



TESIS - TM 185400

MENGURANGI POTENSI KAVITASI PADA CONDENSATE EXTRACTION PUMP (CEP) PLTU LABUAN

David Wijaya, ST
NRP. 02111750078010

DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Program Magister
Bidang Keