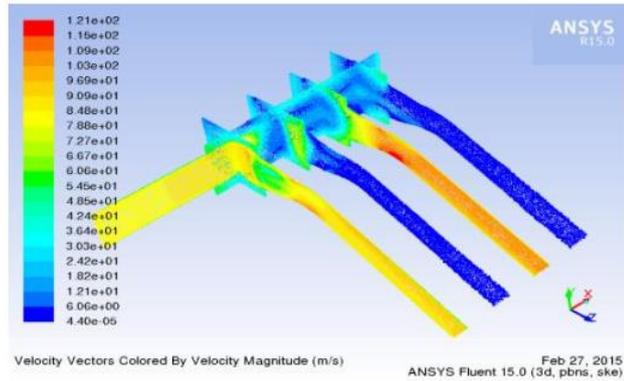


Gambar 2. 25 Vektor kecepatan untuk kasus semua *runner* terbuka (Priyadarsini, 2016)

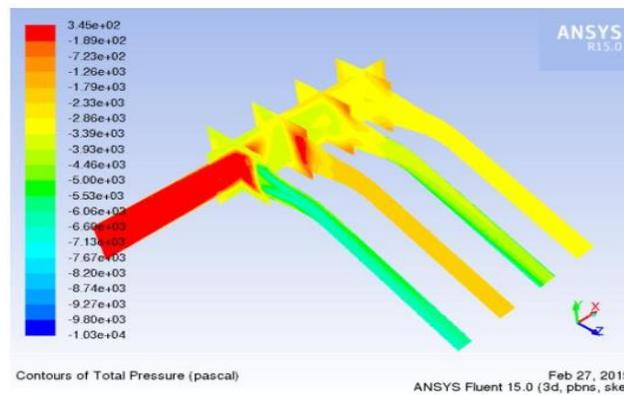


Gambar 2. 26 Kontur tekanan untuk kasus semua *runner* terbuka (Priyadarsini, 2016)

Pada kasus kedua ditunjukkan pada Gambar 2.27 dan 2.28 dimana *runner* pertama dan ketiga terbuka. Ketika *runner* pertama dan ketiga terbuka, maka dua *runner* lainnya yaitu kedua dan keempat dianggap sebagai *wall* (tertutup) sehingga tidak akan ada aliran pada *runner* tersebut. Dari gambar tersebut terlihat juga bahwa ketika *runner* pertama dan ketiga terbuka, distribusi kecepatan di dalam *plenum* berubah secara drastis dengan kecepatan yang lebih tinggi terjadi di daerah saluran masuk *runner* pertama dan ketiga. Tekanan lebih tinggi saat *runner* pertama dan ketiga terbuka dibandingkan dengan kondisi *runner* kedua dan keempat terbuka di *plenum*. Tekanan di dalam lebih rendah secara komparatif untuk kondisi ketika semua *runner* terbuka.

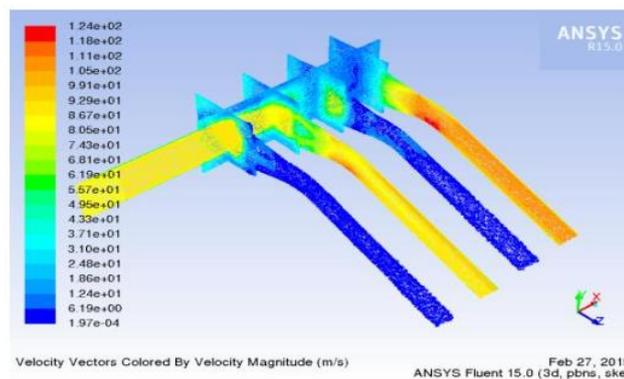


Gambar 2. 27 Vektor kecepatan untuk kasus *runner* pertama dan ketiga terbuka (Priyadarsini, 2016)

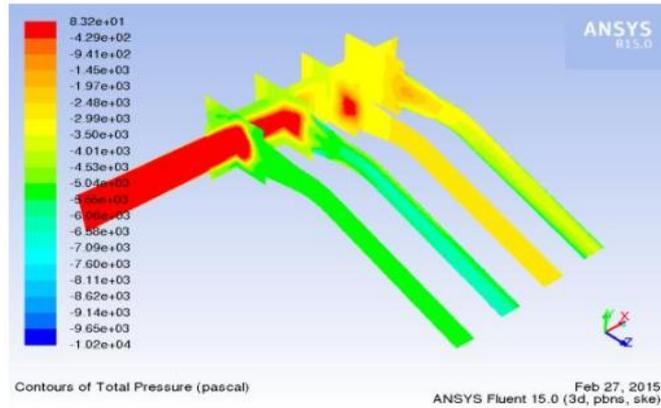


Gambar 2. 28 Kontur tekanan untuk kasus *runner* pertama dan ketiga terbuka (Priyadarsini, 2016)

Pada kasus ketiga ditunjukkan pada Gambar 2.29 dan 2.30 dimana *runner* kedua dan keempat terbuka. Diamati bahwa ketika *runner* keempat terbuka kecepatan meningkat di daerah saluran masuk dan tekanan rendah saat kondisi *runner* kedua dan keempat terbuka dibandingkan dengan kondisi *runner* pertama dan ketiga terbuka di *plenum*. Tekanan di dalam lebih rendah secara komparatif untuk kondisi ketika semua *runner* terbuka.

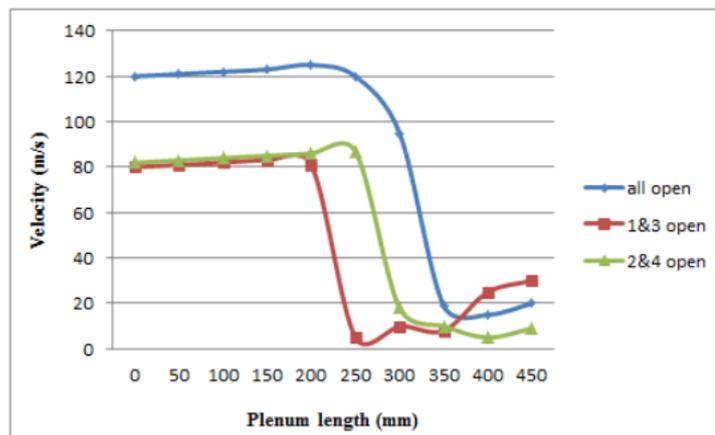


Gambar 2. 29 Vektor kecepatan untuk kasus *runner* kedua dan keempat terbuka (Priyadarsini, 2016)

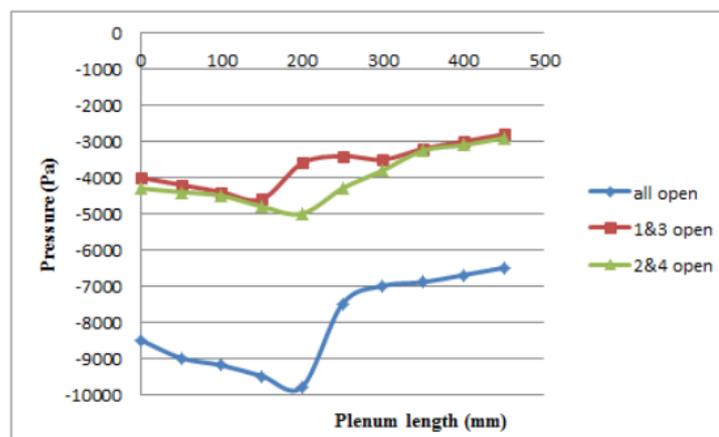


Gambar 2. 30 Kontur tekanan untuk kasus *runner* kedua dan keempat terbuka (Priyadarsini, 2016)

Dari Gambar 2.31 diamati bahwa penurunan kecepatan tiba-tiba terjadi untuk ketiga kondisi saat aliran terjadi dari saluran masuk *plenum* ke *runner*. Dari Gambar 2.32 terlihat bahwa tekanan lebih tinggi saat *runner* pertama dan ketiga terbuka dibandingkan dengan *runner* kedua dan keempat kondisi terbuka di *plenum*. Tekanan di dalam lebih rendah secara komparatif untuk kondisi ketika semua *runner* terbuka.



Gambar 2. 31 Variasi kecepatan dengan panjang *plenum* (Priyadarsini, 2016)



Gambar 2. 32 Variasi tekanan dengan panjang *plenum* (Priyadarsini, 2016)

Setelah dilakukan analisis, maka kesimpulan yang diperoleh adalah sebagai berikut: Semua kasus menunjukkan bahwa *runner* keempat bekerja secara efisien karena terletak jauh dari daerah kehilangan tekanan atau resirkulasi. Kehilangan tekanan total untuk kasus pertama (semua *runner* terbuka) adalah 8338 Pa, untuk kasus kedua (*runner* pertama dan ketiga terbuka) adalah 5827 Pa, untuk kasus ketiga (*runner* kedua dan keempat terbuka) adalah 5500 Pa. Tekanan total *outlet* untuk Kasus pertama (semua *runner* terbuka) adalah *runner* pertama adalah -10543 Pa, *runner* kedua adalah -8415 Pa, *runner* ketiga adalah -6896 Pa, *runner* keempat adalah -7499 Pa. Kasus kedua (*runner* pertama dan ketiga terbuka) adalah *runner* pertama adalah -6554 Pa, *runner* ketiga adalah -4807 Pa. Kasus ketiga (*runner* kedua dan keempat terbuka) adalah *runner* kedua adalah -6193 Pa, *runner* keempat adalah -4769 Pa.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tahap Penelitian

Tahap penelitian simulasi numerik pengaruh perubahan jumlah *inlet* pada *header* pipa *cooling water intake system* PLTU sebagai berikut.

1. Identifikasi Masalah

Tahap ini penulis melakukan analisa terkait permasalahan yang terjadi pada *cooling water intake system* PLTU POMI Paiton unit 7, dimana terjadi penurunan performa pompa CWP (*Cooling Water Pump*) akibat *losses* pada *header* pipa.

2. Studi Literatur

Untuk membantu memudahkan penulis dalam memahami permasalahan dan analisa yang harus dilakukan, maka penulis melakukan studi literatur yang berkaitan dengan karakteristik aliran pada pipa, prinsip kerja *cooling water system* PLTU, pengoperasian perangkat lunak ANSYS Fluent 19.2, dan penelitian terdahulu mengenai permodelan numerik CFD pada *header* pipa *cooling water intake system*. Sumber yang diperoleh berasal dari *e-book*, jurnal, dan penelitian sebelumnya yang terkait dengan topik permasalahan.

3. Pengumpulan Data

Adapun data yang dibutuhkan sebagai referensi permodelan dan proses simulasi antara lain data geometri *header* pipa *cooling water intake system* PLTU dan data operasional *cooling water intake system* sesuai dengan kondisi lapangan yang ada di Paiton *Operation & Management* Indonesia (POMI) Paiton unit 7. Selain itu, beberapa data operasional yang digunakan sebagai input CFD digunakan berdasarkan jurnal-jurnal yang ada.

4. Permodelan dan Simulasi

Untuk menggambarkan permasalahan yang sudah ditentukan, pada tahapan ini dilakukan *pre-processing* yaitu proses pembuatan geometri dan proses *meshing* oleh perangkat lunak GAMBIT. Dilanjutkan dengan *processing* dimana geometri dan *meshing* yang sudah ada akan dilakukan proses *solver* untuk mensimulasikan aliran dengan perangkat lunak ANSYS Fluent 19.2 sesuai dengan variasi pada penelitian. Tahapan akhir simulasi dilakukan *post-processing* dengan menampilkan hasil simulasi terkait perubahan jumlah dan posisi *inlet* berupa tekanan statis, kecepatan aliran, energi kinetik turbulensi dan rasio viskositas turbulensi pada *header* pipa sesuai dengan variasi yang dilakukan.

5. Analisa Data Simulasi dan Kesimpulan

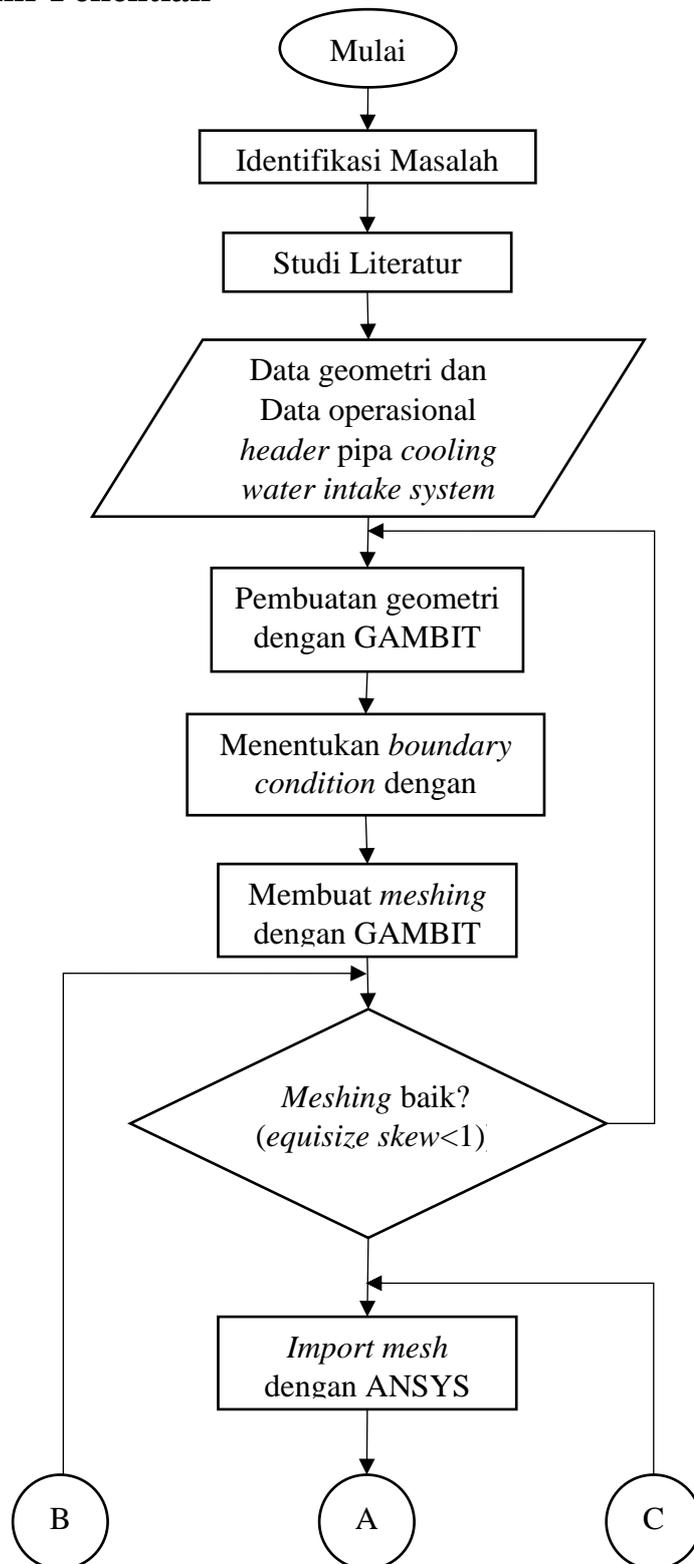
Setelah diperoleh hasil simulasi dengan bantuan perangkat lunak, data akan ditampilkan secara kualitatif berupa kontur tekanan statis, energi kinetik turbulensi, rasio viskositas turbulensi, dan vektor laju aliran. Sementara data kuantitatif ditunjukkan berupa grafik terkait tekanan statis dan laju aliran. Hasil simulasi yang telah dilakukan kemudian ditarik kesimpulan pengaruh perubahan jumlah dan posisi *inlet header* pipa terhadap karakteristik aliran pada pipa.

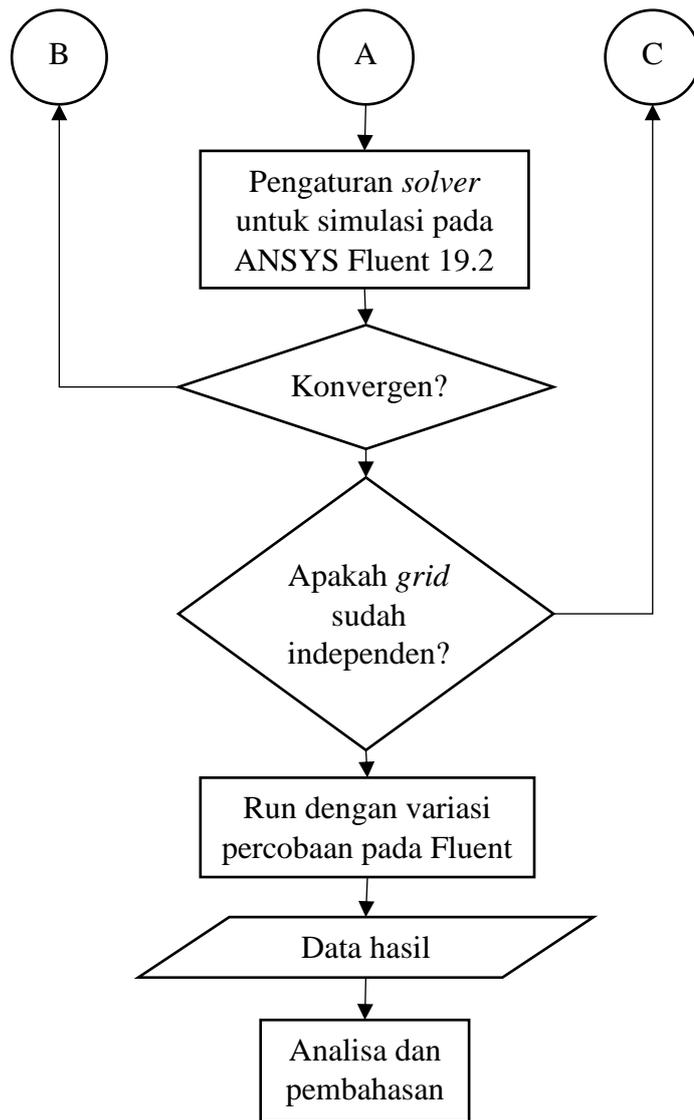
6. Penyusunan Laporan

Seluruh tahapan sebelumnya yang telah penulis lakukan kemudian disusun dalam suatu bentuk laporan yang sistematis dengan tujuan agar mudah untuk dibaca dan lebih terstruktur.

3.2 Diagram Alir

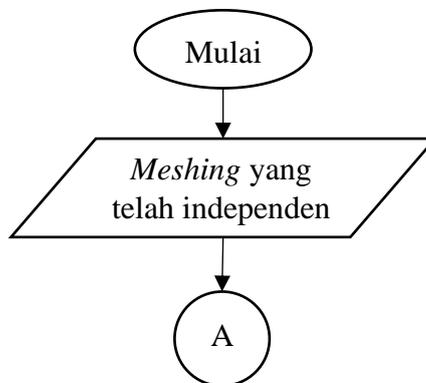
3.2.1 Diagram Alir Penelitian

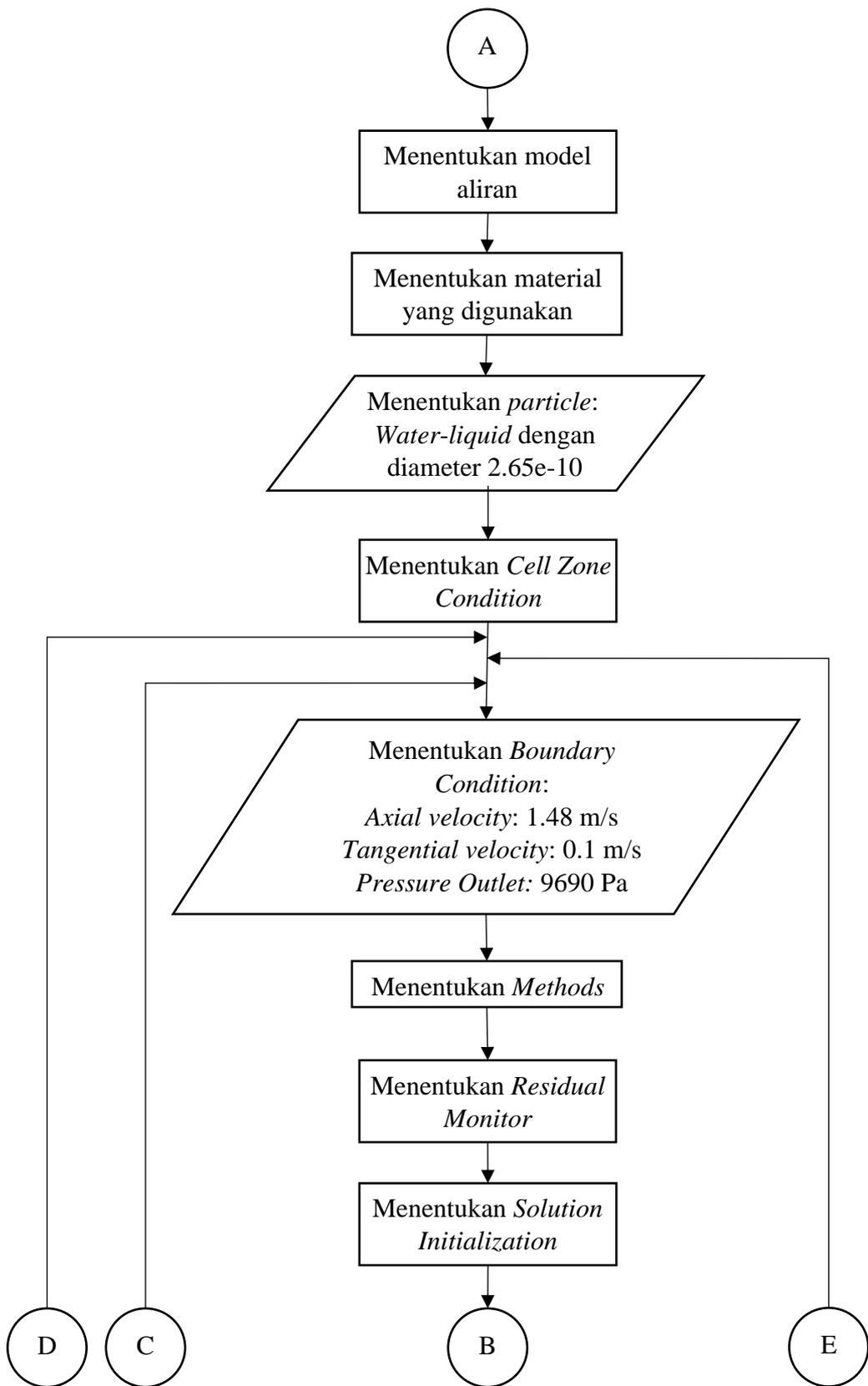


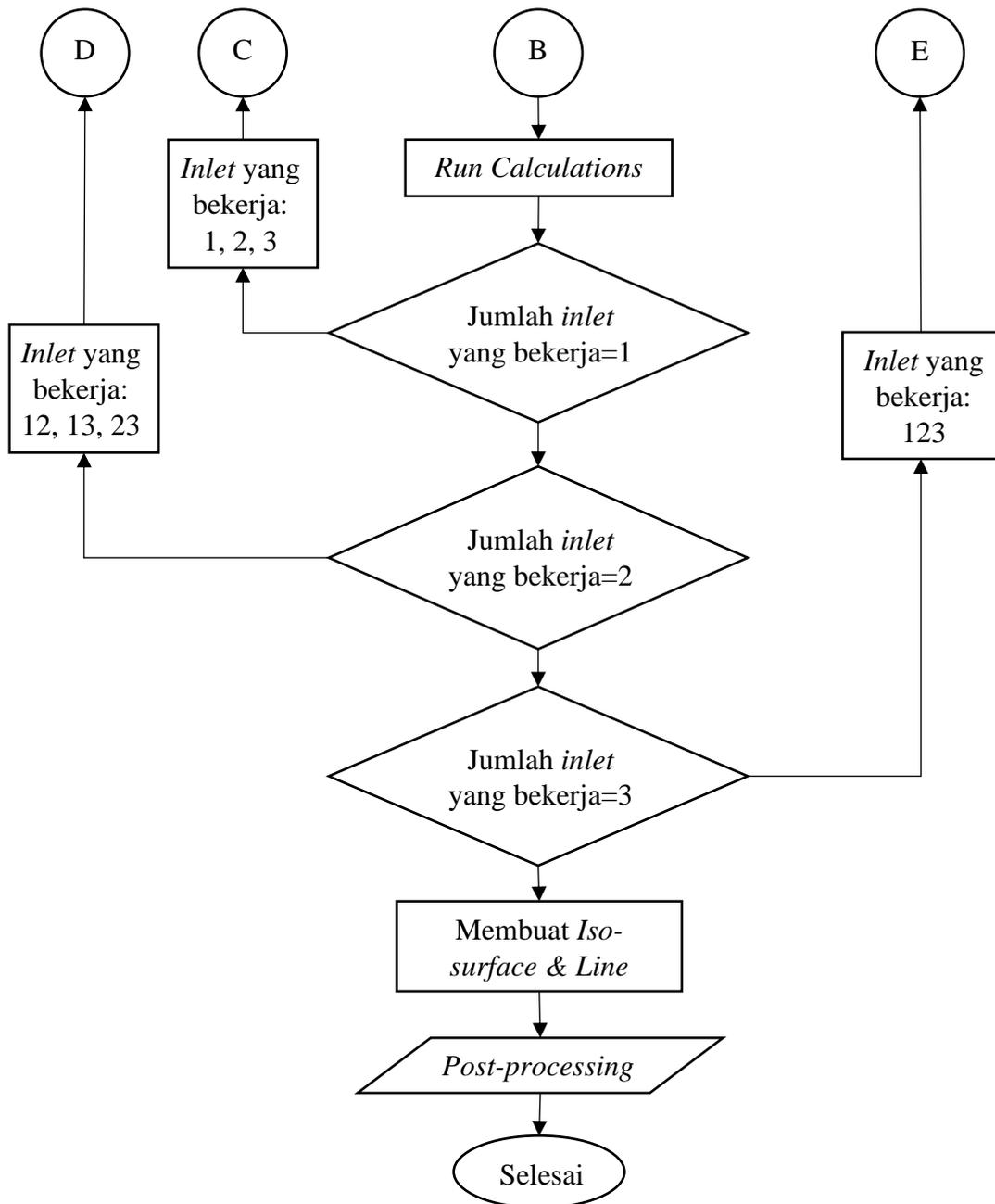


Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

3.2.2 Diagram alir Simulasi







Gambar 3. 2 Diagram alir simulasi

3.3 Tahapan Simulasi

Sesuai dengan tahapan yang telah dijelaskan sebelumnya, pada tahap ini dilakukan permodelan dan simulasi dengan perangkat lunak berupa GAMBIT dan ANSYS Fluent 19.2 dengan sub-tahapan terdiri dari *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing*. Berikut penjelasan mengenai sub-tahapan tersebut:

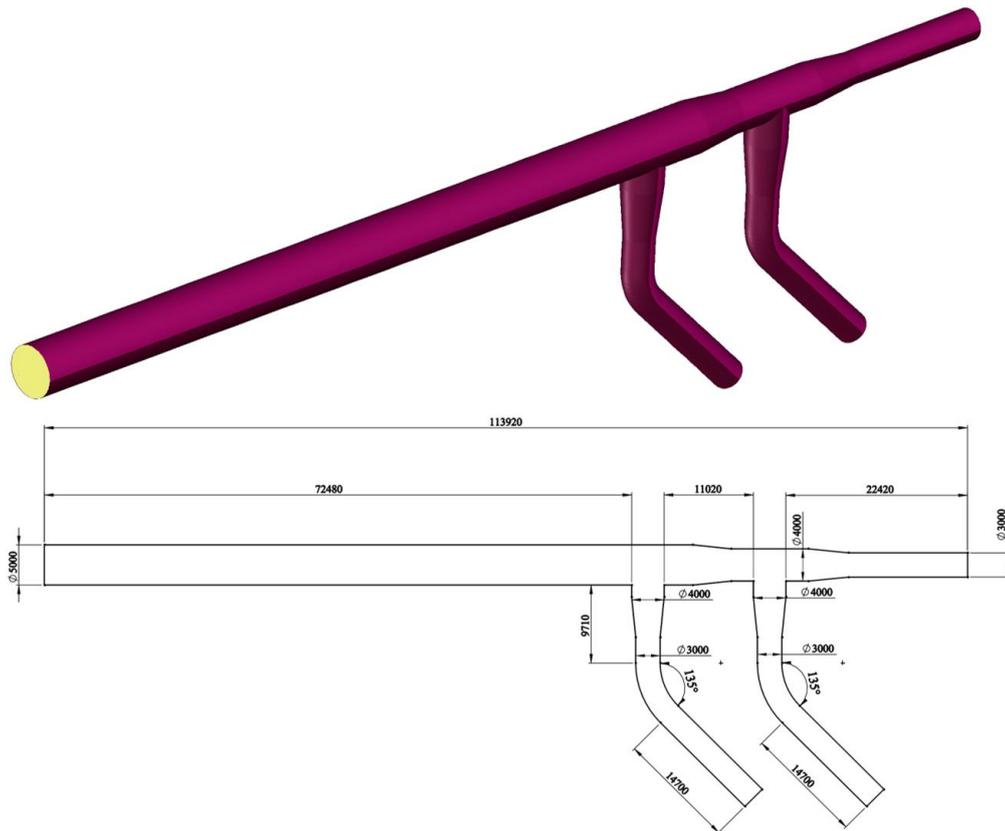
3.3.1 *Pre-processing*

Tahap *pre-processing* ini merupakan tahapan awal dalam membangun dan menganalisa sebuah model komputasi fluida (CFD). Dalam tahapan *pre-processing* ini terdiri dari beberapa sub-tahapan mulai dari membuat geometri dari *header* pipa *cooling water intake*

system PLTU, mendefinisikan *boundary condition* pada geometri, *meshing*, dan melakukan pengecekan *mesh*. Tahapan *pre-processing* dilakukan dengan menggunakan software GAMBIT.

3.3.1.1 Pembuatan Geometri

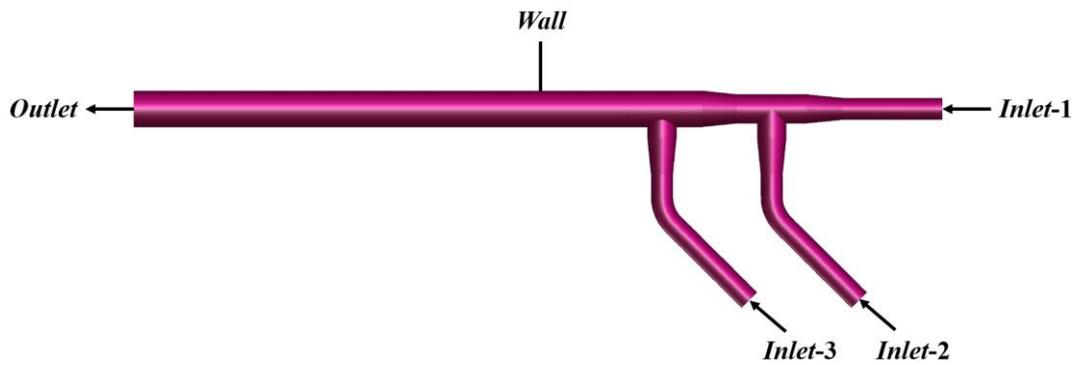
Pada tahap *pre-processing* ini, dilakukan pembuatan model geometri dari *header* pipa berupa tiga dimensi yang nantinya akan digunakan untuk simulasi dan dilakukan analisa numerik. Geometri dari *header* pipa *cooling water intake system* PLTU ditunjukkan pada Gambar 3.3. Dimensi diameter *inlet* sebesar 3000 mm, Panjang pipa sebesar 113920 mm, diameter pipa pada *junction* 1 sebesar 4000 mm, dan diameter pipa pada *junction* 2 hingga *outlet* sebesar 5000 mm.



Gambar 3. 3 Model geometri *header* pipa *cooling water intake system* PLTU

3.3.1.2 Penentuan *Boundary Condition*

Penentuan *boundary condition* dilakukan sebelum pembuatan *meshing* pada software GAMBIT. Pada penelitian ini, terdapat beberapa *boundary* yang akan diteliti, yaitu *inlet-1*, *inlet-2*, *inlet-3*, *outlet*, *wall*. *Boundary condition* yang digunakan untuk *inlet-1*, *inlet-2*, dan *inlet-3* ialah *velocity inlet*, dimana *boundary inlet* itu sendiri merupakan tempat atau daerah yang dilalui oleh aliran air saat akan masuk ke dalam sistem, kemudian untuk *outlet* ialah *pressure outlet*, dimana *boundary outlet* itu sendiri adalah tempat/daerah yang dilewati oleh aliran air saat meninggalkan sistem. Kemudian untuk *boundary condition* yang merepresentasikan *header* pipa adalah *wall*.



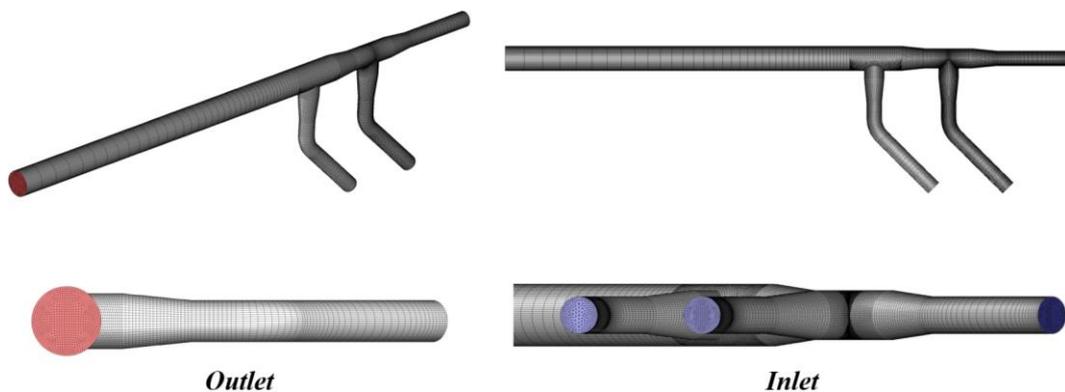
Gambar 3. 4 *Boundary Condition* pada simulasi penelitian

Tabel 3. 1 Detail *Boundary Condition* beserta variasi simulasi

| <i>Boundary Condition</i> | Jenis | Nilai | Keterangan |
|---------------------------|---|---------------------------|--|
| <i>Inlet</i> | <i>Velocity Inlet</i> | 1,48 m/s | <i>Axis direction</i> relatif terhadap arah masuk aliran |
| | <i>Swirl/Tangential</i> | 0,1 m/s | |
| | <i>Turbulent Intensity</i> | 2% | |
| <i>Outlet</i> | <i>Pressure Outlet</i> | 9690 Pa | |
| Variasi | Jumlah dan posisi <i>inlet</i> yang terbuka | Tiga <i>inlet</i> terbuka | <i>Inlet-1, Inlet-2, dan Inlet-3</i> terbuka |
| | | Dua <i>inlet</i> terbuka | <i>Inlet-1 dan Inlet-2</i> Terbuka |
| | | | <i>Inlet-1 dan Inlet-3</i> Terbuka |
| | | | <i>Inlet-2 dan Inlet-3</i> Terbuka |
| | | Satu <i>inlet</i> terbuka | <i>Inlet 1</i> Terbuka |
| | | | <i>Inlet 2</i> Terbuka |
| <i>Inlet 3</i> Terbuka | | | |

3.3.1.3 Meshing

Setelah pembuatan model geometri dilakukan sesuai dengan ukuran yang telah ditentukan, langkah selanjutnya ialah membuat *mesh* pada model geometri tersebut. *Meshing* sendiri ialah proses pembagian komponen yang akan dianalisis menjadi elemen-elemen kecil atau diskrit. Secara umum, penentuan jenis *mesh* yang akan digunakan dan banyaknya *cell* pada *mesh* tersebut berpengaruh terhadap keakuratan hasil dari simulasi. Berikut merupakan gambar hasil *meshing* yang telah dilakukan dengan menggunakan *software* GAMBIT:



Gambar 3. 5 Hasil *meshing* header pipa *cooling water intake system* PLTU

3.3.2 Processing

Processing merupakan langkah kedua dalam tahapan pemodelan dan simulasi. Dengan menggunakan hasil yang telah dilakukan pada sub-tahapan *pre-processing*, selanjutnya dilakukan simulasi dengan perangkat lunak ANSYS Fluent 19.2 dengan melakukan *input* dan pengaturan pada perangkat lunak tersebut. Saat melakukan *import file meshing*, hal pertama yang harus dilakukan adalah mengatur *scale* untuk *meshing* tersebut. Dikarenakan *meshing* dibuat dalam satuan milimeter, sehingga harus dilakukan *scaling* agar *meshing* tersebut dapat direpresentasikan dalam satuan meter. Pada tahap ini pula, dilakukan *input* terhadap beberapa parameter yang berpengaruh pada keakuratan hasil dari simulasi yang dilakukan. Berikut merupakan detail nilai *input* parameter yang telah digunakan pada simulasi untuk penelitian ini:

Tabel 3. 2 Detail *input* nilai pada beberapa parameter

| Parameter | Nilai |
|-----------------------------------|--------------------------------|
| Metode | 3 Dimensi |
| <i>Solver type</i> | <i>Pressure-Based</i> |
| Model <i>viscous</i> | k-ε |
| <i>Pressure-Velocity</i> | <i>Coupled</i> |
| <i>Gradient</i> | <i>Least square cell based</i> |
| <i>Pressure</i> | <i>Second order</i> |
| <i>Momentum</i> | <i>Second order upwind</i> |
| <i>Turbulent kinetic energy</i> | <i>Second order upwind</i> |
| <i>Turbulent dissipation rate</i> | <i>Second order upwind</i> |
| Kriteria konvergensi | 10 ⁻⁵ |

Tabel 3.2 merupakan detail *input* nilai pada beberapa parameter diatas, Pada penelitian ini, digunakan *solver* dengan tipe *pressure-based* dan *velocity formulation absolute*. Kemudian untuk aspek waktu, penelitian ini menggunakan waktu *steady* dan aspek 3D *space*. Untuk jenis aliran yang terjadi dan yang ingin disimulasikan pada penelitian tugas akhir ini adalah berupa aliran turbulen. Penelitian ini menggunakan *viscous model* berupa *standard k-ε*. Tipe partikel yang akan digunakan adalah *inert* dengan material air (H₂O) dan diameter *distribution* yang digunakan *uniform* sebesar 265 pm. Pada penelitian tugas akhir ini, terdapat dua jenis material yang digunakan, yaitu *fluid* yang berupa air untuk merepresentasikan aliran air pada *header* pipa dengan *density* sebesar 998.2 kg/m³ dan *viscosity* sebesar 1.003 x 10⁻³ kg/m-s, serta material solid yang berupa *steel* untuk merepresentasikan jenis material yang digunakan oleh *header* pipa yang akan diteliti, yang mana memiliki *density* dengan nilai sebesar 8030 kg/m³.

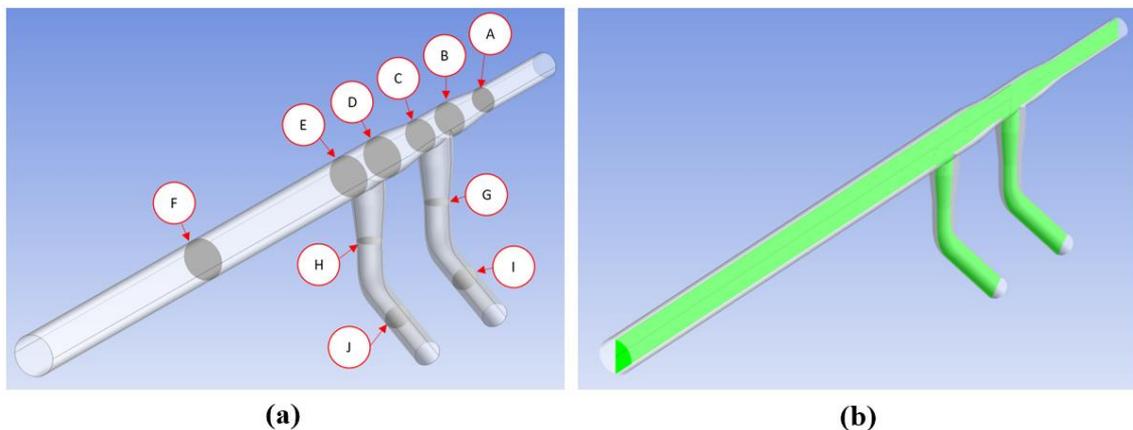
Tabel 3.1 merupakan detail *input* nilai dari parameter yang terdapat pada masing-masing *boundary condition* dilakukan pada saat sebelum simulasi di *software* ANSYS Fluent 19.2. Pada *inlet* yang berupa *velocity inlet*, untuk nilai *axial velocity* sebesar 1.48 m/s dan nilai *tangential velocity* sebesar 0.1 m/s serta memiliki *outlet* yang berupa *pressure outlet* dengan nilai sebesar 9690 Pa. Sedangkan untuk detail *turbulence, specification method* yang digunakan ialah *intensity and length scale*, dimana nilai *turbulent intensity* sebesar sepuluh persen dan nilai *turbulent length scale* sebesar 0.2 meter.

Pada penelitian ini pula, digunakan skema *pressure-velocity coupling* dengan jenis *coupled*. Sedangkan untuk detail *spatial discretization* yang digunakan, antara lain *gradient*

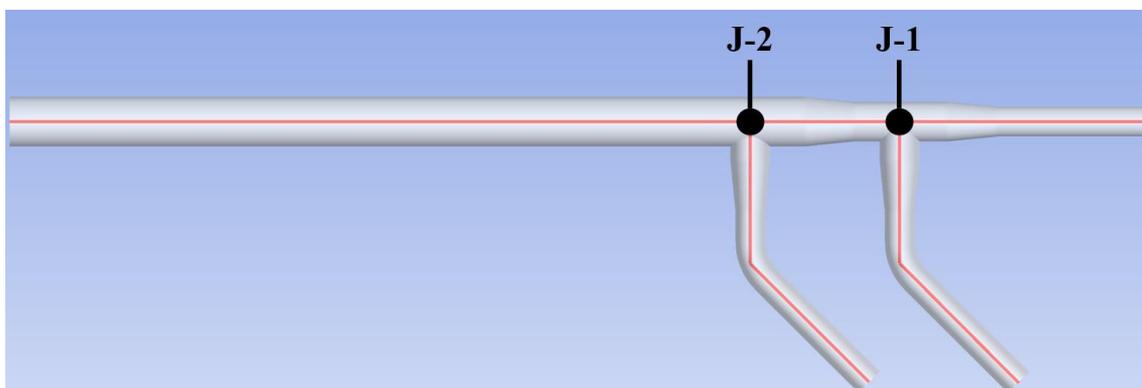
dengan *least squares cell based*, *pressure* menggunakan *second order*, *momentum* menggunakan *second order upwind*, *turbulent kinetic energy* menggunakan *second order upwind*, dan *turbulent dissipation rate* menggunakan *second order upwind*. Untuk kriteria konvergensi pada penelitian ini digunakan kriteria absolut dengan nilai *continuity*, *x-velocity*, *y-velocity*, *z-velocity* k, dan epsilon masing-masing sebesar 1×10^{-5} . Metode yang digunakan untuk menginisialisasi perhitungan pada penelitian ini ialah *standard initialization* dan dikomputasi dari *all-zones*. Setelah dilakukan inisialisasi, simulasi dijalankan dan akan berhenti pada saat mencapai kondisi konvergen atau melewati nilai kriteria konvergen.

3.3.3 Post processing

Post-processing merupakan langkah terakhir dalam tahapan permodelan dan simulasi dimana diperoleh hasil kualitatif berupa gambaran hasil simulasi dan data kuantitatif berupa tabel atau grafik, baik berupa kontur, vektor, *pathline*, dan *particle tracks* yang nantinya akan dianalisa secara numerik. Untuk memperoleh data-data tersebut, dalam ANSYS Fluent 19.2 menyediakan fasilitas *Results* untuk memberikan pilihan bagi pengguna untuk menampilkan data hasil simulasi. Penempatan *Iso-surface* untuk mengetahui karakteristik aliran diletakkan pada beberapa bagian dari *header* pipa yang ditunjukkan oleh Gambar 3.6. Untuk menggambarkan *iso-surface* dilakukan dengan memasukan variabel koordinat dan menentukan lokasi yang ditinjau. Penempatan *line* ditunjukkan pada Gambar 3.7, *line* diposisikan pada bagian tengah penampang untuk membandingkan karakteristik aliran pada tiap *inlet* yang akan ditunjukkan dalam bentuk grafik. Titik J-1 merepresentasikan tempat pertemuan *inlet-1* dan *inlet-2*, dan titik J-2 merepresentasikan titik pertemuan sumbu aliran utama dan *inlet-3*.



Gambar 3. 6 Penempatan *Iso-surface* pada simulasi (a) Kode penempatan *Iso-surface* (b) Lokasi *Iso-surface* pada bidang X-Y



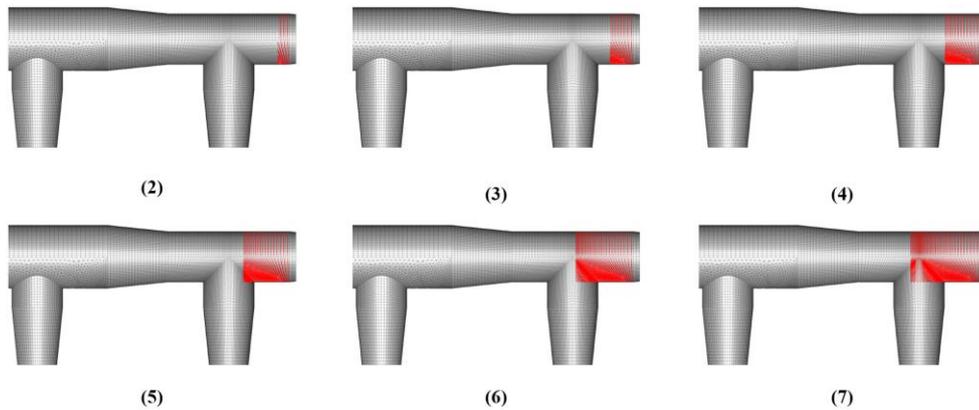
Gambar 3. 7 Penempatan *Line* pada simulasi

3.4 Grid Independance Test

Grid independency test merupakan proses penting untuk desain *grid* yang optimal pada model CFD. *Grid independency test* sendiri merupakan proses yang digunakan untuk mencari kondisi *grid* optimal yang memiliki hasil numerik (pada kasus di penelitian ini nilai tekanan) yang optimal berdasarkan evaluasi berbagai kondisi *grid*. Namun, tidak ada metode atau prosedur pengujian standar untuk penerapannya. Pada penelitian ini, dilakukan perbandingan antar tekanan yang dihasilkan pada suatu titik di *header* pipa terhadap variasi jumlah *cell* dalam *mesh*, sehingga diperoleh hasil berupa tekanan. Berikut merupakan tabel detail nilai tekanan pada setiap variasi jumlah *cell*:

Tabel 3. 3 *Grid Independace Test* pada *header* pipa

| No. | Jumlah Mesh | y-axis min | y-axis max | Panjang Refinement (m) | Tekanan (Pascal) | Error Relative (%) |
|-----|-------------|------------|------------|------------------------|------------------|--------------------|
| 1 | 319180 | | | | 11932,052 | |
| 2 | 343029 | 5 | 5,90 | 0,9 | 12087,698 | 1,304436152 |
| 3 | 372765 | 5 | 6,80 | 1,8 | 12087,420 | 0,002299859 |
| 4 | 409746 | 5 | 7,70 | 2,7 | 12089,269 | 0,015296895 |
| 5 | 461889 | 5 | 8,60 | 3,6 | 12089,786 | 0,004276520 |
| 6 | 530720 | 5 | 9,50 | 4,5 | 12089,715 | 0,000587273 |
| 7 | 607314 | 5 | 10,40 | 5,4 | 12088,919 | 0,006584109 |



Gambar 3. 8 Bagian *header* pipa yang berikan *refinement*



Gambar 3. 9 Grafik perbandingan tekanan terhadap jumlah *mesh*

Berdasarkan definisi dari *grid independence test* itu sendiri, dan dengan mengacu pada Tabel 3.3, serta Gambar 3.9 yang berisi detail nilai tekanan dan jumlah *cell* pada *mesh*, maka digunakan model geometri dengan jumlah *cell* pada *mesh* sebanyak 372765 dan dengan panjang *refinement* sebesar 1.8 m. Hal ini dikarenakan, pada jumlah *cell* tersebut didapat nilai tekanan yaitu sebesar 12087,420 Pascal dengan nilai *error* terendah yaitu 0,002299859 % yang dinilai sudah stabil dan dapat mewakili nilai tekanan pada GIT setelahnya.

3.5 Timeline Penelitian

Dalam melaksanakan penelitian ini, penulis melakukan berbagai macam kegiatan dengan waktu tertentu. Hal ini ditujukan agar mempermudah penulis dalam pengerjaan penelitian ini. Berikut adalah tabel kegiatan yang akan dilakukan oleh penulis.

Tabel 3. 4 Rancangan kegiatan pengerjaan tugas akhir

| No. | Jenis Kegiatan | Jan'22 | | | | Feb'22 | | | | Mar'22 | | | | Apr'22 | | | | Mei'22 | | | | Juni'22 | | | | Juli'22 | | | |
|-----|--|--------|---|---|---|--------|---|---|---|--------|---|---|---|--------|---|---|---|--------|---|---|---|---------|---|---|---|---------|---|---|---|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1 | Fiksasi Topik | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Penulisan <i>Draft</i> Proposal | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | Desain Geometri | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | Seminar Proposal | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | Simulasi dan <i>Post-processing</i> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | Pengolahan Data & Penulisan Laporan TA | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | Sidang Akhir | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bagian ini akan dilakukan pembahasan mengenai hasil simulasi sementara yang telah diatur pada bab metodologi dengan menampilkan kontur dan grafik berupa tekanan, laju aliran, energi kinetik turbulensi dan rasio viskositas turbulensi *header* pipa *cooling water intake system* PLTU.

4.1 Perbandingan hasil perhitungan dan simulasi

Pada perbandingan ini dilakukan guna memastikan bahwa hasil simulasi dengan hasil perhitungan cukup akurat. Berikut contoh perhitungan dan perbandingan untuk kecepatan, debit dan tekanan pada kondisi seluruh *inlet* terbuka:

4.1.1 *Turbulent Intensity* pada tiap *inlet*

Bilangan Reynold dapat dihitung dengan menggunakan persamaan yang sudah dituliskan pada Persamaan 2.1 sebagai berikut:

$$Re_{D_H} = \frac{\rho v d}{\mu}$$
$$Re_{D_H} = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{(998.2 \frac{kg}{m^3})(1.483 \frac{m}{s})(3 m)}{(0,001003 \frac{kg}{m \cdot s})} = 4427708,674$$

Pada kasus penelitian tugas akhir ini, nilai *turbulent intensity* (I) pada tiap *inlet* dapat dicari menggunakan persamaan berikut:

$$I = 0,16(Re_{D_H})^{-1/8}$$
$$I = 0,16(4427708,674)^{-1/8} \times 100\% = 2\%$$

4.1.2 Debit dan kecepatan pada penampang pipa

Untuk mendapatkan nilai debit dan kecepatan dapat digunakan persamaan yang sudah disebutkan pada Persamaan 2.3 sebagai berikut dengan mengambil contoh perhitungan pada *Inlet-1* menuju percabangan pertama (Penampang A, B, dan C):

$$Q_n = A_n v_n$$

Dimana $A = 0.25\pi d^2$, maka persamaan sebelumnya dapat dituliskan menjadi persamaan sebagai berikut:

$$Q_n = 0.25\pi d_n^2 v_n$$

Penampang A, merupakan kondisi awal aliran dimana kecepatan pada tiap *inlet*-nya memiliki nilai kecepatan yang konstan sebesar 1,483 m/s dan diameter pipa sebesar 3 m.

$$Q_A = 0.25\pi d_A^2 v_A$$

$$Q_A = (7.0686 \text{ m}^2) \left(1.483 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 10,485 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Penampang B, merupakan tempat terjadinya perubahan diameter pipa dari 3 m menjadi 4 m sehingga terjadinya penurunan kecepatan akibat pembesaran diameter tersebut.

$$Q_A = Q_B$$

$$Q_B = 0.25\pi d_B^2 v_B$$

$$10,485 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0.25\pi(4 \text{ m})^2 v_b$$

$$v_b = 0,834 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Penampang C, merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan aliran *Inlet-1* (Penampang B) dan *Inlet-2* (Penampang G). Debit pada *Inlet-1* dan *Inlet-2* memiliki nilai yang sama karena memiliki kecepatan awal aliran dan diameter yang sama.

$$Q_A = Q_G$$

$$Q_C = Q_A + Q_G$$

$$Q_C = 10,485 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} + 10,485 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 20,971 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_C = 0.25\pi d_C^2 v_C$$

$$20,971 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0.25\pi(4 \text{ m})^2 v_C$$

$$v_C = 1,669 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Setelah itu, dilakukan perhitungan pada tiap penampangannya dan didapat nilai yang ditunjukkan pada Tabel 4.1. Perbedaan hasil kecepatan dan debit antara perhitungan dan simulasi disebabkan oleh beberapa faktor, yakni untuk perhitungan mengabaikan aspek turbulensi yang terbentuk pada penampang pipa sehingga menyebabkan fluktuatif kecepatan.

Tabel 4. 1 Perbandingan kecepatan dan debit dengan perhitungan dan simulasi

| Penampang | Kecepatan (m/s) | | | Debit (m3/s) | | |
|-----------|-----------------|----------|-----------|--------------|----------|-----------|
| | Teoritis | Simulasi | Error (%) | Teoritis | Simulasi | Error (%) |
| A | 1,483 | 1,482 | 0,096 | 10,485 | 10,455 | 0,289 |
| B | 0,834 | 0,817 | 2,119 | 10,485 | 10,457 | 0,271 |
| C | 1,669 | 1,694 | 1,473 | 20,971 | 20,793 | 0,854 |
| D | 1,068 | 1,098 | 2,76 | 20,971 | 20,861 | 0,524 |
| E | 1,602 | 1,586 | 1,037 | 31,456 | 31,364 | 0,292 |
| F | 1,602 | 1,594 | 0,524 | 31,456 | 31,353 | 0,33 |

| | | | | | | |
|---|-------|-------|-------|--------|--------|-------|
| G | 1,483 | 1,487 | 0,24 | 10,485 | 10,455 | 0,29 |
| H | 1,483 | 1,457 | 1,805 | 10,485 | 10,442 | 0,413 |
| I | 1,483 | 1,486 | 0,19 | 10,485 | 10,454 | 0,299 |
| J | 1,483 | 1,458 | 1,714 | 10,485 | 10,442 | 0,412 |

4.1.3 Perhitungan Tekanan

Untuk mendapatkan nilai Tekanan Statis (P) dapat dihitung dengan persamaan Bernoulli seperti pada persamaan berikut ini:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_f + h_{lm}$$

Dimana $L = \rho gh$, pada kondisi tersebut diasumsikan memiliki ketinggian yang sama yaitu $Z_1 = Z_2$ dan kekasaran permukaan pipa diabaikan yaitu $h_f = 0$. Sehingga didapat persamaan terbaru sebagai berikut:

$$P_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} = P_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + L_m$$

4.1.3.1 Perhitungan Losses

Untuk mendapatkan nilai *losses* akibat pertemuan pipa dapat digunakan persamaan yang sudah disebutkan pada Persamaan 2.7 dan koefisien *losses* yang didapat pada Gambar 2.6 sebagai berikut dengan mengambil contoh perhitungan pada percabangan kedua untuk *Inlet-3*:

$$L_{m_3} = K \frac{\rho v^2}{2}$$

$$L_{m_3} = (1) \frac{(998,2 \frac{kg}{m^3})(0,834 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$L_{m_3} = 347,484 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$

Adapun untuk mendapatkan nilai *losses* akibat pembesaran diameter akan digunakan persamaan sebagai berikut dengan mengambil contoh perhitungan pada pembesaran diameter pipa *inlet-3*:

$$AR = \frac{A_2}{A_1}$$

$$AR = \frac{12,566 m^2}{7,0686 m^2} = 1,778$$

Kemudian nilai C_p ditentukan menggunakan Gambar 2.8 dan digunakan Persamaan 2.10 untuk perhitungan C_{p_i} sebagai berikut:

$$C_p = 0,47$$

$$C_{p_i} = 1 - \frac{1}{AR^2}$$

$$C_{p_i} = 1 - \frac{1}{1,778^2} = 0,684$$

Setelah didapatkan nilai dari C_{p_i} dan C_p , maka nilai *losses* dapat ditentukan dengan menggunakan Persamaan 2.11 untuk pembesaran diameter dari 3 m menjadi 4 m. Sebagai contoh untuk perhitungan nilai *losses* diambil pada pembesaran diameter pipa *Inlet-3* sebagai berikut:

$$L_{m_{d1}} = (C_{p_i} - C_p) \frac{\rho v^2}{2}$$

$$L_{m_{d1}} = (0,684 - 0,47) \frac{(998,2 \frac{kg}{m^3}) (1,483 \frac{m}{s})^2}{2} = 234,573 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$

4.1.3.2 Perhitungan Tekanan Statis

Setelah didapatkan nilai *losses* akibat penggunaan komponen pipa, maka nilai tekanan statis dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan Bernoulli yang sudah dijelaskan sebelumnya. Sebagai berikut dengan mengambil contoh perhitungan pada *Inlet-3*:

$$P_{Inlet3} + \frac{\rho v_{Inlet3}^2}{2} = P_{Outlet} + \frac{\rho v_{Outlet}^2}{2} + (L_{m_3} + L_{m_{d1}})$$

$$P_{Inlet3} = 9690 Pa + \frac{(998,2 \frac{kg}{m^3})(1,602 \frac{m}{s})^2}{2} + (582,057) \frac{kg}{m \cdot s^2} - \frac{(998,2 \frac{kg}{m^3})(1,483 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$P_{Inlet3} = 10454,8 Pa$$

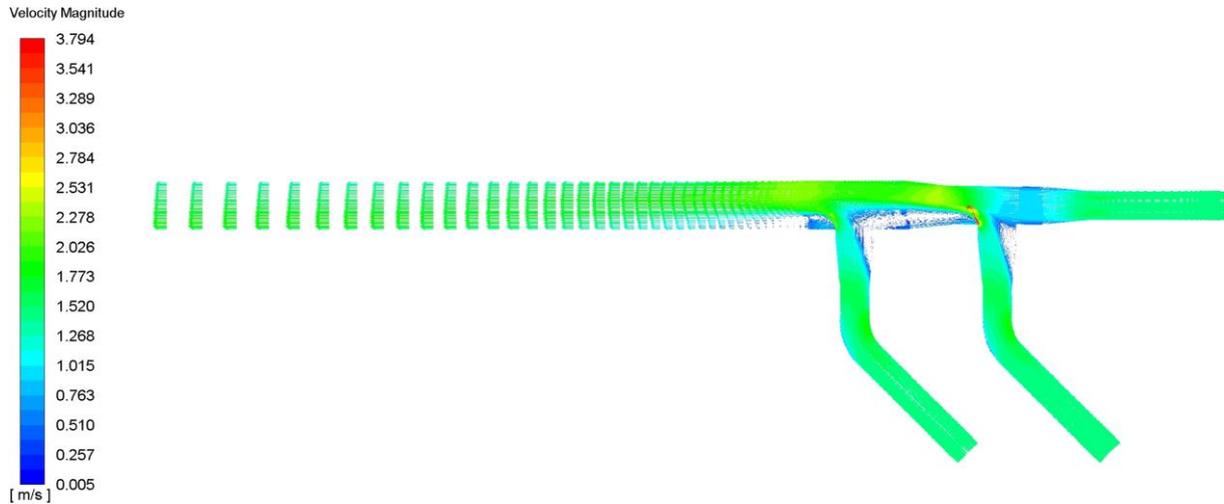
Setelah itu, dilakukan perhitungan pada tiap *inlet*-nya dan didapat nilai yang ditunjukkan pada Tabel 4.2. Perbedaan hasil tekanan statis antara perhitungan dan simulasi pada *Inlet-1* dan *Inlet-2* relatif besar, yakni pada perhitungan mengabaikan aspek turbulensi yang terbentuk pada penampang pipa dimana *Inlet-1* dan *Inlet-2* mendapat pengaruh yang lebih besar akibat jaraknya yang lebih jauh terhadap *Outlet*.

Tabel 4. 2 Perbandingan tekanan statis dengan perhitungan dan simulasi

| Penampang | Tekanan Statis (Pa) | | |
|----------------|---------------------|-----------|-----------|
| | Teoritis | Simulasi | Error (%) |
| <i>Inlet-1</i> | 10527,522 | 11573,068 | 9,034 |
| <i>Inlet-2</i> | 10805,508 | 11788,828 | 8,341 |
| <i>Inlet-3</i> | 10454,8 | 10325,449 | 1,253 |

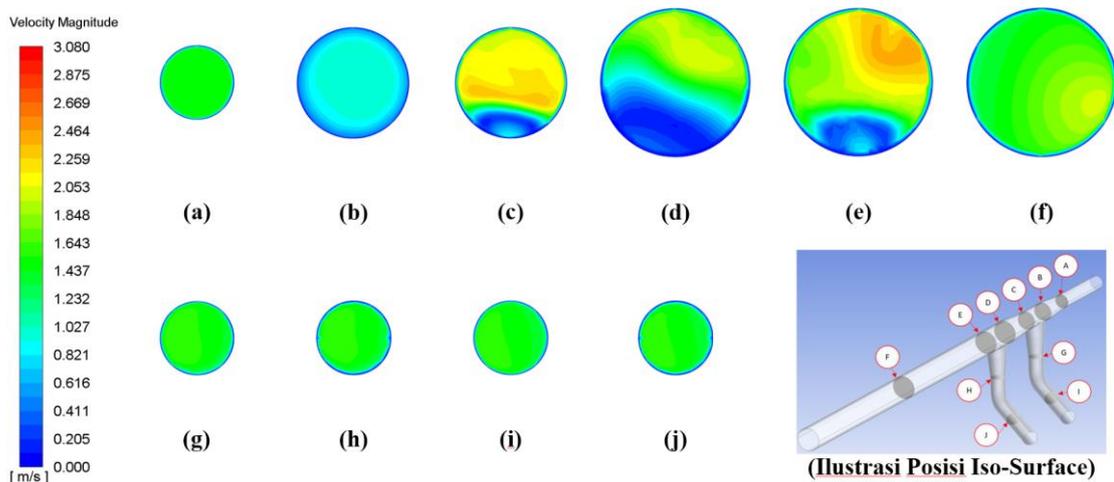
4.2 Analisa Aliran pada kondisi seluruh *inlet* terbuka

4.2.1 Analisa Kecepatan pada kondisi seluruh *inlet* terbuka



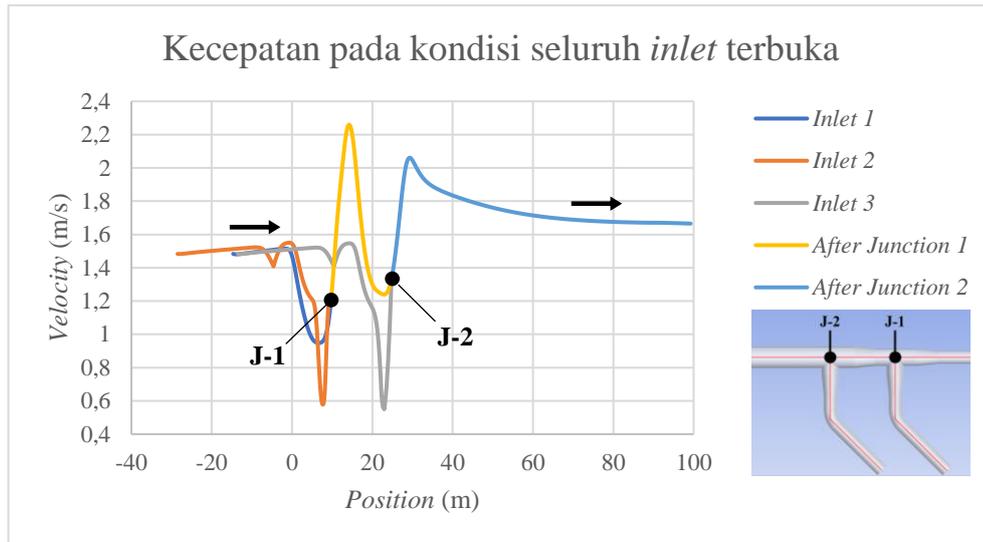
Gambar 4. 1 Vektor kecepatan pada kondisi seluruh *inlet* terbuka

Pada Gambar 4.1 merupakan vektor kecepatan aliran yang dihasilkan oleh *software* Ansys Fluent 19.2. Dimana ada aliran yang masuk melalui tiga *inlet* dengan kapasitas yang sama yaitu kecepatan axial 1.48 m/s dan kecepatan tangential 0.1 m/s. Pembesaran diameter pipa bertujuan untuk menyamakan kembali kecepatan aliran akibat pergabungan aliran, hal ini ditunjukkan dengan gradien warna mendekati sama (hijau) pada *inlet* dan *header*. Pada titik setelah percabangan terlihat terjadi kenaikan kecepatan aliran (ditunjukkan oleh warna kuning), hal ini karena disebabkan oleh gabungan aliran *inlet* lainnya dan menyebabkan bertambahnya debit aliran tersebut. Perlambatan yang terjadi pada setelah pertemuan *inlet-2* dan pertemuan *inlet-3* terlihat dengan adanya perubahan gradien warna menjadi biru pada bagian bawah penampang. Hal ini mengakibatkan secara tidak langsung terjadi penyempitan aliran secara alamiah pada penampang tersebut sehingga aliran air yang berada pada posisi atas akan mengalir menjadi lebih cepat. Selanjutnya pada pembelokan aliran pada *inlet-2* dan *inlet-3* terjadi perlambatan pada sisi luar karena tertahan oleh dinding pipa tersebut sementara sisi dalam terjadi peningkatan karena tidak tertahan oleh dinding pipa. Pada bagian keluaran *header* pipa distribusi laju aliran lebih merata, hal ini ditunjukkan dengan keseragaman gradien warna dan vektor, karena tidak adanya perubahan geometri maupun percabang pipa.



Gambar 4. 2 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap *iso-surface* pada kondisi seluruh *inlet* terbuka

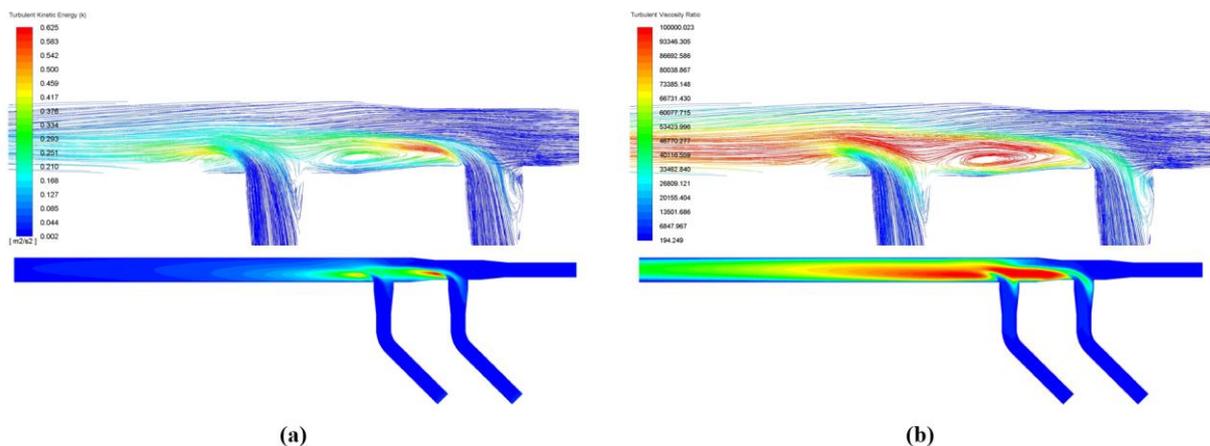
Selanjutnya akan ditinjau kontur kecepatan pada tiap-tiap penampang yang telah ditetapkan pada tahap *post processing*. Pada penampang (a), (i), dan (j) terlihat kontur kecepatan yang merata. Pada penampang (b), terlihat adanya penurunan kecepatan akibat terjadi penyebaran aliran yang ditimbulkan dari pelebaran diameter pipa yang dilewati, dimana kecepatan yang lebih besar berada sebagian besar di tengah penampang pipa. Penampang (c) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan *inlet-1* dan *inlet-2*. Terlihat munculnya *wake* pada bawah penampang pipa yang menyebabkan peningkatan kecepatan pada bagian atas penampang pipa. Pada penampang (d), terjadi penurunan kecepatan kembali akibat peningkatan diameter, kecepatan dominan mengarah sedikit ke kanan akibat adanya kecepatan tangential. Pada daerah pembesaran pipa *wake* tereksansi mengikuti diameter pipa tersebut. Penampang (e) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan aliran utama dan *inlet-3*. Terlihat muncul kembali *wake* pada bawah penampang pipa yang menyebabkan peningkatan kecepatan pada bagian atas penampang pipa. Kecepatan dominan mengarah sedikit ke kanan akibat adanya kecepatan tangential. Pada penampang (f) aliran menuju ke arah stabil seperti pada aliran masuk pada tiap *inlet*. Dimana masih adanya kecepatan yang sedikit lebih tinggi pada bagian kanan penampang. Penampang (g) dan (h), merupakan kontur setelah terjadinya pembelokan aliran pada pipa. Dapat dilihat dari gambar tidak adanya perubahan yang signifikan pada warna kontur penampang. Pada penampang (h) memiliki kecepatan yang lebih rendah akibat diameter pipa pada aliran utama lebih besar.



Gambar 4.3 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi seluruh *inlet* terbuka

Gambar 4.3 merupakan representatif perbandingan kecepatan aliran pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pada *inlet-1*, aliran stabil dengan sedikit kenaikan dan terjadinya penurunan kecepatan akibat pembesaran diameter pipa. Selanjutnya diikuti kenaikan kecepatan aliran yang drastis akibat pertemuan aliran dengan *inlet-2* dan mengalami penurunan kecepatan kembali akibat pembesaran diameter pipa. Selanjutnya diikuti kenaikan kecepatan aliran yang tinggi kembali setelah terjadi pertemuan aliran dengan *inlet-3*. Dimana kecepatan maksimum ini tidak lebih besar dari pertemuan *inlet-2* karena diameter pipa pada daerah ini lebih besar dari pada sebelumnya. Setelah itu, kecepatan kembali turun hingga mencapai fase stabilnya. Adapun untuk *inlet-2* dan *inlet-3* terjadinya fluktuasi kecepatan yang tidak signifikan akibat terjadinya pembelokan aliran, lalu diikuti dengan penurunan kecepatan drastis akibat pembesaran diameter sebelum pertemuan aliran dengan sumbu utama.

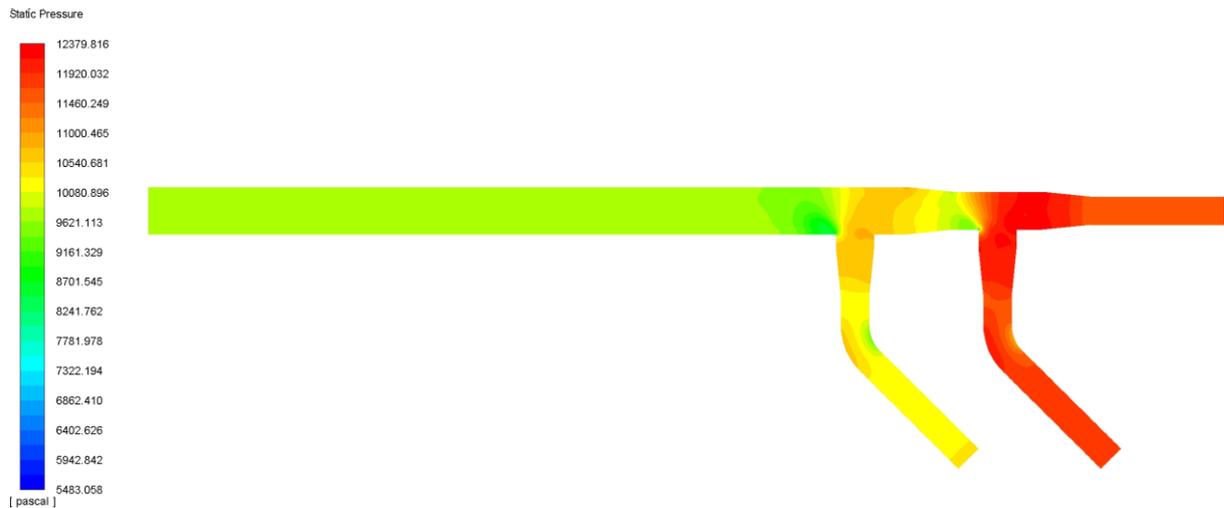
4.2.2 Analisa Turbulensi pada kondisi seluruh *inlet* terbuka



Gambar 4.4 Pathline dan Kontur turbulensi pada kondisi seluruh *inlet* terbuka (a) *Turbulent Kinetic Energy* (b) *Turbulent Viscosity Ratio*

Seperti yang telah dibahas pada analisa kecepatan, muncul daerah *wake* akibat pertemuan dua aliran masuk menuju *header* pipa, besar *wake* bergantung dari sudut pertemuan aliran tersebut. Pada kasus ini sudut yang terbentuk adalah tegak lurus terhadap sumbu utama aliran sehingga muncul *wake* yang besar dan mengakibatkan aliran air mengalami hambatan khususnya dari *wake* yang terbentuk. *Wake* juga menyebabkan perbedaan distribusi aliran pada penampang pipa serta menyebabkan terjadinya penyempitan penampang yang dapat dilalui air. Hal ini terlihat adanya gabungan aliran yang besar diatas *wake* tersebut. Terlihat pada Gambar 4.4 terbentuknya daerah *wake* akibat munculnya turbulensi. Pada Gambar 4.4a menunjukkan nilai tertinggi energi kinetik turbulensi sebesar 0,634, nilai tertinggi tersebut terjadi akibat perubahan kecepatan mendadak dari tabrakan aliran dan perubahan arah aliran sehingga dicapainya nilai aliran rendah pada daerah tersebut. Nilai energi kinetik turbulensi pada daerah kedua lebih rendah dari pada yang pertama dikarenakan kecepatan fluktuatif cenderung menuju stabil akibat tidak adanya perubahan geometri ataupun aliran masuk yang mengganggu aliran tersebut. Pada Gambar 4.4b menunjukkan rasio viskositas turbulensi. Rasio viskositas turbulensi dipengaruhi oleh energi kinetik turbulensi, pada simulasi ini memiliki nilai tertinggi sebesar 100000 yang mulai terbentuk pada percabangan awal dan percabangan kedua, dan mulai teredam setelah berada di *header* pipa. Teredamnya nilai rasio viskositas turbulensi disebabkan tidak ada perubahan geometri yang terjadi pada *header* pipa.

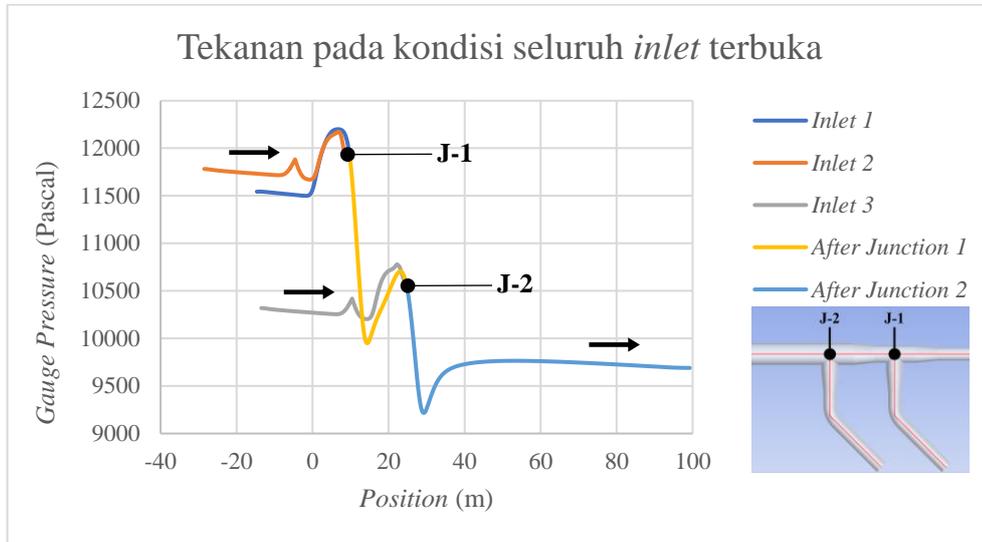
4.2.3 Analisa Tekanan pada kondisi seluruh *inlet* terbuka



Gambar 4. 5 Kontur tekanan statis pada kondisi seluruh *inlet* terbuka

Berdasarkan kontur tekanan yang ditunjukkan pada Gambar 4.5, terlihat semakin banyak jumlah *inlet* yang dilewati maka akan menurunkan tekanan statis yang diterima akibat pertemuan pipa. Penggabungan *inlet-1* dan *inlet-2* menyebabkan debit meningkat sehingga tekanan statis yang terjadi pada pertemuan berikutnya lebih rendah. Pembesaran diameter pipa mengakibatkan peningkatan tekanan statis pada penampang *header* pipa. Menurut hukum kontinuitas apabila diameter pipa semakin meningkat maka kecepatan aliran pada penampang tersebut akan berkurang sehingga menyebabkan kenaikan tekanan. Sudut pertemuan *inlet* pada percabangan juga mempengaruhi tekanan statis. Tekanan statis pada *inlet-2* lebih tinggi dibandingkan dengan *inlet-1*, dikarenakan adanya perubahan sudut masuk (90°) aliran *inlet-2* terhadap aliran sumbu utama (*inlet-1*) yang mengakibatkan tertahannya laju aliran *inlet-2*. Tekanan statis merata pada bagian keluaran *header* pipa karena tidak adanya perubahan geometri maupun percabang pipa *inlet*. Pada pembelokan aliran pada *inlet-2* dan *inlet-3* terjadi

kenaikan tekanan akibat hambatan yang disebabkan oleh dinding pipa dan pada sisi dalam terjadi penurunan tekanan karena tidak adanya hambatan oleh dinding.



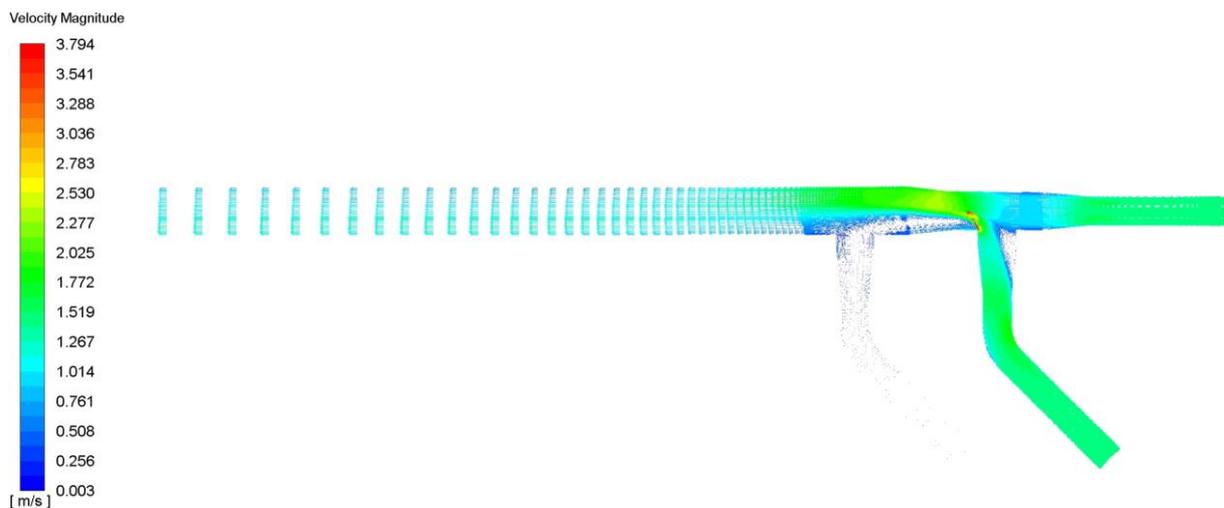
Gambar 4. 6 Grafik perbandingan tekanan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi seluruh *inlet* terbuka

Gambar 4.6 merupakan representatif perbandingan tekanan pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pola tekanan statis memiliki grafik yang berbanding terbalik dengan laju aliran. Tekanan tertinggi terjadi pada daerah sebelum terjadinya pertemuan *inlet-1* dan *inlet-2*, karena hambatan yang disebabkan oleh benturan pertama pada percabangan pipa. Sedangkan tekanan terendah terjadi pada daerah setelah pertemuan dengan pipa *inlet-3*, karena tidak adanya hambatan yang diakibatkan perubahan geometri serta aliran masuk ke *header* tersebut.

4.3 Analisa Aliran pada kondisi dua *inlet* terbuka

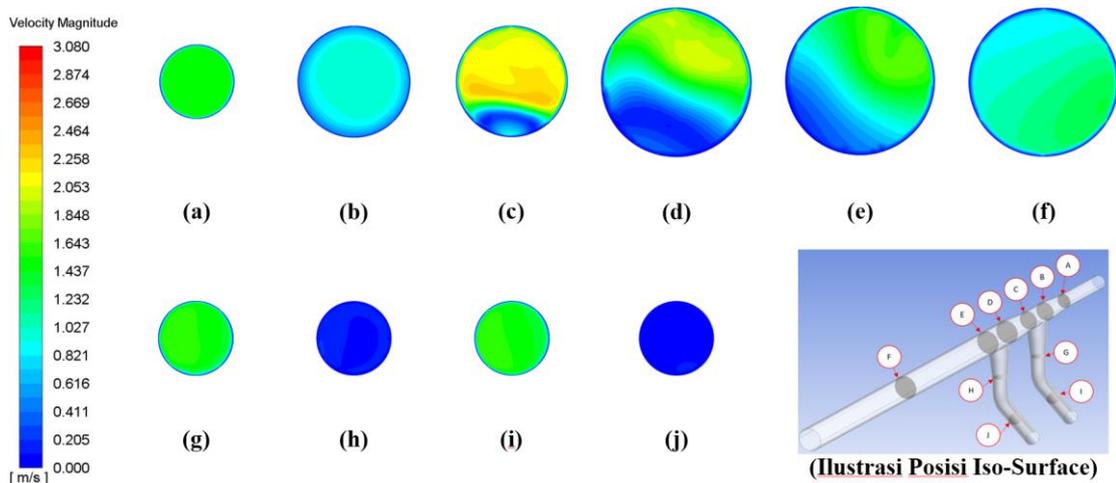
4.3.1 Analisa Aliran pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka

4.3.1.1 Analisa Kecepatan pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka



Gambar 4. 7 Vektor kecepatan pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka

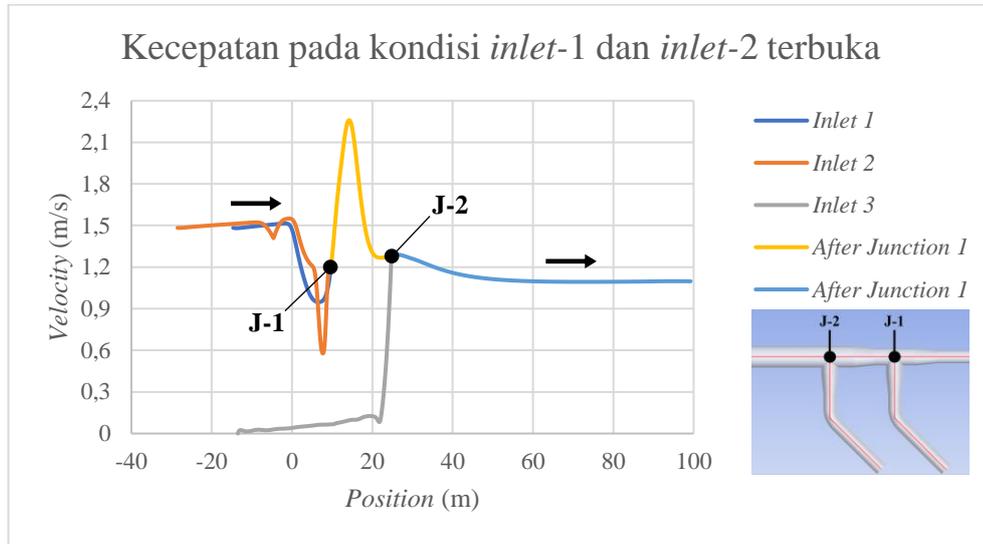
Pada Gambar 4.7 merupakan vektor kecepatan, dengan dua *inlet* yang terbuka yaitu *inlet-1* dan *inlet-2*, dimana kecepatan axial 1.48 m/s dan kecepatan tangential 0.1 m/s. Pada pembesaran diameter terjadi penurunan kecepatan yang seiring pembesaran diameter pipa tersebut. Selanjutnya pada titik pertemuan pipa terjadi kenaikan kecepatan aliran (ditunjukkan oleh warna kuning), hal ini karena disebabkan oleh gabungan aliran *inlet* lainnya dan menyebabkan bertambahnya debit aliran tersebut. Perlambatan yang terjadi pada setelah pertemuan *inlet-2* terlihat dengan adanya perubahan gradien warna menjadi biru pada bagian bawah penampang. Hal ini mengakibatkan secara tidak langsung terjadi penyempitan aliran secara alamiah pada penampang tersebut sehingga aliran air yang berada pada posisi atas akan mengalir menjadi lebih cepat. Pada pertemuan *inlet-3* terlihat tidak terjadi perubahan berarti dari meratanya kembali kecepatan hingga di *header* pipa, hal ini terlihat *wake* yang terbentuk setelah pertemuan *inlet-1* dan *inlet-2* terus menjadi kecil hingga melewati pertemuan *inlet-3*. Pada pipa *inlet-3* tidak terjadi aliran menuju *header* pipa, dimana air yang berada pada pipa cenderung stagnan sehingga dengan tetap mengisi pipa ini tanpa adanya udara yang terjebak. Pada pembelokan pipa *inlet-3* tidak terjadi perubahan apapun karena tidak adanya aliran fluida. Pada bagian keluaran *header* pipa distribusi laju aliran lebih merata, hal ini ditunjukkan dengan keseragaman gradien warna dan vektor, karena tidak adanya perubahan geometri maupun percabang pipa.



Gambar 4. 8 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap *iso-surface* pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka

Selanjutnya akan ditinjau kontur kecepatan pada tiap-tiap penampang *iso-surface*. Pada penampang (a) dan (i) terlihat kontur kecepatan yang merata. Pada penampang (b), terlihat adanya penurunan kecepatan akibat terjadi penyebaran aliran yang ditimbulkan dari pelebaran diameter pipa yang dilewati, dimana kecepatan yang lebih besar berada sebagian besar di tengah penampang pipa. Penampang (c) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan *inlet-1* dan *inlet-2*. Terlihat munculnya *wake* pada bawah penampang pipa yang menyebabkan peningkatan kecepatan pada bagian atas penampang pipa. Pada penampang (d), terjadi penurunan kecepatan kembali akibat peningkatan diameter, kecepatan dominan mengarah sedikit ke kanan akibat adanya kecepatan tangential. Pada daerah pembesaran pipa *wake* tereksansi mengikuti diameter pipa tersebut. Penampang (e) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan aliran utama dan *inlet-3*. Terlihat bahwa *wake* yang menuju stabil dimana tidak terpengaruh dengan adanya *inlet-3* yang tidak ada alirannya. Pada penampang (f) aliran menuju ke arah stabil seperti pada aliran masuk pada tiap *inlet*. Penampang (g) merupakan kontur setelah terjadinya pembelokan aliran pada pipa. Dapat dilihat dari gambar tidak adanya perubahan yang signifikan

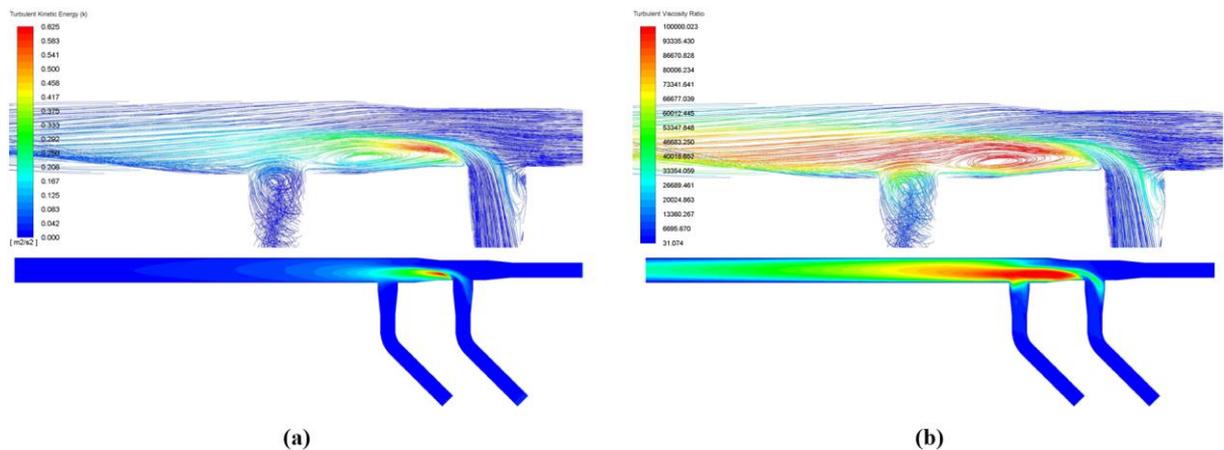
pada warna kontur penampang. Pada penampang (h) dan (j), fluida cenderung stagnan akibat *inlet-3* tertutup.



Gambar 4. 9 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka

Gambar 4.9 merupakan representatif perbandingan kecepatan aliran pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pada *inlet-1*, aliran stabil dengan sedikit kenaikan dan terjadinya penurunan kecepatan akibat pembesaran diameter pipa. Selanjutnya diikuti kenaikan kecepatan aliran yang drastis akibat pertemuan aliran dengan *inlet-2* dan mengalami penurunan kecepatan kembali akibat pembesaran diameter pipa. Setelah melewati pertemuan *inlet-3*, kecepatan kembali turun hingga mencapai fase stabilnya. Pada *inlet-2* terjadinya fluktuasi kecepatan yang tidak signifikan akibat terjadinya pembelokan aliran, lalu diikuti dengan penurunan kecepatan drastis akibat pembesaran diameter sebelum pertemuan aliran dengan sumbu utama. Adapun pada *Inlet-3* yang tertutup mendapat pengaruh dari percabangannya dimana pada awalnya tidak bergerak dan setelah mendekati titik percabangan mengalami peningkatan kecepatan yang dipengaruhi oleh aliran dari *inlet-1* dan *inlet-2*.

4.3.1.2 Analisa Turbulensi pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka



Gambar 4. 10 Pathline dan Kontur turbulensi pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka (a) *Turbulent Kinetic Energy* (b) *Turbulent Viscosity Ratio*

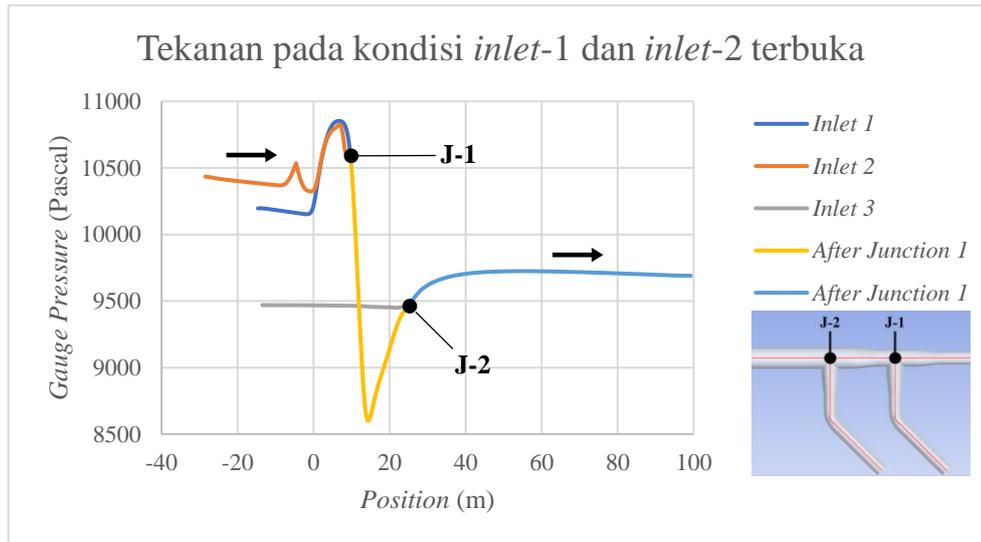
Dari Gambar 4.10 terlihat bahwa *wake* yang terjadi hanya terbentuk satu *wake* pada pertemuan *inlet-2*. Pada Gambar 4.10a menunjukkan nilai tertinggi energi kinetik turbulensi sebesar 0,634, nilai tertinggi tersebut terjadi akibat perubahan kecepatan mendadak dari tabrakan aliran dan perubahan arah aliran sehingga dicapainya nilai aliran rendah pada daerah tersebut. Nilai energi kinetik turbulensi pada pertemuan kedua sangat kecil sehingga dapat diabaikan karena tidak mempengaruhi aliran. Pada Gambar 4.10b menunjukkan rasio viskositas turbulensi. Rasio viskositas turbulensi dipengaruhi oleh energi kinetik turbulensi, pada simulasi ini memiliki nilai tertinggi sebesar 100000 yang mulai terbentuk pada percabangan awal dan percabangan kedua, dan mulai teredam setelah berada di *header* pipa. Teredamnya nilai rasio viskositas turbulensi disebabkan tidak ada perubahan geometri yang terjadi pada *header* pipa.

4.3.1.3 Analisa Tekanan pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka



Gambar 4. 11 Kontur tekanan statis pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka

Pada Gambar 4.11 terlihat kontur distribusi tekanan untuk seluruh area. Penggabungan *inlet-1* dan *inlet-2* menyebabkan debit meningkat dan menimbulkan kenaikan tekanan statis akibat benturan tersebut, selanjutnya tekanan menjadi rendah setelah penggabungan debit terjadi. Pembesaran diameter pipa mengakibatkan peningkatan tekanan statis pada penampang *header* pipa. Tekanan statis pada *inlet-2* lebih tinggi dibandingkan dengan *inlet-1*, dikarenakan adanya perubahan sudut masuk (90°) aliran *inlet-2* terhadap aliran sumbu utama (*inlet-1*). Tekanan statis merata pada bagian keluaran *header* pipa karena tidak adanya perubahan geometri maupun aliran dari *inlet-3*. Sedangkan pada *inlet-3* yang tidak mengalami aliran tekanannya mengikuti tekanan pada titik pertemuan aliran utama.

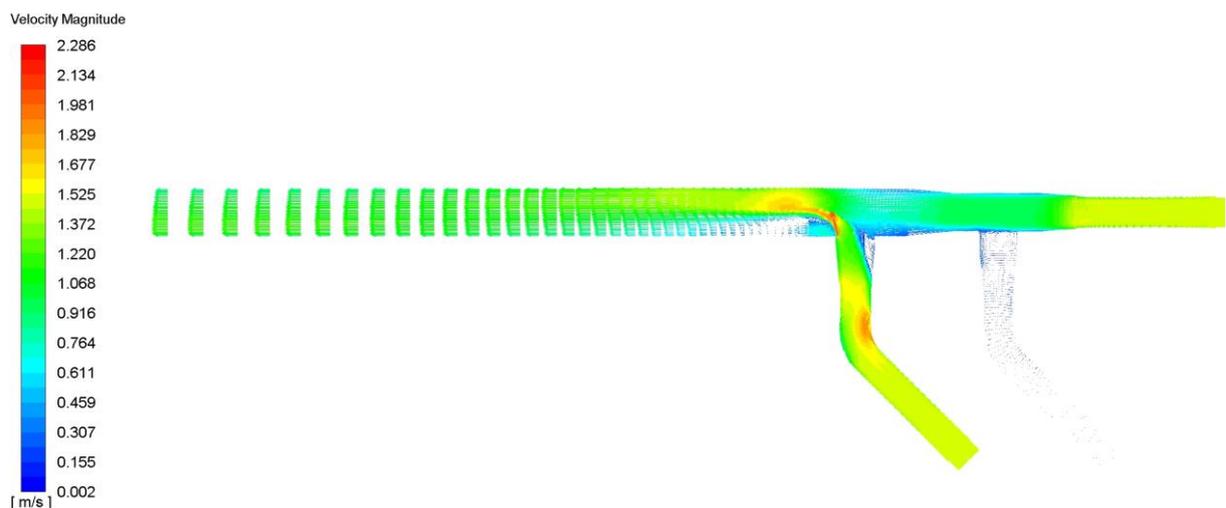


Gambar 4. 12 Grafik perbandingan tekanan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-2* terbuka

Gambar 4.12 merupakan representatif perbandingan tekanan pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pola tekanan statis memiliki grafik yang berbanding terbalik dengan laju aliran. Tekanan tertinggi terjadi pada daerah terjadinya pertemuan *inlet-1* dan *inlet-2*, karena hambatan yang disebabkan oleh benturan pada percabangan pipa dan pembesaran diameter pipa. Sedangkan tekanan terendah terjadi pada daerah setelah pertemuan dengan pipa *inlet-2*, karena terbentuk *wake* akibat terjadinya benturan aliran yang saling tegak lurus sehingga kecepatan menjadi lebih tinggi untuk daerah ini.

4.3.2 Analisa Aliran pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka

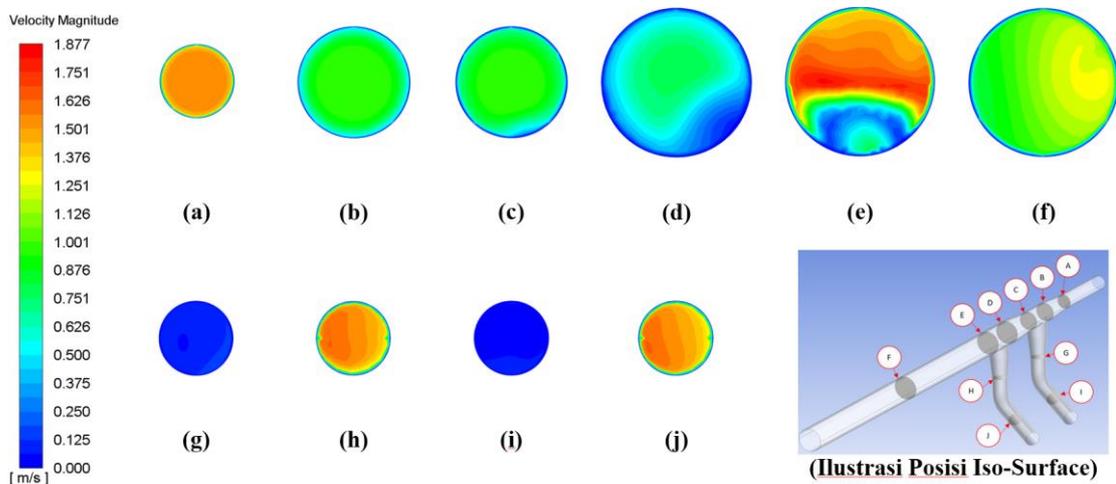
4.3.2.1 Analisa Kecepatan pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka



Gambar 4. 13 Vektor kecepatan pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka

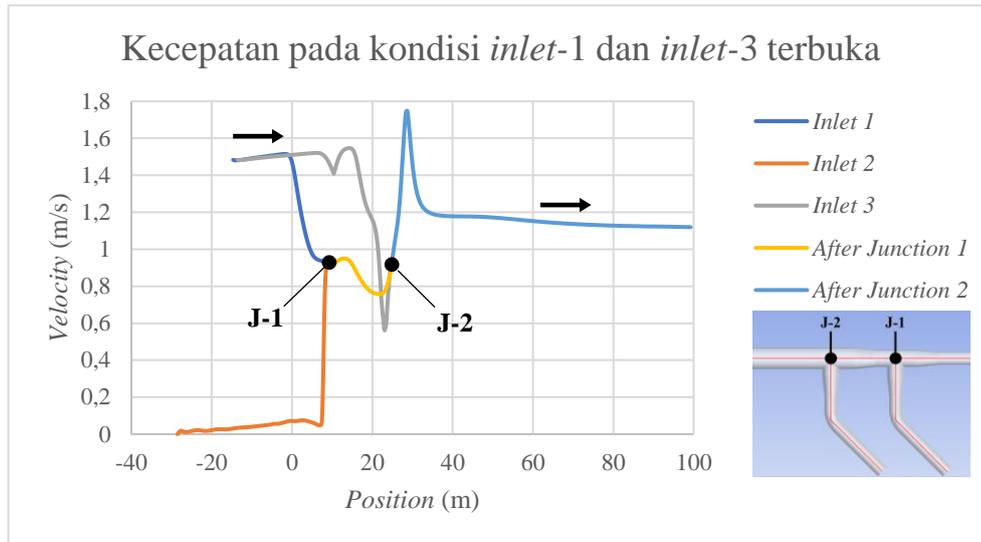
Pada Gambar 4.13 merupakan vektor kecepatan, dengan dua *inlet* yang terbuka yaitu *inlet-1* dan *inlet-3*, dimana kecepatan axial 1.48 m/s dan kecepatan tangensial 0.1 m/s. Pada pembesaran diameter terjadi penurunan kecepatan yang seiring pembesaran diameter pipa tersebut. Selanjutnya pada titik pertemuan pipa terjadi kenaikan kecepatan aliran (ditunjukkan

oleh warna kuning), hal ini karena disebabkan oleh gabungan aliran *inlet* lainnya dan menyebabkan bertambahnya debit aliran tersebut. Perlambatan yang terjadi pada setelah pertemuan *inlet-3* terlihat dengan adanya perubahan gradien warna menjadi biru pada bagian bawah penampang. Hal ini mengakibatkan secara tidak langsung terjadi penyempitan aliran secara alamiah pada penampang tersebut sehingga aliran air yang berada pada posisi atas akan mengalir menjadi lebih cepat. Pada pertemuan *inlet-2* tidak terjadi perubahan berarti dan kecepatan aliran *inlet-1* mengikuti perubahan geometri yang ada didepannya sebelum bertemu dengan *inlet-3*. Pada pipa *inlet-2* tidak terjadi aliran menuju percabangan, dimana air yang berada pada pipa cenderung stagnan sehingga dengan tetap mengisi pipa ini tanpa adanya udara yang terjebak. Pada pembelokan pipa *inlet-2* tidak terjadi perubahan apapun karena tidak adanya aliran fluida. Pada bagian keluaran *header* pipa distribusi laju aliran lebih merata, hal ini ditunjukkan dengan keseragaman gradien warna dan vektor, karena tidak adanya perubahan geometri maupun percabang pipa.



Gambar 4. 14 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap *iso-surface* pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka

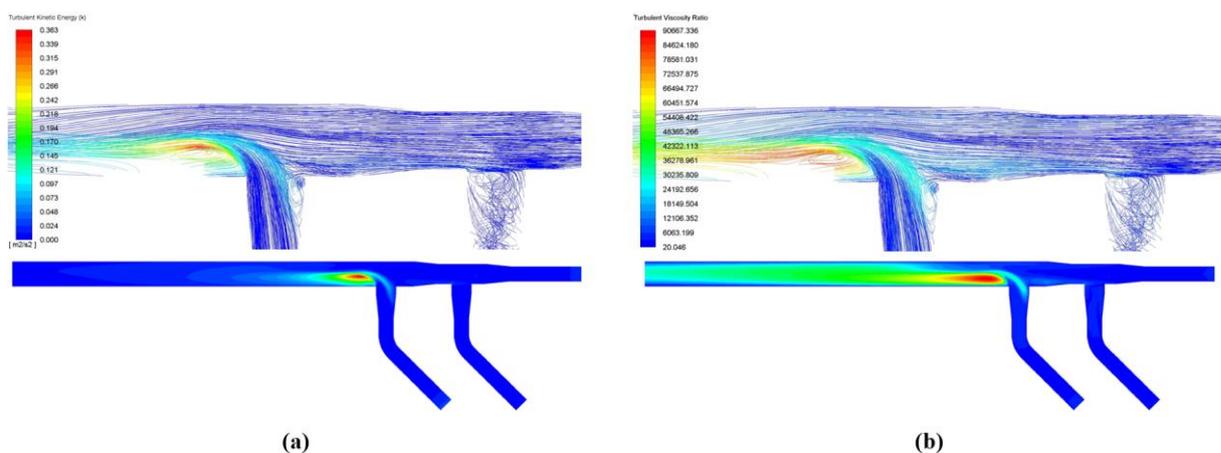
Selanjutnya akan ditinjau kontur kecepatan pada tiap-tiap penampang *iso-surface*. Pada penampang (a) dan (j) terlihat kontur kecepatan yang hampir merata. Pada penampang (b), terlihat adanya penurunan kecepatan akibat terjadi penyebaran aliran yang ditimbulkan dari pelebaran diameter pipa yang dilewati, dimana kecepatan yang lebih besar berada sebagian besar di tengah penampang pipa. Penampang (c) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan *inlet-1* dan *inlet-2*, terlihat tidak adanya pengaruh dari *inlet-2* akibat tidak adanya aliran. Pada penampang (d), terjadi penurunan kecepatan kembali akibat peningkatan diameter, kecepatan dominan mengarah sedikit ke kiri akibat adanya kecepatan tangential. Pada bagian bawah pipa mulai terbentuk *wake* akibat tertahannya aliran dari *inlet-3*. Penampang (e) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan aliran utama dan *inlet-3*. Terlihat *wake* ada pada bawah penampang pipa yang menyebabkan peningkatan kecepatan pada bagian atas penampang pipa. Pada penampang (f) aliran menuju ke arah stabil. Penampang (h) merupakan kontur setelah terjadinya pembelokan aliran pada pipa. Dapat dilihat dari gambar tidak adanya perubahan yang signifikan pada warna kontur penampang. Pada penampang (g) dan (i), fluida cenderung stagnan akibat *inlet-2* tertutup.



Gambar 4. 15 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka

Gambar 4.15 merupakan representatif perbandingan kecepatan aliran pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pada *inlet-1*, aliran stabil dengan sedikit kenaikan dan terjadinya penurunan kecepatan akibat pembesaran diameter pipa. Setelah melewati pertemuan *inlet-2*, mengalami penurunan kembali akibat pembesaran diameter. Selanjutnya diikuti kenaikan kecepatan aliran yang drastis akibat pertemuan aliran dengan *inlet-3*. Setelah itu, kecepatan kembali turun hingga mencapai fase stabilnya. Pada *inlet-3* terjadinya fluktuasi kecepatan yang tidak signifikan akibat terjadinya pembelokan aliran, lalu diikuti dengan penurunan kecepatan drastis akibat pembesaran diameter sebelum pertemuan aliran dengan sumbu utama. Adapun pada *Inlet-2* yang tertutup mendapat pengaruh dari percabangannya dimana pada awalnya tidak bergerak dan setelah mendekati titik percabangan mengalami peningkatan kecepatan yang dipengaruhi oleh aliran dari *inlet-1*.

4.3.2.2 Analisa Turbulensi pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka

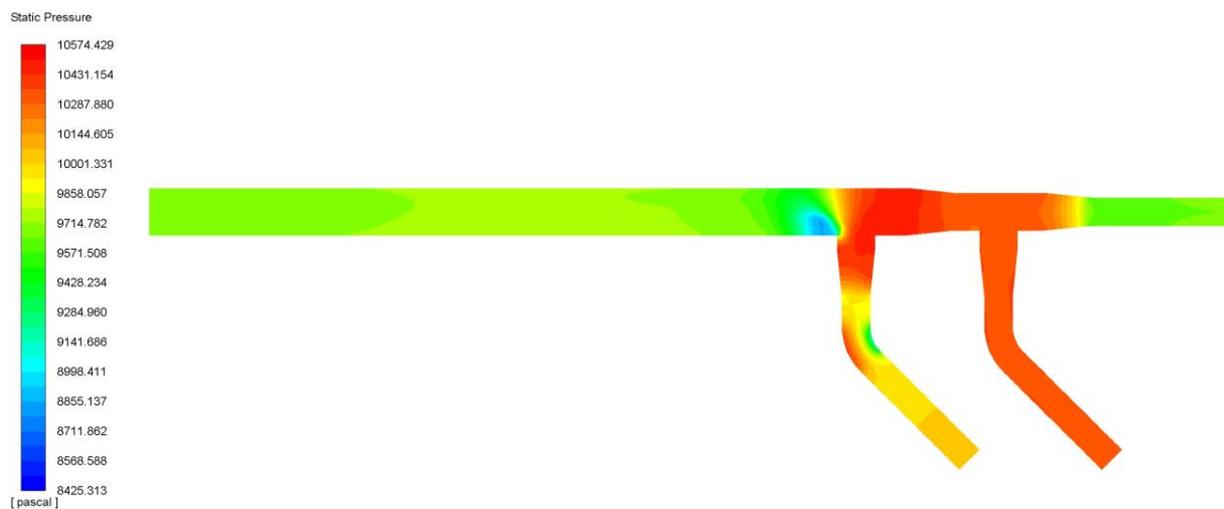


Gambar 4. 16 *Pathline* dan Kontur turbulensi pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka (a) *Turbulent Kinetic Energy* (b) *Turbulent Viscosity Ratio*

Dari Gambar 4.16 terlihat bahwa *wake* yang terjadi hanya terbentuk satu *wake* pada pertemuan *inlet-3*. Pada Gambar 4.16a menunjukkan nilai tertinggi energi kinetik turbulensi

sebesar 0,436, nilai tertinggi tersebut terjadi akibat perubahan kecepatan mendadak dari tabrakan aliran dan perubahan arah aliran sehingga dicapainya nilai aliran rendah pada daerah tersebut. Nilai energi kinetik turbulensi pada pertemuan pertama sangat kecil sehingga dapat diabaikan karena tidak mempengaruhi aliran. Pada Gambar 4.16b menunjukkan rasio viskositas turbulensi. Rasio viskositas turbulensi dipengaruhi oleh energi kinetik turbulensi, pada simulasi ini memiliki nilai tertinggi sebesar 91290,07 yang mulai terbentuk pada percabangan awal dan percabangan kedua, dan mulai teredam setelah berada di *header* pipa. Teredamnya nilai rasio viskositas turbulensi disebabkan tidak ada perubahan geometri yang terjadi pada *header* pipa.

4.3.2.3 Analisa Tekanan pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka



Gambar 4. 17 Kontur tekanan statis pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka

Pada Gambar 4.17 terlihat kontur distribusi tekanan untuk seluruh area. Penggabungan *inlet-1* dan *inlet-3* menyebabkan debit meningkat dan menimbulkan kenaikan tekanan statis akibat benturan tersebut, selanjutnya tekanan menjadi rendah setelah penggabungan debit terjadi. Pembesaran diameter pipa mengakibatkan peningkatan tekanan statis pada penampang *header* pipa. Tekanan statis pada *inlet-3* lebih tinggi dibandingkan dengan *inlet-1*, dikarenakan adanya perubahan sudut masuk (90°) aliran *inlet-3* terhadap aliran sumbu utama (*inlet-1*). Tekanan statis merata pada bagian keluaran *header* pipa karena tidak adanya perubahan geometri. Sedangkan pada *inlet-2* yang tidak mengalami aliran tekanannya mengikuti tekanan pada titik pertemuan aliran utama.

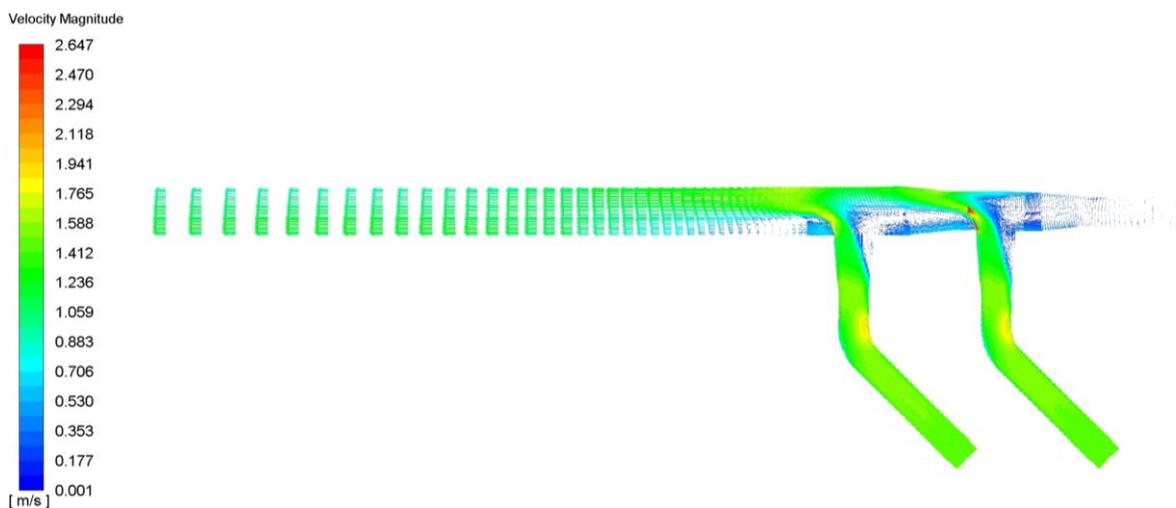


Gambar 4. 18 Grafik perbandingan tekanan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-1* dan *inlet-3* terbuka

Gambar 4.18 merupakan representatif perbandingan tekanan pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pola tekanan statis memiliki grafik yang berbanding terbalik dengan laju aliran. Tekanan tertinggi terjadi pada daerah terjadinya pertemuan *inlet-1* dan *inlet-3*, karena hambatan yang disebabkan oleh benturan pada percabangan pipa dan pembesaran diameter pipa. Sedangkan tekanan terendah terjadi pada daerah setelah pertemuan dengan pipa *inlet-3*, karena terbentuk *wake* akibat terjadinya benturan aliran yang saling tegak lurus sehingga kecepatan menjadi lebih tinggi untuk daerah ini.

4.3.3 Analisa Aliran pada kondisi *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka

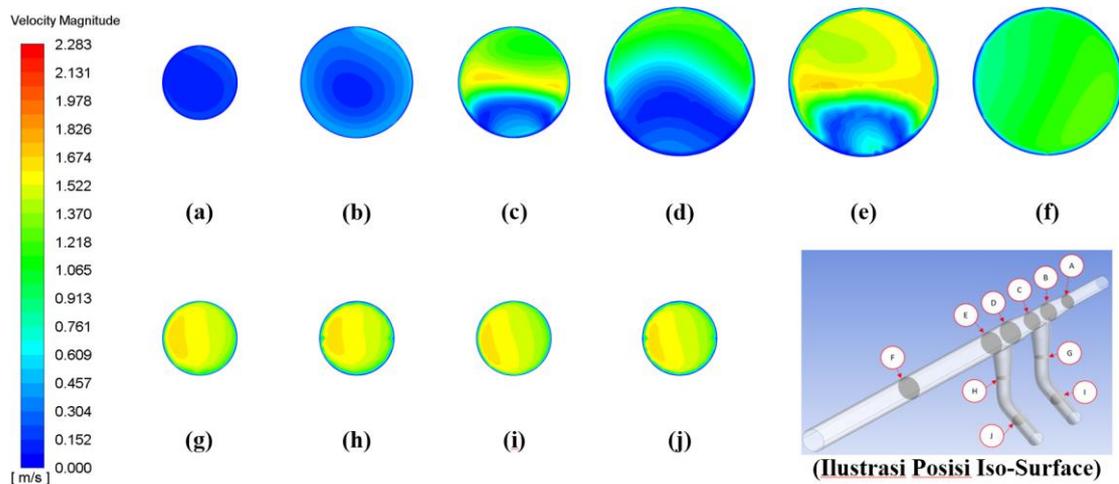
4.3.3.1 Analisa Kecepatan pada kondisi *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka



Gambar 4. 19 Vektor kecepatan pada kondisi *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka

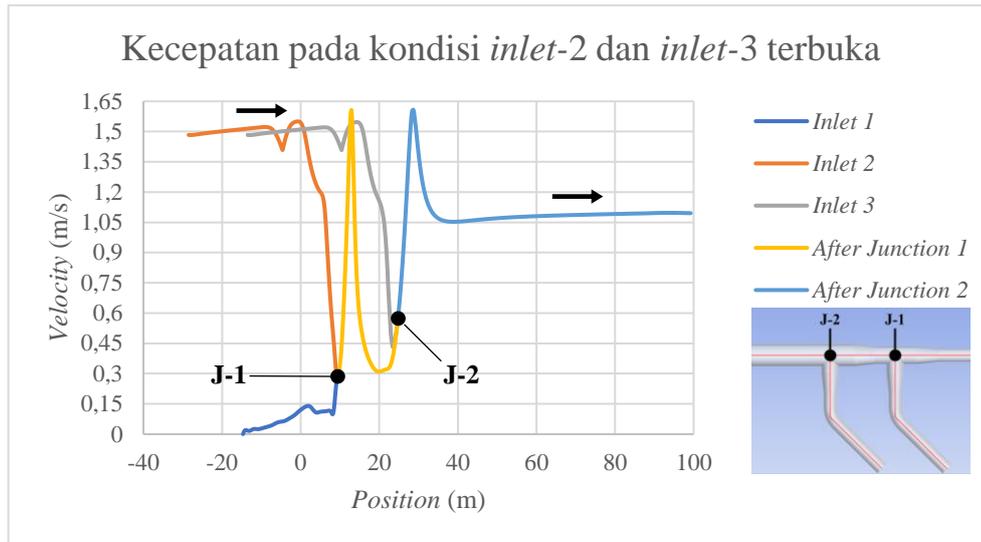
Pada Gambar 4.19 merupakan vektor kecepatan, dengan dua *inlet* yang terbuka yaitu *inlet-2* dan *inlet-3*, dimana kecepatan axial 1.48 m/s dan kecepatan tangensial 0.1 m/s. Pada pembesaran diameter terjadi penurunan kecepatan yang seiring pembesaran diameter pipa tersebut. Selanjutnya pada titik pertemuan pipa terjadi kenaikan kecepatan aliran (ditunjukkan

oleh warna kuning), hal ini karena disebabkan oleh gabungan aliran *inlet* lainnya dan menyebabkan bertambahnya debit aliran tersebut. Perlambatan yang terjadi pada setelah pertemuan *inlet-2* dan *inlet-3* terlihat dengan adanya perubahan gradien warna menjadi biru pada bagian bawah penampang. Hal ini mengakibatkan secara tidak langsung terjadi penyempitan aliran secara alamiah pada penampang tersebut sehingga aliran air yang berada pada posisi atas akan mengalir menjadi lebih cepat. Pada pertemuan *inlet-2* terjadi perubahan arah aliran yang tidak dipengaruhi oleh *inlet-1*. Selanjutnya, kecepatan aliran *inlet-2* mengikuti perubahan geometri yang ada didepannya sebelum bertemu dengan *inlet-3*. Pada pipa *inlet-1* tidak terjadi aliran menuju percabangan, dimana air yang berada pada pipa cenderung stagnan sehingga dengan tetap mengisi pipa ini tanpa adanya udara yang terjebak. Pada bagian keluaran *header* pipa distribusi laju aliran lebih merata, hal ini ditunjukkan dengan keseragaman gradien warna dan vektor, karena tidak adanya perubahan geometri maupun percabang pipa.



Gambar 4. 20 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap *iso-surface* pada kondisi *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka

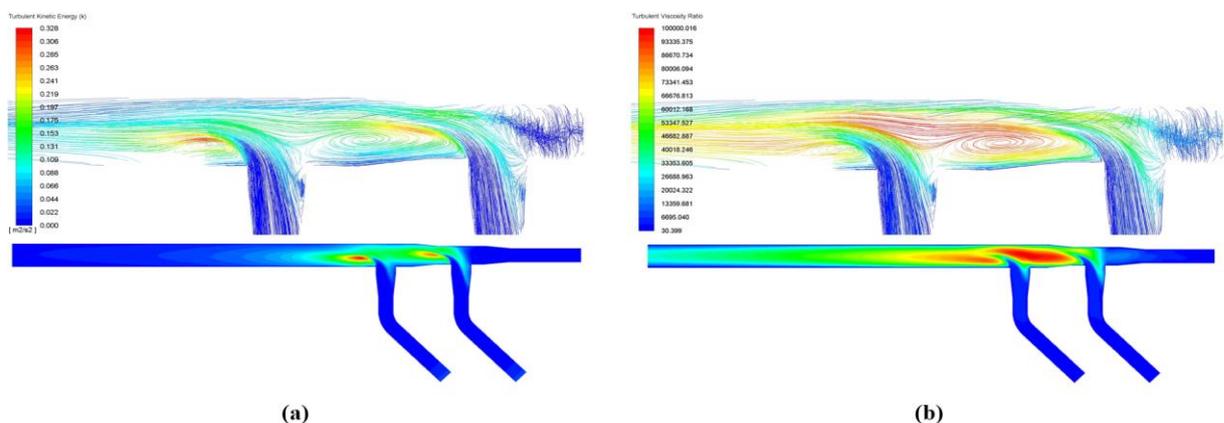
Selanjutnya akan ditinjau kontur kecepatan pada tiap-tiap penampang *iso-surface*. Pada penampang (i) dan (j) terlihat kontur kecepatan yang hampir merata. Penampang (g) dan (h) merupakan kontur setelah terjadinya pembelokan aliran pada pipa. Dapat dilihat dari gambar tidak adanya perubahan yang signifikan pada warna kontur penampang. Penampang (c) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan *inlet-2*. Terlihat munculnya *wake* pada bawah penampang pipa yang menyebabkan peningkatan kecepatan pada bagian atas penampang pipa. Pada penampang (d), terjadi penurunan kecepatan akibat peningkatan diameter, pada daerah pembesaran pipa *wake* terekspansi mengikuti diameter pipa tersebut. Penampang (e) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan aliran utama dan *inlet-3*. Terlihat muncul kembali *wake* pada bawah penampang pipa yang menyebabkan peningkatan kecepatan pada bagian atas penampang pipa. Pada penampang (f) aliran menuju ke arah stabil. Pada penampang (a) dan (b), fluida cenderung stagnan akibat *inlet-1* tertutup.



Gambar 4. 21 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka

Gambar 4.21 merupakan representatif perbandingan kecepatan aliran pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pada *inlet-2* dan *inlet-3*, aliran stabil dengan sedikit kenaikan dan fluktuasi kecepatan yang tidak signifikan akibat terjadinya pembelokan aliran, lalu diikuti dengan penurunan kecepatan drastis akibat pembesaran diameter sebelum pertemuan aliran dengan sumbu utama. Pertemuan *inlet-2* mengalami kenaikan kecepatan aliran yang drastis akibat perubahan arah aliran yang menyebabkan terbentuknya *wake* pada bagian bawah penampang. Lalu, mengalami penurunan kecepatan kembali akibat pembesaran diameter pipa dan diikuti kenaikan kecepatan aliran yang tinggi kembali setelah terjadi pertemuan aliran dengan *inlet-3*. Setelah itu, kecepatan kembali turun hingga mencapai fase stabilnya. Adapun pada *Inlet-1* yang tertutup mendapat pengaruh dari percabangannya dimana pada awalnya tidak bergerak dan setelah mendekati titik percabangan mengalami peningkatan kecepatan yang dipengaruhi oleh aliran dari *inlet-2*.

4.3.3.2 Analisa Turbulensi pada kondisi *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka

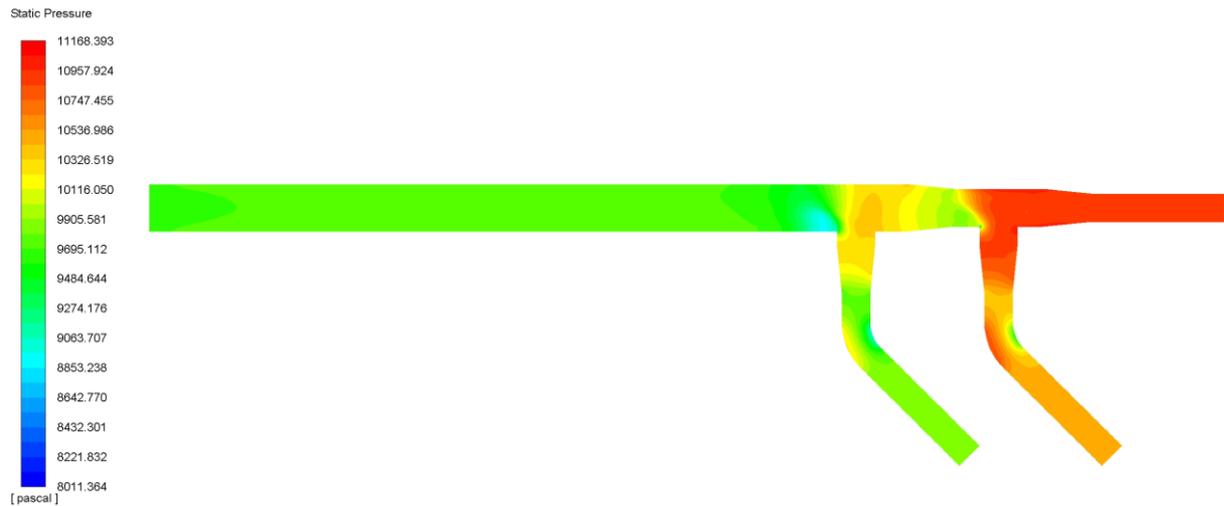


Gambar 4. 22 *Pathline* dan Kontur turbulensi pada kondisi *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka (a) *Turbulent Kinetic Energy* (b) *Turbulent Viscosity Ratio*

Dari Gambar 4.22 terlihat bahwa terbentuk dua *wake* pada pertemuan *inlet-2* dan *inlet-3*. Pada Gambar 4.22a menunjukkan nilai tertinggi energi kinetik turbulensi sebesar 0,364, nilai

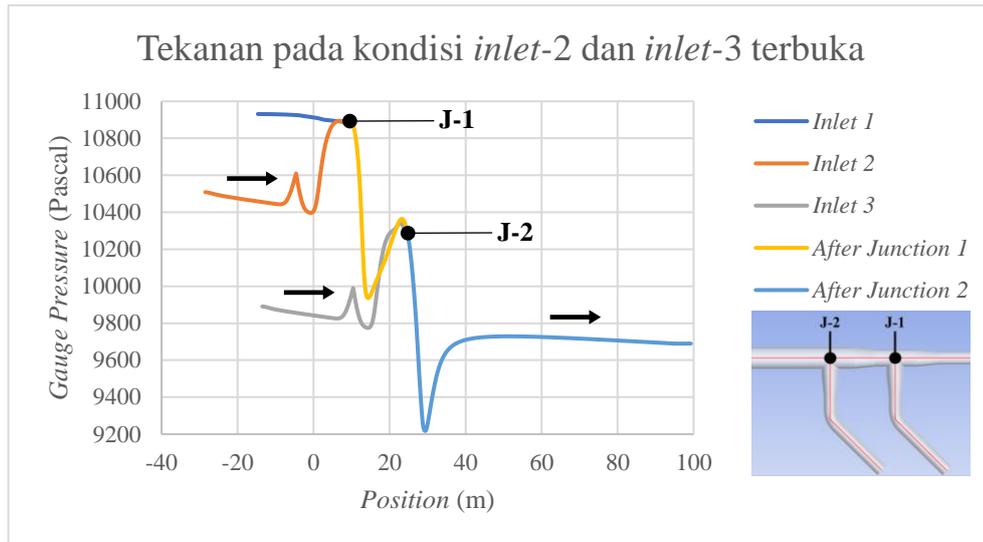
tertinggi tersebut terjadi akibat perubahan arah aliran sehingga dicapainya nilai aliran rendah pada bagian bawah penampang serta penggabungan aliran dari *inlet-2*. Pada Gambar 4.22b menunjukkan rasio viskositas turbulensi. Rasio viskositas turbulensi dipengaruhi oleh energi kinetik turbulensi, pada simulasi ini memiliki nilai tertinggi sebesar 100000 yang mulai terbentuk pada percabangan awal dan percabangan kedua, dan mulai teredam setelah berada di *header* pipa. Teredamnya nilai rasio viskositas turbulensi disebabkan tidak ada perubahan geometri yang terjadi pada *header* pipa.

4.3.3.3 Analisa Tekanan pada kondisi *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka



Gambar 4. 23 Kontur tekanan statis pada kondisi *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka

Pada Gambar 4.23 terlihat kontur distrubsi tekanan untuk seluruh area. Perubahan arah aliran *inlet-2* dan *inlet-3* menyebabkan kecepatan meningkat pada bagian atas penampang dan menimbulkan kenaikan tekanan statis, selanjutnya tekanan menjadi rendah setelah penyempitan daerah aliran. Pembesaran diameter pipa mengakibatkan peningkatan tekanan statis pada penampang *header* pipa. Tekanan statis pada *inlet-2* lebih tinggi dibandingkan dengan *inlet-3*, dikarenakan *inlet-2* mendapat tahanan dari pertemuan *inlet-3*. Tekanan statis merata pada bagian keluaran *header* pipa karena tidak adanya perubahan geometri. Sedangkan pada *inlet-1* yang tidak mengalami aliran tekanannya mengikuti tekanan pada titik pertemuan aliran utama.



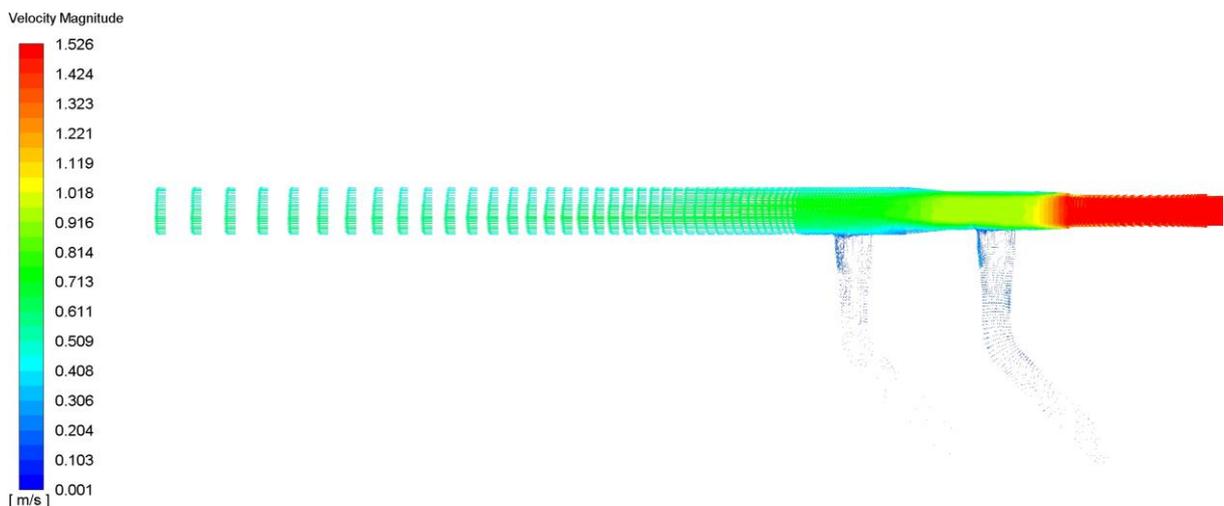
Gambar 4. 24 Grafik perbandingan tekanan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-2* dan *inlet-3* terbuka

Gambar 4.24 merupakan representatif perbandingan tekanan pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pola tekanan statis memiliki grafik yang berbanding terbalik dengan laju aliran. Tekanan tertinggi terjadi pada daerah terjadinya pertemuan *inlet-1* dan *inlet-2*, karena hambatan yang disebabkan oleh perubahan arah aliran dan pembesaran diameter pipa. Sedangkan tekanan terendah terjadi pada daerah setelah pertemuan dengan pipa *inlet-3*, karena terbentuk *wake* akibat terjadinya benturan aliran yang saling tegak lurus sehingga kecepatan menjadi lebih tinggi untuk daerah ini.

4.4 Analisa Aliran pada kondisi satu *inlet* terbuka

4.4.1 Analisa Aliran pada kondisi *inlet-1* terbuka

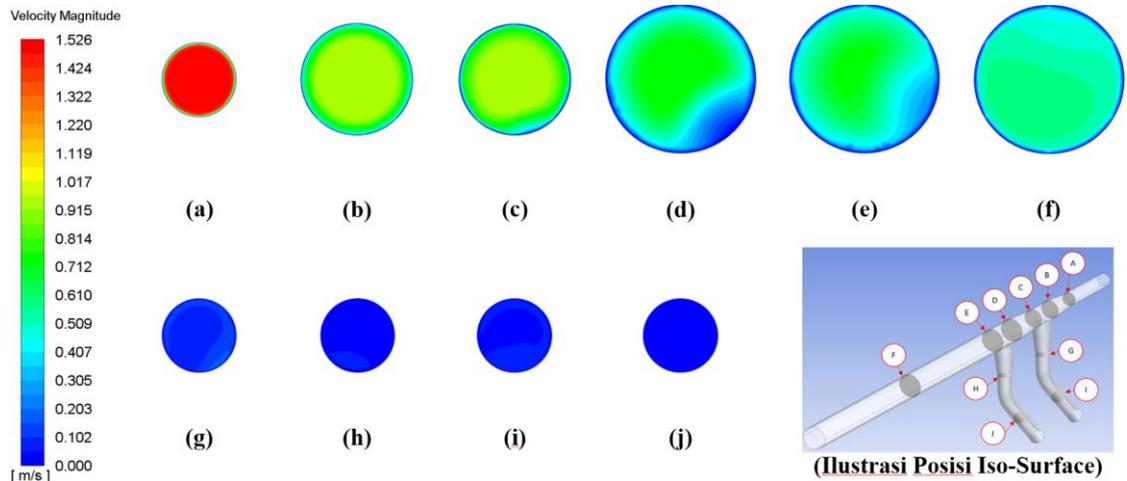
4.4.1.1 Analisa Kecepatan pada kondisi *inlet-1* terbuka



Gambar 4. 25 Vektor kecepatan pada kondisi *inlet-1* terbuka

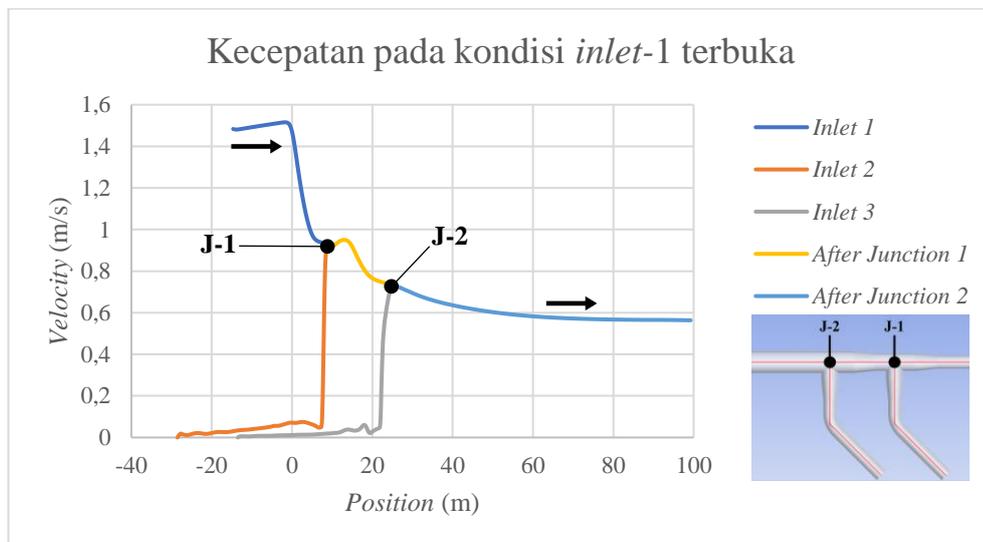
Pada Gambar 4.25 merupakan vektor kecepatan, dengan satu *inlet* yang terbuka yaitu *inlet-1*, dimana kecepatan axial 1.48 m/s dan kecepatan tangential 0.1 m/s. Pada pembesaran diameter terjadi penurunan kecepatan yang seiring pembesaran diameter pipa tersebut. Pada

pertemuan *inlet-2* dan pertemuan *inlet-3* tidak terjadi perubahan berarti dan kecepatan aliran *inlet-1* mengikuti perubahan geometri yang ada didepannya hingga mencapai *outlet header* pipa. Pada pipa *inlet-2* dan *inlet-3* tidak terjadi aliran menuju percabangan, dimana air yang berada pada pipa cenderung stagnan sehingga dengan tetap mengisi pipa ini tanpa adanya udara yang terjebak.



Gambar 4. 26 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap *iso-surface* pada kondisi *inlet-1* terbuka

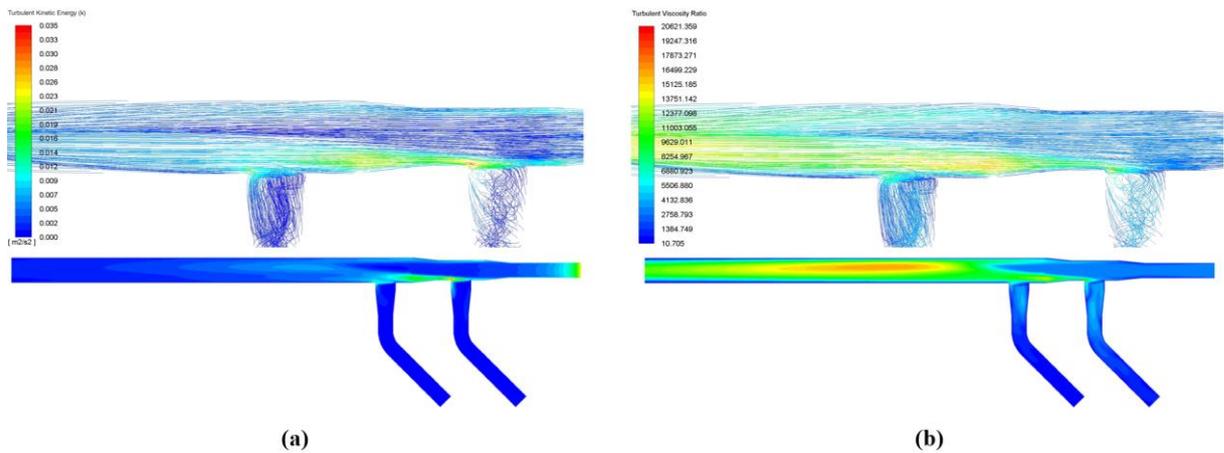
Selanjutnya akan ditinjau kontur kecepatan pada tiap-tiap penampang *iso-surface*. Pada penampang (a) terlihat kontur kecepatan yang merata. Pada penampang (b), terlihat adanya penurunan kecepatan akibat terjadi penyebaran aliran yang ditimbulkan dari pelebaran diameter pipa yang dilewati, dimana kecepatan yang lebih besar berada sebagian besar di tengah penampang pipa. Penampang (c) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan *inlet-1* dan *inlet-2*, terlihat tidak adanya pengaruh dari *inlet-2* akibat tidak adanya aliran. Pada penampang (d), terjadi penurunan kecepatan kembali akibat peningkatan diameter, kecepatan dominan mengarah sedikit ke kiri akibat adanya kecepatan tangential. Penampang (e) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan aliran utama dan *inlet-3*. Terlihat bahwa aliran yang menuju stabil dimana tidak terpengaruh dengan adanya *inlet-3* yang tidak ada alirannya. Pada penampang (g), (h), (i) dan (j); fluida cenderung stagnan akibat *inlet-2* dan *inlet-3* tertutup.



Gambar 4. 27 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-1* terbuka

Gambar 4.27 merupakan representatif perbandingan kecepatan aliran pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pada *inlet-1*, aliran stabil dengan sedikit kenaikan dan terjadinya penurunan kecepatan akibat pembesaran diameter pipa. Setelah melewati pertemuan *inlet-2*, mengalami penurunan kembali akibat pembesaran diameter. Selanjutnya, pada pertemuan *inlet-3* kecepatan kembali turun hingga mencapai fase stabilnya. Adapun pada *inlet-2* dan *inlet-3* yang tertutup mendapat pengaruh dari percabangannya dimana pada awalnya tidak bergerak dan setelah mendekati titik percabangan mengalami peningkatan kecepatan yang dipengaruhi oleh aliran dari *inlet-1*.

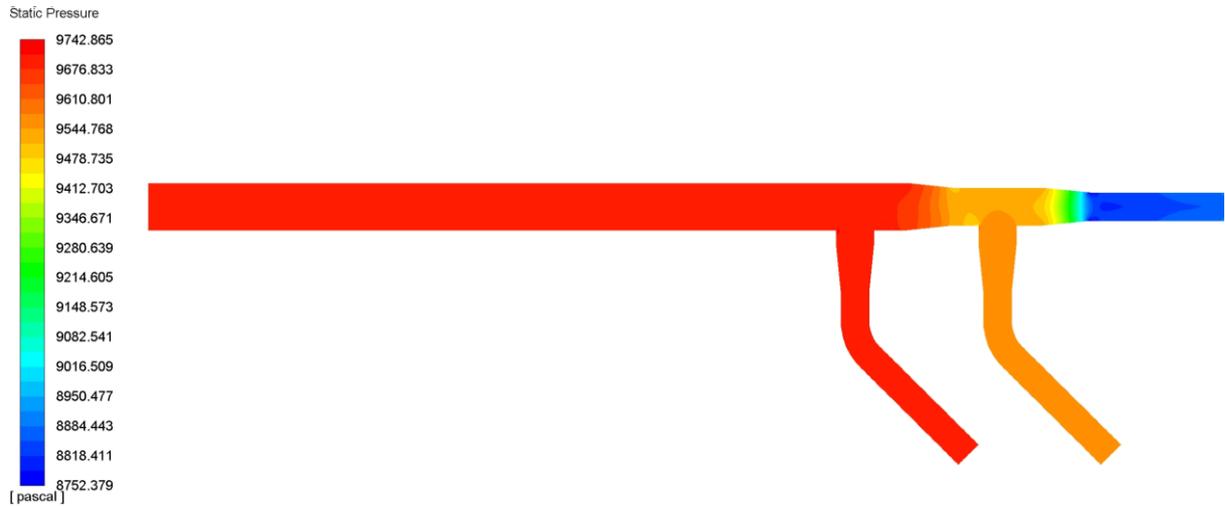
4.4.1.2 Analisa Turbulensi pada kondisi *inlet-1* terbuka



Gambar 4. 28 Pathline dan Kontur turbulensi pada kondisi *inlet-1* terbuka (a) *Turbulent Kinetic Energy* (b) *Turbulent Viscosity Ratio*

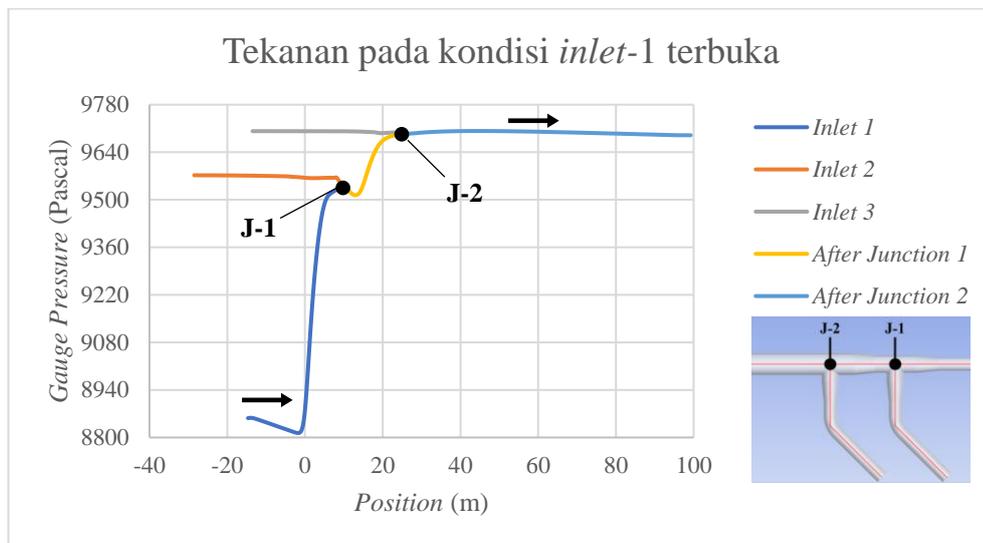
Dari Gambar 4.28 terlihat bahwa terbentuk *wake* yang relatif sangat kecil. Pada Gambar 4.28a menunjukkan nilai tertinggi energi kinetik turbulensi sebesar 0,0386, nilai tertinggi tersebut terjadi akibat adanya dinding terbuka yang merupakan daerah dari *inlet-2*. Pada Gambar 4.28b menunjukkan rasio viskositas turbulensi. Rasio viskositas turbulensi dipengaruhi oleh energi kinetik turbulensi, pada simulasi ini memiliki nilai tertinggi sebesar 21227,492 yang mulai terbentuk pada percabangan awal dan percabangan kedua, dan mulai teredam setelah berada di *header* pipa. Teredamnya nilai rasio viskositas turbulensi disebabkan tidak ada perubahan geometri yang terjadi pada *header* pipa.

4.4.1.3 Analisa Tekanan pada kondisi *inlet-1* terbuka



Gambar 4. 29 Kontur tekanan statis pada kondisi *inlet-1* terbuka

Pada Gambar 4.29 terlihat kontur distribusi tekanan untuk seluruh area. Pembesaran diameter pipa mengakibatkan penurunan kecepatan rata-rata pada penampang tersebut dan mengakibatkan peningkatan tekanan statis. Sedangkan pada *inlet-2* dan *inlet-3* yang tidak mengalami aliran, tekanannya mengikuti tekanan pada titik pertemuan aliran utama.

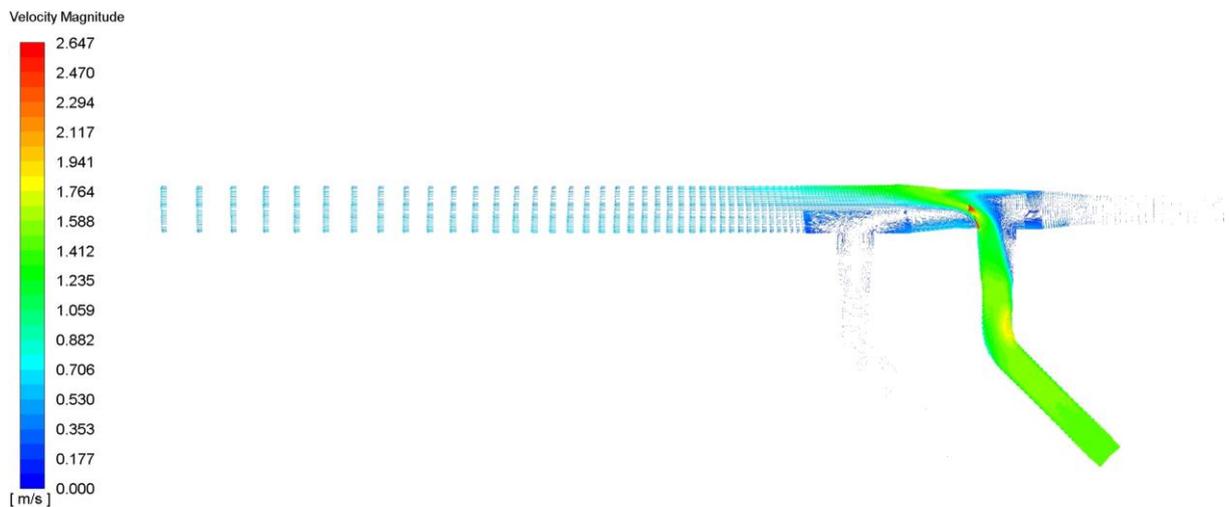


Gambar 4. 30 Grafik perbandingan tekanan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-1* terbuka

Gambar 4.30 merupakan representatif perbandingan tekanan pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pola tekanan statis memiliki grafik yang berbanding terbalik dengan laju aliran. Tekanan tertinggi terjadi pada daerah terjadinya pertemuan *inlet-3*, yang disebabkan oleh pembesaran diameter pipa. Sedangkan tekanan terendah terjadi pada daerah pipa *inlet-1*, karena memiliki diameter pipa yang lebih kecil dibandingkan daerah lainnya sehingga kecepatan menjadi lebih tinggi untuk daerah ini.

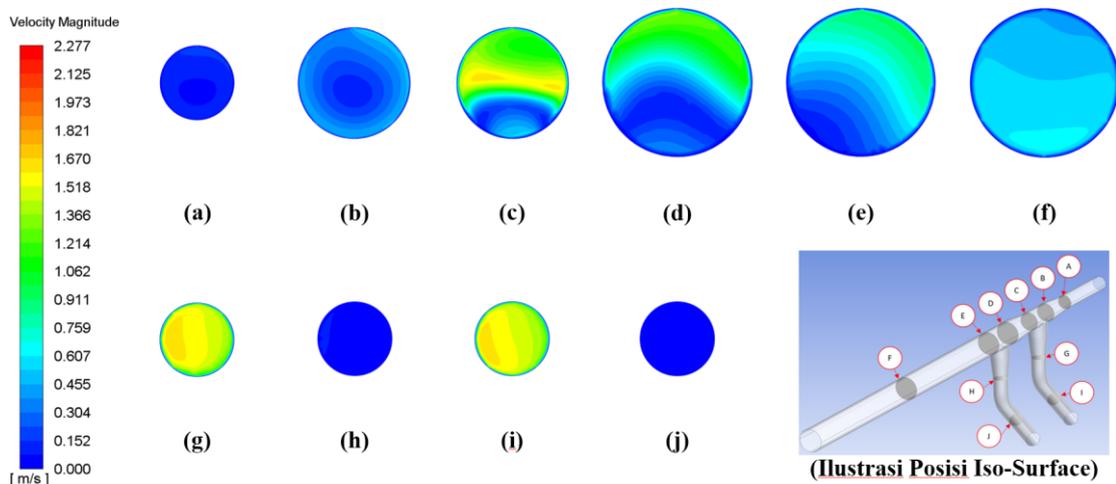
4.4.2 Analisa Aliran pada kondisi *inlet-2* terbuka

4.4.2.1 Analisa Kecepatan pada kondisi *inlet-2* terbuka



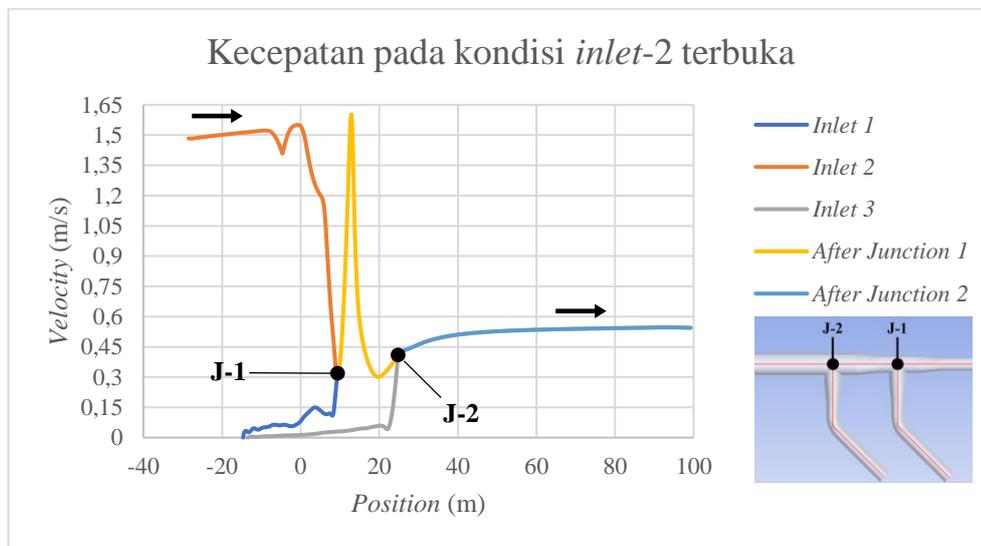
Gambar 4. 31 Vektor kecepatan pada kondisi *inlet-2* terbuka

Pada Gambar 4.31 merupakan vektor kecepatan, dengan satu *inlet* yang terbuka yaitu *inlet-2*, dimana kecepatan axial 1.48 m/s dan kecepatan tangential 0.1 m/s. Pada pembesaran diameter terjadi penurunan kecepatan yang seiring pembesaran diameter pipa tersebut. Perlambatan yang terjadi pada setelah pertemuan *inlet-2* terlihat dengan adanya perubahan gradien warna menjadi biru pada bagian bawah penampang. Hal ini mengakibatkan secara tidak langsung terjadi penyempitan aliran secara alamiah pada penampang tersebut sehingga aliran air yang berada pada posisi atas akan mengalir menjadi lebih cepat. Pada pertemuan *inlet-2* terjadi perubahan arah aliran yang tidak dipengaruhi oleh *inlet-1*. Pada pertemuan *inlet-3* juga terlihat tidak terjadi perubahan berarti dari meratanya kembali kecepatan hingga di *header* pipa, hal ini terlihat *wake* yang terbentuk setelah pertemuan *inlet-2* terus menjadi kecil hingga melewati pertemuan *inlet-3*. Pada pipa *inlet-1* dan *inlet-3* tidak terjadi aliran menuju percabangan, dimana air yang berada pada pipa cenderung stagnan sehingga dengan tetap mengisi pipa ini tanpa adanya udara yang terjebak. Pada bagian keluaran *header* pipa distribusi laju aliran lebih merata, hal ini ditunjukkan dengan keseragaman gradien warna dan vektor, karena tidak adanya perubahan geometri maupun percabang pipa.



Gambar 4. 32 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap *iso-surface* pada kondisi *inlet-2* terbuka

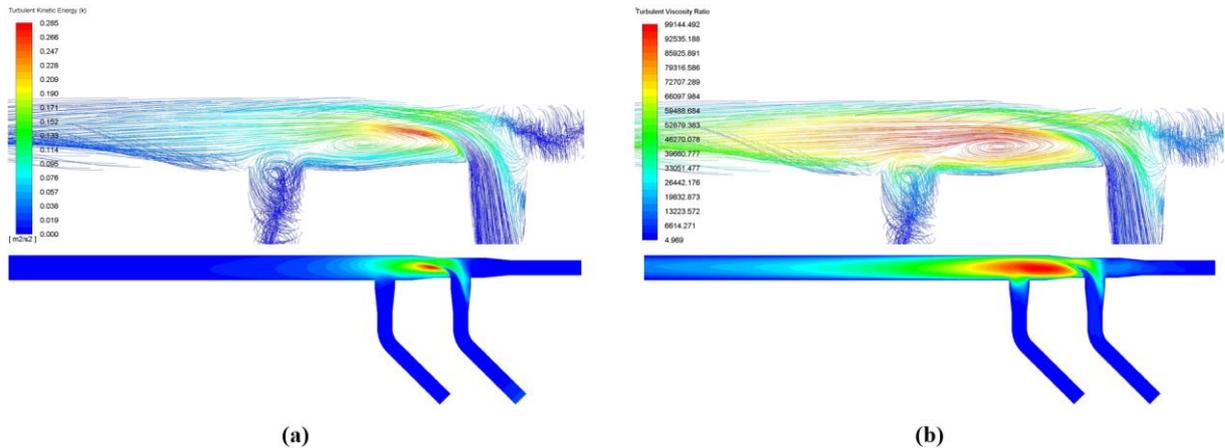
Selanjutnya akan ditinjau kontur kecepatan pada tiap-tiap penampang *iso-surface*. Pada penampang (i) terlihat kontur kecepatan yang hampir merata. Penampang (g) merupakan kontur setelah terjadinya pembelokan aliran pada pipa. Dapat dilihat dari gambar tidak adanya perubahan yang signifikan pada warna kontur penampang. Penampang (c) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan *inlet-2*. Terlihat munculnya *wake* pada bawah penampang pipa yang menyebabkan peningkatan kecepatan pada bagian atas penampang pipa. Pada penampang (d), terjadi penurunan kecepatan akibat peningkatan diameter, pada daerah pembesaran pipa *wake* tereksansi mengikuti diameter pipa tersebut. Penampang (e) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan aliran utama dan *inlet-3*. Terlihat bahwa *wake* yang menuju stabil dimana tidak terpengaruh dengan adanya *inlet-3* yang tidak ada alirannya. Pada penampang (f) aliran menuju ke arah stabil. Pada penampang (a), (b), (h), dan (j); fluida cenderung stagnan akibat *inlet-1* dan *inlet-3* tertutup.



Gambar 4. 33 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-2* terbuka

Gambar 4.33 merupakan representatif perbandingan kecepatan aliran pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pada *inlet-2*, aliran stabil dengan sedikit kenaikan dan fluktuasi kecepatan yang tidak signifikan akibat terjadinya pembelokan aliran, lalu diikuti dengan penurunan kecepatan drastis akibat pembesaran diameter sebelum pertemuan aliran dengan sumbu utama. Pertemuan *inlet-2* mengalami kenaikan kecepatan aliran yang drastis akibat perubahan arah aliran yang menyebabkan terbentuknya *wake* pada bagian bawah penampang. Lalu, mengalami penurunan kecepatan kembali akibat pembesaran diameter pipa dan pada pertemuan aliran dengan *inlet-3* kecepatan kembali naik hingga mencapai fase stabilnya. Adapun pada *inlet-1* dan *inlet-3* yang tertutup mendapat pengaruh dari percabangannya dimana pada awalnya tidak bergerak dan setelah mendekati titik percabangan mengalami peningkatan kecepatan yang dipengaruhi oleh aliran dari *inlet-2*.

4.4.2.2 Analisa Turbulensi pada kondisi *inlet-2* terbuka



Gambar 4. 34 *Pathline* dan Kontur turbulensi pada kondisi *inlet-2* terbuka (a) *Turbulent Kinetic Energy* (b) *Turbulent Viscosity Ratio*

Dari Gambar 4.34 terlihat bahwa terbentuk satu *wake* pada pertemuan *inlet-2*. Pada Gambar 4.34a menunjukkan nilai tertinggi energi kinetik turbulensi sebesar 0,287, nilai tertinggi tersebut terjadi akibat perubahan arah aliran sehingga dicapainya nilai aliran rendah pada bagian bawah penampang. Pada Gambar 4.34b menunjukkan rasio viskositas turbulensi. Rasio viskositas turbulensi dipengaruhi oleh energi kinetik turbulensi, pada simulasi ini memiliki nilai tertinggi sebesar 99358,602 yang mulai terbentuk pada percabangan awal dan percabangan kedua, dan mulai teredam setelah berada di *header* pipa. Teredamnya nilai rasio viskositas turbulensi disebabkan tidak ada perubahan geometri yang terjadi pada *header* pipa.

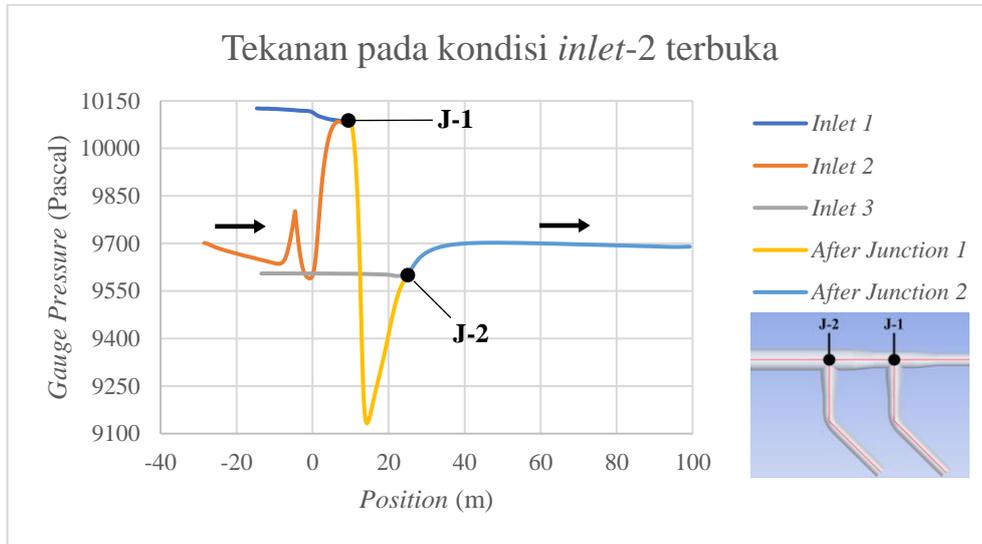
4.4.2.3 Analisa Tekanan pada kondisi *inlet-2* terbuka



Gambar 4. 35 Kontur tekanan statis pada kondisi *inlet-2* terbuka

Pada Gambar 4.35 terlihat kontur distribusi tekanan untuk seluruh area. Perubahan arah aliran *inlet-2* menyebabkan kecepatan meningkat pada bagian atas penampang dan menimbulkan kenaikan tekanan statis, selanjutnya tekanan menjadi rendah setelah penyempitan daerah aliran. Pembesaran diameter pipa mengakibatkan peningkatan tekanan statis pada

penampang *header* pipa. Sedangkan pada *inlet-1* dan *inlet-3* yang tidak mengalami aliran tekanannya mengikuti tekanan pada titik pertemuan aliran utama.

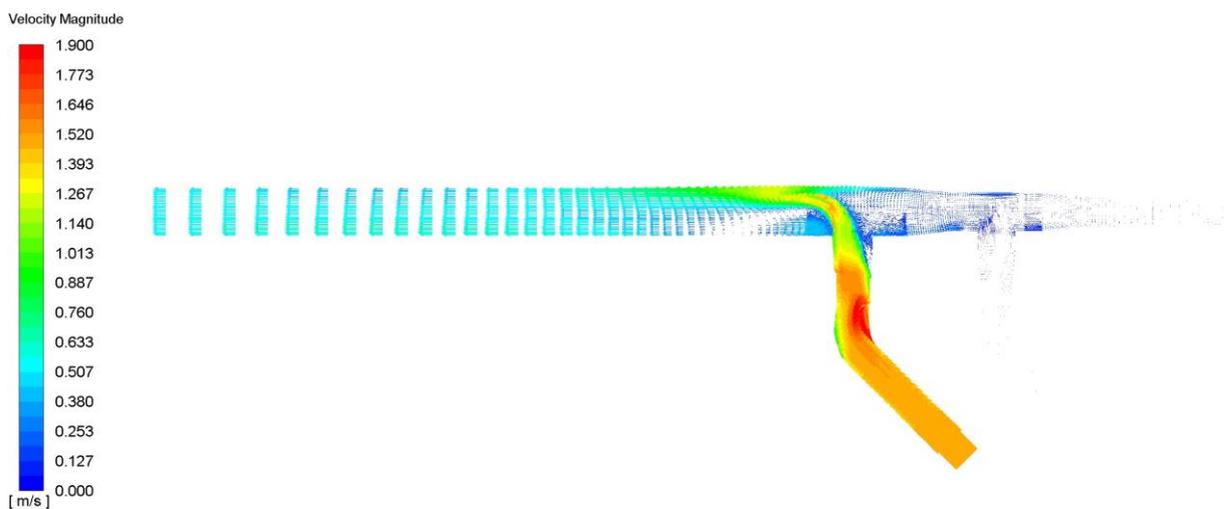


Gambar 4. 36 Grafik perbandingan tekanan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-2* terbuka

Gambar 4.36 merupakan representatif perbandingan tekanan pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pola tekanan statis memiliki grafik yang berbanding terbalik dengan laju aliran. Tekanan tertinggi terjadi pada daerah terjadinya pertemuan *inlet-2*, karena hambatan yang disebabkan oleh perubahan arah aliran dan pembesaran diameter pipa. Sedangkan tekanan terendah terjadi pada daerah setelah terjadinya pertemuan *inlet-2*, karena terbentuk *wake* akibat perubahan arah aliran.

4.4.3 Analisa Aliran pada kondisi *inlet-3* terbuka

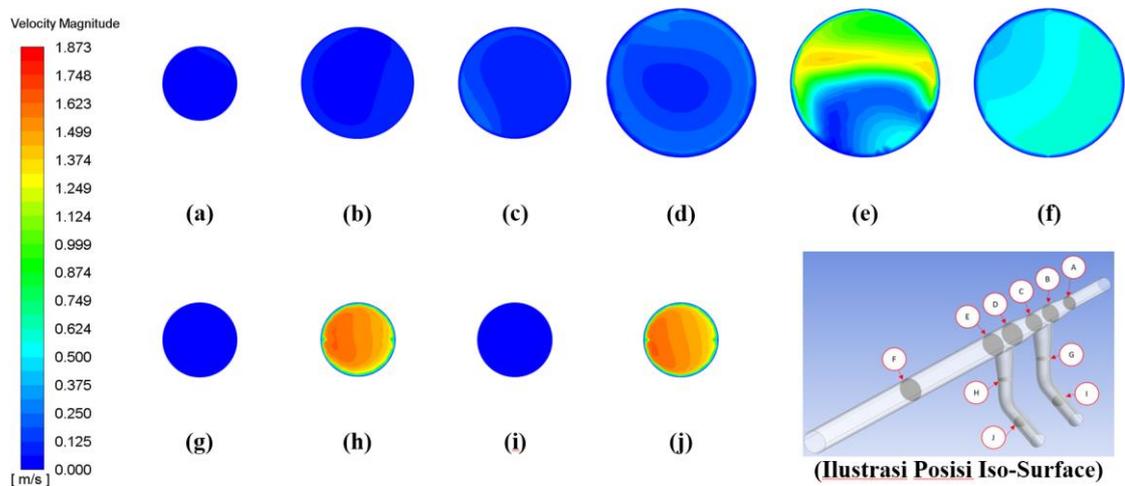
4.4.3.1 Analisa Kecepatan pada kondisi *inlet-3* terbuka



Gambar 4. 37 Vektor kecepatan pada kondisi *inlet-3* terbuka

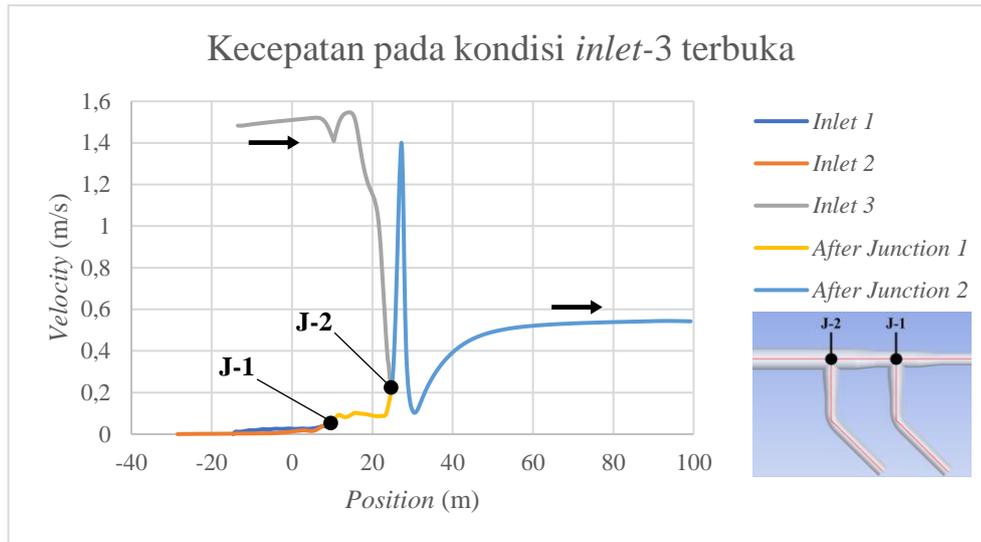
Pada Gambar 4.37 merupakan vektor kecepatan, dengan satu *inlet* yang terbuka yaitu *inlet-3*, dimana kecepatan axial 1.48 m/s dan kecepatan tangential 0.1 m/s. Pada pembesaran

diameter terjadi penurunan kecepatan yang seiring pembesaran diameter pipa tersebut. Perlambatan yang terjadi pada setelah pertemuan *inlet-3* terlihat dengan adanya perubahan gradien warna menjadi biru pada bagian bawah penampang. Hal ini mengakibatkan secara tidak langsung terjadi penyempitan aliran secara alamiah pada penampang tersebut sehingga aliran air yang berada pada posisi atas akan mengalir menjadi lebih cepat. Pada pertemuan *inlet-3* terjadi perubahan arah aliran yang tidak dipengaruhi oleh *inlet-1* maupun oleh *inlet-2*. Pada pipa *inlet-1* dan *inlet-2* tidak terjadi aliran menuju percabangan, dimana air yang berada pada pipa cenderung stagnan sehingga dengan tetap mengisi pipa ini tanpa adanya udara yang terjebak. Pada bagian keluaran *header* pipa distribusi laju aliran lebih merata, hal ini ditunjukkan dengan keseragaman gradien warna dan vektor, karena tidak adanya perubahan geometri maupun percabang pipa.



Gambar 4. 38 Kontur kecepatan ditinjau pada tiap *iso-surface* pada kondisi *inlet-3* terbuka

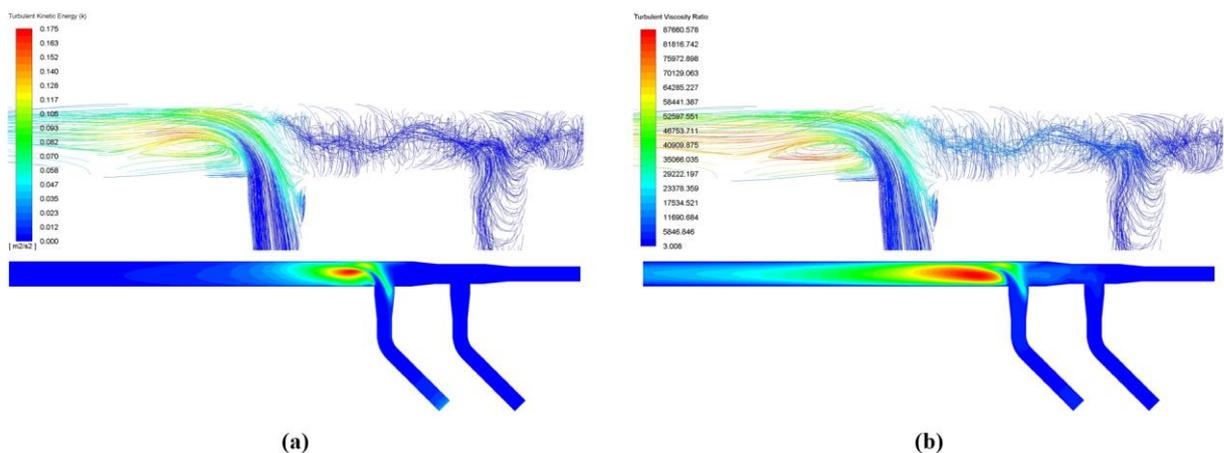
Selanjutnya akan ditinjau kontur kecepatan pada tiap-tiap penampang *iso-surface*. Pada penampang (j) terlihat kontur kecepatan yang hampir merata. Penampang (h) merupakan kontur setelah terjadinya pembelokan aliran pada pipa. Dapat dilihat dari gambar tidak adanya perubahan yang signifikan pada warna kontur penampang. Penampang (e) merupakan daerah setelah terjadinya pertemuan *inlet-3*. Terlihat munculnya *wake* pada bawah penampang pipa yang menyebabkan peningkatan kecepatan pada bagian atas penampang pipa. Pada penampang (f) aliran menuju ke arah stabil. Pada penampang (a), (b), (c), (d), (g), dan (i); fluida cenderung stagnan akibat *inlet-1* dan *inlet-3* tertutup.



Gambar 4. 39 Grafik perbandingan kecepatan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-3* terbuka

Gambar 4.39 merupakan representatif perbandingan kecepatan aliran pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pada *inlet-3*, aliran stabil dengan sedikit kenaikan dan fluktuasi kecepatan yang tidak signifikan akibat terjadinya pembelokan aliran, lalu diikuti dengan penurunan kecepatan drastis akibat pembesaran diameter sebelum pertemuan aliran dengan sumbu utama. Pertemuan *inlet-3* mengalami kenaikan kecepatan dan penurunan kecepatan aliran yang drastis akibat perubahan arah aliran yang menyebabkan terbentuknya *wake* pada bagian bawah penampang. Lalu, kecepatan kembali naik hingga mencapai fase stabilnya. Adapun pada *inlet-1* dan *inlet-2* yang tertutup mendapat pengaruh dari percabangannya dimana pada awalnya tidak bergerak dan setelah mendekati titik percabangan mengalami peningkatan kecepatan yang dipengaruhi oleh aliran dari *inlet-3*.

4.4.3.2 Analisa Turbulensi pada kondisi *inlet-3* terbuka

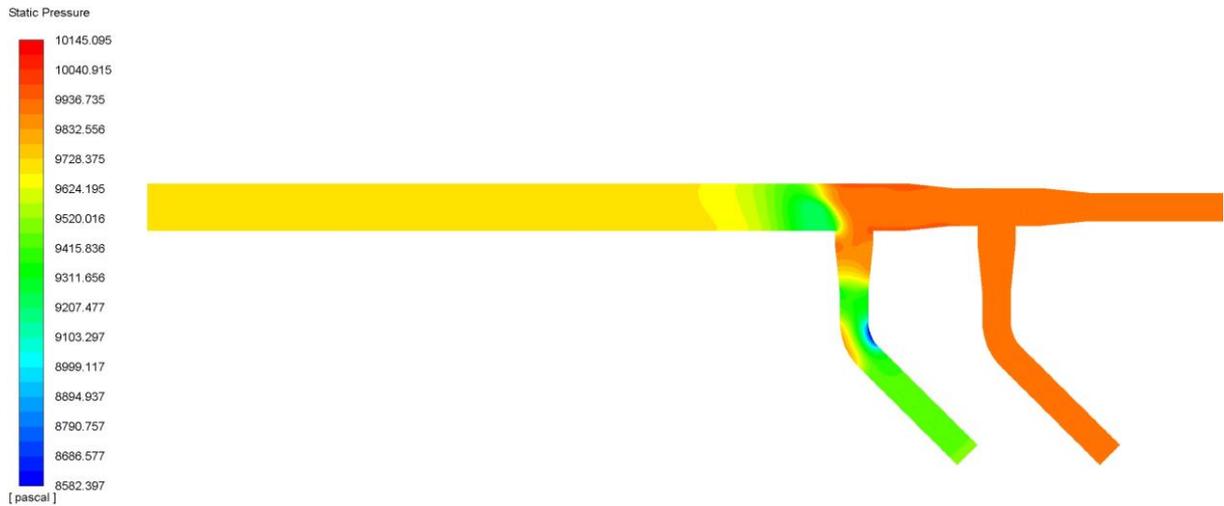


Gambar 4. 40 *Pathline* dan Kontur turbulensi pada kondisi *inlet-3* terbuka (a) *Turbulent Kinetic Energy* (b) *Turbulent Viscosity Ratio*

Dari Gambar 4.40 terlihat bahwa terbentuk satu *wake* pada pertemuan *inlet-3*. Pada Gambar 4.40a menunjukkan nilai tertinggi energi kinetik turbulensi sebesar 0,176, nilai tertinggi tersebut terjadi akibat perubahan arah aliran sehingga dicapainya nilai aliran rendah pada

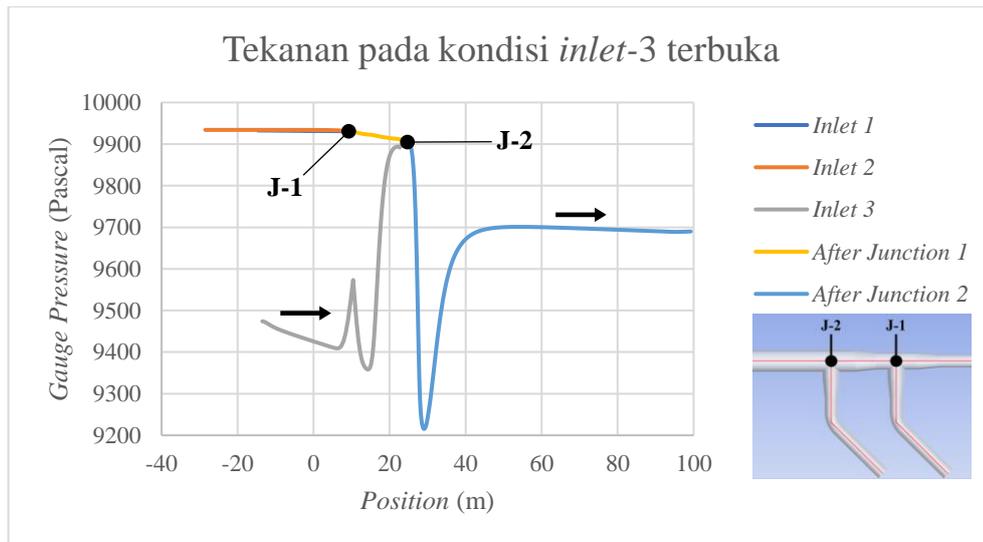
bagian bawah penampang. Pada Gambar 4.40b menunjukkan rasio viskositas turbulensi. Rasio viskositas turbulensi dipengaruhi oleh energi kinetik turbulensi, pada simulasi ini memiliki nilai tertinggi sebesar 88017,609 yang mulai terbentuk pada percabangan awal dan percabangan kedua, dan mulai teredam setelah berada di *header* pipa. Teredamnya nilai rasio viskositas turbulensi disebabkan tidak ada perubahan geometri yang terjadi pada *header* pipa.

4.4.3.3 Analisa Tekanan pada kondisi *inlet-3* terbuka



Gambar 4. 41 Kontur tekanan statis pada kondisi *inlet-3* terbuka

Pada Gambar 4.41 terlihat kontur distrubsi tekanan untuk seluruh area. Perubahan arah aliran *inlet-3* menyebabkan kecepatan meningkat pada bagian atas penampang dan menimbulkan kenaikan tekanan statis, selanjutnya tekanan menjadi rendah setelah penyempitan daerah aliran. Tekanan statis merata pada bagian keluaran *header* pipa karena tidak adanya perubahan geometri. Sedangkan pada *inlet-1* dan *inlet-2* yang tidak mengalami aliran tekanannya mengikuti tekanan pada titik pertemuan aliran utama.



Gambar 4. 42 Grafik perbandingan tekanan pada tiap *inlet* ditinjau dari tengah penampang pada kondisi *inlet-3* terbuka

Gambar 4.42 merupakan representatif perbandingan tekanan pada masing-masing *inlet* yang ditinjau berdasarkan lintasan pada Gambar 3.7. Pola tekanan statis memiliki grafik yang berbanding terbalik dengan laju aliran. Tekanan tertinggi terjadi pada daerah terjadinya pertemuan *inlet-3*, karena hambatan yang disebabkan oleh perubahan arah aliran dan pembesaran diameter pipa. Sedangkan tekanan terendah terjadi pada daerah setelah terjadinya pertemuan *inlet-3*, karena terbentuk *wake* akibat perubahan arah aliran.

4.5 Pengaruh variasi posisi dan jumlah *inlet* terhadap karakteristik aliran *header* pipa

Setelah dilakukan analisa aliran dengan menggunakan Ansys Fluent 19.2 maka untuk variasi posisi dan jumlah *inlet* serta pengaruhnya terhadap karakteristik aliran *header* pipa maka diambil beberapa data yang disajikan dalam bentuk tabel yang meliputi perbandingan kecepatan, debit, turbulensi, dan *pressure drop* pada tiap *inlet*. Selanjutnya dari perbandingan ini nanti akan dicari apa permasalahan yang terjadi hingga terjadinya penurunan performa dari sistem pendingin ini. Adapun untuk kecepatan dan debit pada *outlet header* pipa dapat dilihat pada Tabel 4.3.

Tabel 4. 3 Perbandingan kecepatan dan debit pada *outlet header* pipa

| Jumlah <i>inlet</i> yang terbuka | <i>Inlet</i> yang terbuka | Kecepatan pada <i>Outlet</i> (m/s) | Debit Pada <i>Outlet</i> (m ³ /s) |
|----------------------------------|---------------------------|------------------------------------|--|
| 3 | 1, 2, 3 | 1,597 | 31,353 |
| 2 | 1, 2 | 1,066 | 20,910 |
| | 1, 3 | 1,063 | 20,898 |
| | 2, 3 | 1,067 | 20,898 |
| 1 | 1 | 0,532 | 10,455 |
| | 2 | 0,536 | 10,456 |
| | 3 | 0,535 | 10,442 |

Dari Tabel 4.3 terlihat bahwa kecepatan dan debit *outlet header* pipa sesuai dengan jumlah *inlet* yang terbuka, dimana pada satu *inlet* kecepatan berkisar 0,53 m/s dan debit berkisar 10,4 m³/s. Untuk dua *inlet* yang terbuka merupakan korelasi yang berbanding lurus dengan kapasitas dua kali dari satu *inlet* yang terbuka, dimana kecepatan dua *inlet* terbuka berkisar 1,06 m/s dan debit berkisar 20,9 m³/s. Selanjutnya untuk pembukaan tiga *inlet* juga mengalami korelasi yang berbanding lurus dengan kapasitas tiga kali dari satu *inlet* yang terbuka, dimana kecepatan dua *inlet* terbuka berkisar 1,59 m/s dan debit berkisar 31,35 m³/s. Berdasarkan data hasil simulasi tidak terjadi kejanggalan, terjadi penurunan debit sebagaimana terjadi pada kondisi aktualnya dimana turun menjadi sekitar 26,9 m³/s, dengan kondisi idealnya adalah 29.9 m³/s.

Jika berdasarkan data ini jika terjadi gangguan satu *inlet* (Pompa CWP) maka beban dari unit yang bisa dibangkitkan harus diturunkan sebesar 33,34% dari beban penuhnya agar siklus PLTU terjaga dengan baik dan tidak *overheating* karena sistem pendinginnya tidak bisa menyerap panas yang harus dikeluarkan dari sistem ini. Demikian juga, jika terjadi gangguan dua *inlet* (Pompa CWP) maka beban dari unit yang bisa dibangkitkan harus diturunkan sebesar 66,67% dari beban penuhnya.

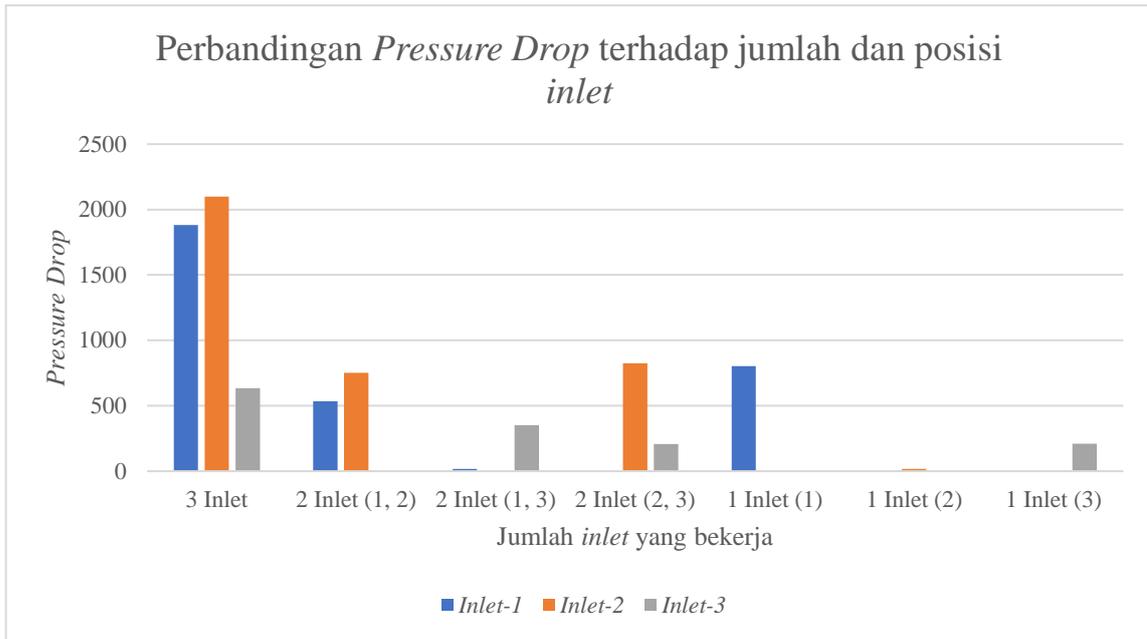
Tabel 4. 4 Perbandingan turbulensi pada *header* pipa

| Jumlah <i>inlet</i> yang terbuka | <i>Inlet</i> yang terbuka | <i>Turbulent Kinetic Energy</i> (m ² /s ²) | | <i>Turbulent Viscosity Ratio</i> | |
|----------------------------------|---------------------------|---|----------------|----------------------------------|----------------|
| | | <i>Average</i> | <i>Maximum</i> | <i>Average</i> | <i>Maximum</i> |
| 3 | 1, 2, 3 | 0,0503 | 0,634 | 30568,551 | 100000 |
| 2 | 1, 2 | 0,0353 | 0,634 | 26736,717 | 100000 |
| | 1, 3 | 0,0201 | 0,436 | 16474,052 | 91290,07 |
| | 2, 3 | 0,0343 | 0,364 | 26274,19 | 100000 |
| 1 | 1 | 0,00327 | 0,0386 | 6026,695 | 21227,492 |
| | 2 | 0,0204 | 0,287 | 20348,881 | 99358,602 |
| | 3 | 0,0156 | 0,176 | 16386,374 | 88017,609 |

Berdasarkan data hasil simulasi turbulensi pada *header* pipa untuk semua variasi operasi *inlet* dapat dilihat pada Tabel 4.4. Dari data-data yang disajikan oleh tabel, terlihat bahwa *turbulent kinetic energy* dan *turbulent viscosity ratio* tertinggi terjadi apabila *inlet-2* terbuka. Selanjutnya, yang terbesar kedua jika *inlet-1* terbuka, tetapi disini ada anomali yang terjadi jika untuk satu *inlet* saja yang terbuka maka *inlet-1* memiliki nilai yang lebih rendah dari *inlet-3*. Hal ini karena *inlet-1* alirannya lurus dan tidak mengalami perubahan arah aliran. Khusus pada *inlet-1* jika *inlet* yang terbuka adalah pasangan *inlet-1* dan *inlet-2* *turbulent kinetic energy* yang terjadi adalah yang tertinggi jika dibandingkan pasangan yang lainnya hal ini karena aliran *inlet-2* terdorong langsung pada penampang yang sempit. Hal ini berbeda pada pasangan *inlet-1* dan *inlet-3* karena jauh serta memiliki penampang yang lebih lebar. Dari data-data yang disajikan tersebut terlihat *inlet-2* mengalami hambatan yang lebih besar untuk mengalirkan air menuju *header* jika dibandingkan dengan *inlet* lainnya.

Tabel 4. 5 Perbandingan *pressure drop* pada tiap *inlet header* pipa

| Jumlah <i>inlet</i> yang terbuka | <i>Inlet</i> yang terbuka | <i>Inlet</i> | Tekanan rata-rata <i>inlet</i> (Pascal) | Tekanan rata-rata <i>outlet</i> (Pascal) | <i>Pressure Drop</i> |
|----------------------------------|---------------------------|--------------|---|--|----------------------|
| 3 | 1, 2, 3 | 1 | 11573,068 | 9690 | 1883,068 |
| | | 2 | 11788,828 | | 2098,828 |
| | | 3 | 10325,449 | | 635,449 |
| 2 | 1, 2 | 1 | 10225,434 | | 535,434 |
| | | 2 | 10441,195 | | 751,195 |
| | 1, 3 | 1 | 9673,015 | | -16,985 |
| | | 3 | 10042,789 | | 352,789 |
| | 2, 3 | 2 | 10515,224 | | 825,224 |
| | | 3 | 9896,594 | | 206,594 |
| 1 | 1 | 1 | 8886,422 | -803,578 | |
| | 2 | 2 | 9708,069 | 18,069 | |
| | 3 | 3 | 9480,246 | -209,7542 | |



Gambar 4.43 Grafik perbandingan *Pressure Drop* terhadap variasi jumlah dan posisi *inlet*

Selanjutnya, dari data hasil simulasi *pressure drop* pada *header* pipa untuk semua variasi operasi *inlet* dapat dilihat pada Tabel 4.5. Dari data-data yang disajikan oleh tabel, terlihat bahwa *pressure drop* yang tertinggi terjadi pada saat semua *inlet* terbuka dengan *pressure drop* maksimal terjadi pada *inlet-2* yaitu sebesar 2098,8 Pa dan selanjutnya diikuti oleh *inlet-1* sebesar 1883,1 Pa. Adapun untuk pembukaan dua *inlet* dan satu *inlet*, *pressure drop* yang terjadi berada di atas 825 Pa.

Berdasarkan data ini terlihat bahwa jika *inlet-2* dikombinasikan dengan pengoperasian *inlet* lain maka *pressure drop* yang terjadi akan semakin besar, hal ini seiring dengan data turbulensi yang menunjukkan bahwa hambatan terbesar yang disajikan data dalam bentuk *Turbulent Kinetic Energy* dan *Turbulent Viscosity Ratio* mempunyai nilai besar baik dalam bentuk nilai *average* dan nilai *maximum*. Jika ditinjau dari konfigurasi perpipaan untuk pembukaan tiga *inlet* maupun dua *inlet*, aliran dari *inlet-3* merupakan penyebab terjadinya blokade/hambatan pada aliran yang berada pada belakang pertemuannya, hal ini yang mempengaruhi bahwa *inlet-2* mendapat tahanan terbesar pada sistem ini yang selanjutnya diteruskan ke *inlet-1*.

Pressure drop yang besar mengindikasikan hambatan yang besar dari aliran dalam sistem tersebut, yang akan berdampak butuh energi yang tinggi agar alirannya tetap terjaga. Pada simulasi ini parameter untuk di setiap awal *inlet* adalah sama yaitu kecepatan aliran 1,48 m/s dan kecepatan tangensial 0.1 m/s, yang menyatakan bahwa kapasitas CWP (*Cooling Water Pump*) adalah sama. Pengoperasian dengan 3 *inlet* yang terbuka untuk memenuhi kebutuhan air pendingin yang dibutuhkan sebesar 29,9 m/s (ideal). CWP No.2 yang berada di *inlet-2* akan mendapat hambatan yang lebih besar, dan diikuti CWP No.1 yang berada di *inlet-1*. Jika dioperasikan untuk waktu yang lama maka CWP No. 2 dan No. 1 akan mengalami penurunan kapasitasnya secara perlahan akibat mengalami hambatan sangat besar yang diindikasikan oleh *pressure drop*. Dan inilah merupakan salah satu penyebab turunnya performa pompa yang diindikasikan dengan turunnya debit yang dialirkan menjadi 26,9 m/s.

Sebagai perbandingan untuk berapa besaran yang terjadi yang berpengaruh terhadap pembukaan maka diambil *pressure drop* terbesar yang terjadi selain pembukaan tiga *inlet* besar ini terjadi pada pembukaan *inlet-2* dan *inlet-3* yaitu 825,2 Pa. Besar *pressure drop* ini dapat digunakan sebagai basis untuk perhitungan kapasitas dan ketahanan CWP. Jika dibagikan dengan *pressure drop* untuk kondisi tiga *inlet* terbuka maka untuk *inlet-2* adalah -2098,8 Pa yang setara 2,54 kali (254%) kenaikan dari *pressure* maksimum dan untuk *inlet-1* setara dengan 2.28 kali (228%) kenaikannya. Kenaikan yang besar ini jika dioperasikan dalam waktu lama secara perlahan akan menurunkan performa pompa tersebut. Untuk itu pada saat pemeliharaan (*overhaul*) harus mendapat perhatian khusus untuk perbaikan/pengantian *part* agar performanya dapat kembali menjadi awal.

Jika kondisi PLTU membutuhkan pendinginan dengan kapasitas 67%, maka pompa CWP dapat dimatikan satu buah agar konsumsi daya pemakaian sendirinya bisa menjadi lebih kecil Adapun pompa yang dipilih adalah yang mempunyai *pressure drop* yang lebih kecil dengan kombinasi 1 dan 3. Adapun kombinasi lainnya tidak disarankan karena terjadi *pressure drop* yang cukup besar akibat beroperasinya pompa 2.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian terkait studi numerik karakteristik aliran air *header* pipa *cooling water intake system* PLTU dengan perangkat lunak CFD Ansys Fluent 19.2 diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Debit aliran yang melewati geometri perpipaan merupakan korelasi yang berbanding lurus dengan penambahan *inlet* yang dilewati, dimana pada satu *inlet* berkisar 10,4 m³/s, untuk dua *inlet* berkisar 20,9 m³/s, dan untuk pembukaan tiga *inlet* berkisar 31,35 m³/s. Adapun untuk kecepatan aliran sangat dipengaruhi oleh geometri perpipaan yang dilewati baik pembesaran, pertemuan, dan pembelokan. Hal ini terjadi akibat benturan atau gesekan yang terjadi sepanjang aliran yang menyebabkan terbentuknya *wake*.
2. Pengoperasian *inlet* akan menghasilkan nilai turbulensi yang bervariasi, nilai tersebut dipengaruhi perbedaan diameter pipa, arah aliran masuk, kecepatan aliran, dan jarak pertemuan dengan *outlet* pipa. Pada pembukaan satu maupun dua *inlet*, *inlet-2* merupakan *inlet* yang memberikan kontribusi terbesar terhadap turbulensi pada sistem perpipaan *header*. Pada pembukaan tiga *inlet*, *inlet-2* juga memberikan kontribusi terbesar hal ini dapat dilihat pada *pressure drop* yang terjadi pada *inlet-2*.
3. *Pressure drop* yang terjadi pada semua pembukaan *inlet* untuk geometri *cooling water intake system* ini didominasi dengan beroperasi/dibukanya *inlet-2* hal ini diperkuat dari besarnya turbulensi yang disebabkan oleh *inlet-2* ini. Beroperasinya *inlet-2* ini juga mempengaruhi bertambah besarnya *pressure drop* yang dialami oleh *inlet-1*. Adapun untuk *inlet-3* tidak terpengaruh besar karena ada pembesaran diameter dan tidak ada perubahan geometri setelahnya. Besar *pressure drop* yang terjadi dengan beroperasinya tiga *inlet* merupakan faktor yang memberikan kontribusi penurunan performa pompa CWP jika beroperasi dalam jangka waktu yang lama. Dimana pompa CWP *inlet-2* yang akan mengalami penurunan performa lebih dahulu yang dilanjutkan dengan pompa CWP *inlet-1*.

5.2 Saran

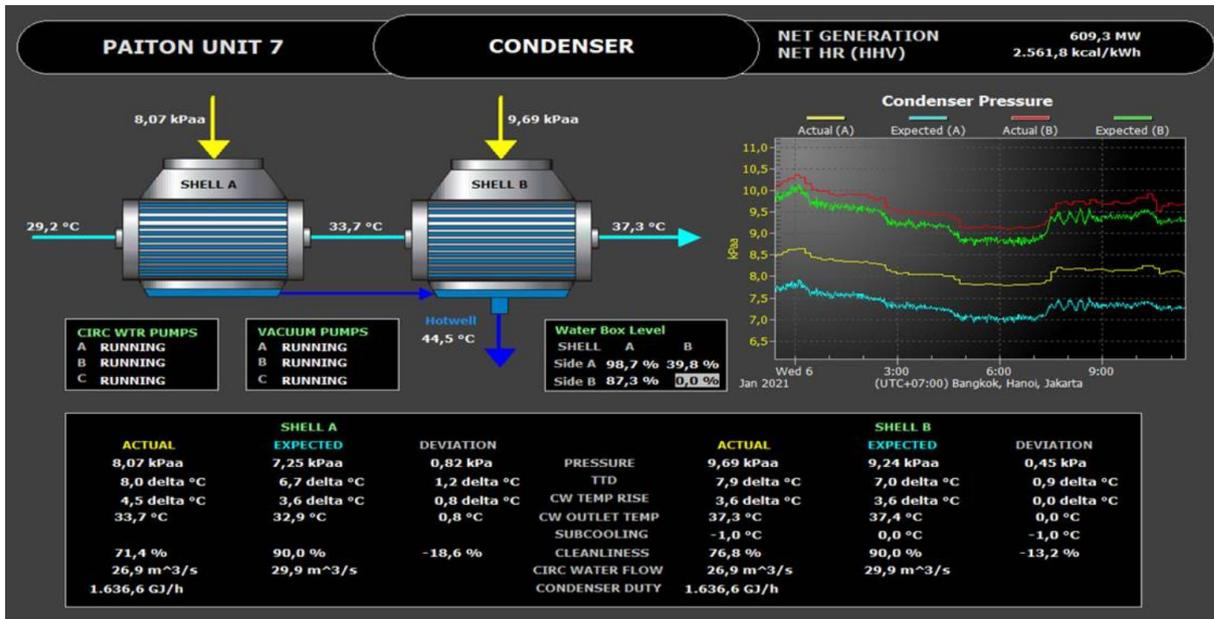
Adapun saran yang dapat penulis berikan untuk penelitian selanjutnya antara lain:

1. Dilakukannya studi numerik mengenai pola aliran dan perpindahan panas yang terjadi pada *condenser* akibat variasi *inlet* yang dioperasikan.
2. Perlunya optimasi lebih lanjut agar tekanan statis pada *header* pipa lebih merata.
3. Perlu dilakukan integrasi studi numerik secara menyeluruh dari sistem pendinginan setelah diperoleh hasil optimasi tekanan statis pada *header* pipa yang telah merata.

DAFTAR PUSTAKA

- Ansys Inc. 2013. **Ansys fluent theory guide**. United States of America: Ansys Inc.
- Buckman. 2017. **The cooling water handbook**. Memphis: Buckman.
- Cengel, Y. A., & John, M. C. 2017. **Fluid mechanics: fundamentals and applications** (4th edition). Columbus, OH: McGraw-Hill Education.
- Geankoplis, C.J., 1997. **Transport process and unit operation** (3th edition), Prentice Hall of India: New Delhi.
- Hassan, J. M., Mohammed, W. S., Mohamed, T. A., Alawee, W. H. (2014). CFD simulation for manifold with tapered longitudinal section. **International Journal of Emerging and Advanced Research Technology**, Vol. 4, No. 2, ISSN: 2250-2459.
- Hutomo, M., & Arinardi, O. H. Dampak pembangkit tenaga listrik (terutama limbah termal) terhadap ekosistem akuatik. **Oseana**, Volume XVII, Nomor 4: 135-158.
- Industrialautoclave. (2021, July 23). Steam header - boiler steam header, steam distribution header. Industrial Autoclave, storage tank, pressure vessel. Retrieved March 7, 2022, from <https://www.industrialautoclaves.com/product/steam-header-copy/>
- Lestari, E. 2010. **Pengaruh bioksida pengoksidasi terhadap pertumbuhan mikroorganisme pada air pendingin sekunder RSG-GAS**. Banten: ISSN 1978-8738.
- Mardikus, S., Wihandi, D., Maryanto. (2018). **Investigation of flow characteristic on ram pump in different of pipe junction geometry**. Depok: EDP Sciences.
- Nurjayanti, I. W., & Surbakti, H. 2010. Thermal dispersion model of water cooling PLTGU Cilegon CCPP discharge into Margasari coastal waters at the western coast of Banten bay. **E-Jurnal Ilmu dan Teknologi Kelautan Tropis**, Vol. 2, No. 1, Hal. 39-49.
- Park, N., Yoon, S., Jeong, W., Jeong, Y. (2021). **A study on the evaluation of flow distribution evenness in parallel-arrayed-type low-pressure membrane module piping**. Korea: MDPI.
- Pritchard, P. J. (2011). **Fox and Mcdonald's introduction to fluid mechanics** (8th edition). Wiley.
- Priyadarsini, C. I. (2016). Flow analysis of intake manifold using computational fluid dynamics. **International Journal of Engineering and Advanced Research Technology**, Vol. 2, No. 1, ISSN: 2454-9290.
- Versteeg, H. K. & Malalasekera, W. (2007). **An introduction to computational fluid dynamics**. England: Pearson Education.
- Xin, L & Shaoping, W. (2013). **Flow field and pressure loss analysis of junction and its structure optimization of aircraft hydraulic pipe system**. China: Elsevier.
- Zohuri, B. (2018). **Heat exchanger types and classifications**. Switzerland: Springer.

Kondisi operasional daerah kondenser Paiton Operation & Maintenance Indonesia (POMI)



Data hasil perhitungan kecepatan rata-rata dan debit pada tiap penampang *iso-surface*

| Penampang | Diameter (m) | Area (m ²) | Velocity (m/s) | | | Volume Flow Rate (m ³ /s) | | |
|-----------|--------------|------------------------|----------------|----------|-----------|--------------------------------------|----------|-----------|
| | | | Teoritis | Simulasi | Error (%) | Teoritis | Simulasi | Error (%) |
| A | 3 | 7,0686 | 1,483 | 1,482 | 0,096 | 10,485 | 10,455 | 0,289 |
| B | 4 | 12,566 | 0,834 | 0,817 | 2,119 | 10,485 | 10,457 | 0,271 |
| C | 4 | 12,566 | 1,669 | 1,694 | 1,473 | 20,971 | 20,793 | 0,854 |
| D | 5 | 19,635 | 1,068 | 1,098 | 2,760 | 20,971 | 20,861 | 0,524 |
| E | 5 | 19,635 | 1,602 | 1,586 | 1,037 | 31,456 | 31,364 | 0,292 |
| F | 5 | 19,635 | 1,602 | 1,594 | 0,524 | 31,456 | 31,353 | 0,330 |
| G | 3 | 7,0686 | 1,483 | 1,487 | 0,240 | 10,485 | 10,455 | 0,290 |
| H | 3 | 7,0686 | 1,483 | 1,457 | 1,805 | 10,485 | 10,442 | 0,413 |
| I | 3 | 7,0686 | 1,483 | 1,486 | 0,190 | 10,485 | 10,454 | 0,299 |
| J | 3 | 7,0686 | 1,483 | 1,458 | 1,714 | 10,485 | 10,442 | 0,412 |

Data hasil perhitungan *losses* akibat penggunaan komponen pipa

| Parameter | Lossess | | | | | |
|-----------------|--------------------------|----------------------------|--------------------------|----------------------------|-----------------|------------------|
| | Junction-1 (Branch Flow) | Junction-1 (Straight Flow) | Junction-2 (Branch Flow) | Junction-2 (Straight Flow) | First Expansion | Second Expansion |
| K | 1 | 0,2 | 1 | 0,2 | - | - |
| v | 0,834 | 0,834 | 0,834 | 1,068 | 1,483 | 1,669 |
| AR | - | - | - | - | 1,778 | 1,5625 |
| C _p | - | - | - | - | 0,47 | 0,42 |
| C _{pi} | - | - | - | - | 0,684 | 0,5904 |
| L _m | 347,484 | 69,497 | 347,484 | 113,863 | 234,573 | 236,845 |

Data hasil perhitungan tekanan pada tiap penampang *iso-surface*

| Penampang | Velocity (m/s) | Energy (m/s-t2) | | |
|-----------|----------------|-----------------|--------------|-----------|
| | | P | $\rho v^2/2$ | Total |
| A | 1,483 | 10527,522 | 1098,220 | 11625,741 |
| B | 0,834 | 11043,685 | 347,484 | 11391,168 |
| C | 1,669 | 9931,737 | 1389,934 | 11321,672 |
| D | 1,068 | 10515,510 | 569,317 | 11084,827 |
| E | 1,602 | 9690,000 | 1280,964 | 10970,964 |
| F | 1,602 | 9690,000 | 1280,964 | 10970,964 |
| G | 1,483 | 10805,508 | 1098,220 | 11903,728 |
| H | 1,483 | 10454,800 | 1098,220 | 11553,020 |
| I | 1,483 | 10805,508 | 1098,220 | 11903,728 |
| J | 1,483 | 10454,800 | 1098,220 | 11553,020 |

Data hasil simulasi kecepatan rata-rata dan debit pada tiap penampang *iso-surface*

| Jumlah inlet yang terbuka | Inlet yang terbuka | Parameter | Inlet yang bekerja | Outlet | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J |
|---------------------------|--------------------|---------------------------|--------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 3 | 1, 2, 3 | Kecepatan (m/s) | 1,483 | 1,597 | 1,482 | 0,817 | 1,694 | 1,098 | 1,586 | 1,594 | 1,487 | 1,457 | 1,486 | 1,458 |
| | | Debit (m ³ /s) | 10,455 | 31,353 | 10,455 | 10,457 | 20,793 | 20,861 | 31,364 | 31,353 | 10,455 | 10,442 | 10,454 | 10,442 |
| 2 | 1, 2 | Kecepatan (m/s) | 1,483 | 1,066 | 1,482 | 0,817 | 1,694 | 1,099 | 0,948 | 1,065 | 1,487 | 0,130 | 1,486 | 0,067 |
| | | Debit (m ³ /s) | 10,455 | 20,910 | 10,455 | 10,457 | 20,793 | 20,855 | 20,893 | 20,910 | 10,455 | 0,000 | 10,454 | 0,000 |
| | 1, 3 | Kecepatan (m/s) | 1,483 | 1,063 | 1,482 | 0,823 | 0,819 | 0,520 | 1,179 | 1,062 | 0,096 | 1,457 | 0,054 | 1,458 |
| | | Debit (m ³ /s) | 10,455 | 20,898 | 10,455 | 10,455 | 10,451 | 10,467 | 20,848 | 20,897 | 0,000 | 10,442 | 0,001 | 10,442 |
| | 2, 3 | Kecepatan (m/s) | 1,483 | 1,067 | 0,150 | 0,312 | 0,911 | 0,608 | 1,157 | 1,068 | 1,487 | 1,457 | 1,486 | 1,458 |
| | | Debit (m ³ /s) | 10,455 | 20,898 | 0,000 | 0,004 | 10,287 | 10,405 | 20,864 | 20,898 | 10,455 | 10,442 | 10,454 | 10,442 |
| 1 | 1 | Kecepatan (m/s) | 1,483 | 0,532 | 1,482 | 0,823 | 0,819 | 0,519 | 0,499 | 0,531 | 0,096 | 0,042 | 0,054 | 0,021 |
| | | Debit (m ³ /s) | 10,455 | 10,455 | 10,455 | 10,455 | 10,451 | 10,444 | 10,448 | 10,455 | 0,000 | 0,000 | 0,001 | 0,000 |
| | 2 | Kecepatan (m/s) | 1,483 | 0,536 | 0,112 | 0,313 | 0,912 | 0,608 | 0,475 | 0,537 | 1,487 | 0,052 | 1,486 | 0,022 |
| | | Debit (m ³ /s) | 10,455 | 10,456 | 0,000 | 0,003 | 10,288 | 10,408 | 10,450 | 10,456 | 10,455 | 0,001 | 10,454 | 0,001 |
| | 3 | Kecepatan (m/s) | 1,483 | 0,535 | 0,046 | 0,064 | 0,118 | 0,196 | 0,599 | 0,537 | 0,011 | 1,457 | 0,003 | 1,458 |
| | | Debit (m ³ /s) | 10,455 | 10,442 | 0,000 | 0,002 | 0,009 | 0,011 | 10,429 | 10,442 | 0,000 | 10,442 | 0,000 | 10,442 |

ket :

 aliran pada penampang stagnan

Data tekanan rata-rata inlet dan Pressure drop pada tiap penampang *iso-surface*

| Jumlah inlet yang terbuka | Inlet yang terbuka | Inlet | Tekanan rata-rata inlet (Pascal) | Tekanan rata-rata outlet (Pascal) | Pressure Drop |
|---------------------------|--------------------|-----------|----------------------------------|-----------------------------------|---------------|
| 3 | 1, 2, 3 | 1 | 11573,068 | 9690 | 1883,068 |
| | | 2 | 11788,828 | 9690 | 2098,828 |
| | | 3 | 10325,449 | 9690 | 635,449 |
| 2 | 1, 2 | 1 | 10225,434 | 9690 | 535,434 |
| | | 2 | 10441,195 | 9690 | 751,195 |
| | | 3 | 9469,819 | 9690 | -220,181 |
| | 1, 3 | 1 | 9673,015 | 9690 | -16,985 |
| | | 2 | 10359,184 | 9690 | 669,184 |
| | | 3 | 10042,789 | 9690 | 352,789 |
| 2, 3 | 1 | 10931,562 | 9690 | 1241,562 | |
| | 2 | 10515,224 | 9690 | 825,224 | |
| | 3 | 9896,594 | 9690 | 206,594 | |
| 1 | 1 | 1 | 8886,422 | 9690 | -803,578 |
| | | 2 | 9572,587 | 9690 | -117,413 |
| | | 3 | 9702,105 | 9690 | 12,105 |
| | 2 | 1 | 10127,044 | 9690 | 437,044 |
| | | 2 | 9708,069 | 9690 | 18,069 |
| | | 3 | 9605,455 | 9690 | -84,545 |
| | 3 | 1 | 9933,058 | 9690 | 243,058 |
| | | 2 | 9934,1208 | 9690 | 244,1208 |
| | | 3 | 9480,2458 | 9690 | -209,7542 |

ket :

 inlet tidak terbuka

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Qadri Amiruddin dilahirkan di Jakarta, 5 November 2001. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara dari Bapak Arif Amiruddin dan Ibu Nurhasnah. Penulis mulai menempuh pendidikan formal dasar di SD Islam An-Nur pada tahun 2006 - 2012. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan menengah di SMPN 1 Ciomas pada tahun 2012-2015. Setelah itu, penulis melanjutkan Pendidikan di SMAN 1 Ciomas pada tahun 2015-2018. Pada tahun yang sama penulis melanjutkan pendidikan tinggi ke S1 Departemen Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Selama menuntut ilmu S1, penulis aktif dalam kegiatan kemahasiswaan baik organisasi maupun kepanitiaan. Pada tahun kedua perkuliahan penulis aktif sebagai pengurus Departemen Pengembangan Profesi dan Ilmiah Mahasiswa Himpunan Mahasiswa Mesin FTIRS-ITS dan pada tahun ketiga perkuliahan penulis aktif sebagai pengurus Departemen Karya Himpunan Mahasiswa Mesin FTIRS-ITS. Penulis juga pernah menjadi asisten praktikum pada mata kuliah Mekanika Fluida Dasar I.

Dengan diterbitkannya Tugas Akhir ini, besar harapan penulis agar dapat bermanfaat bagi dunia pendidikan. Apabila terdapat masukan dan pertanyaan pada tugas akhir ini dapat menghubungi e-mail: qadriamirudin@gmail.com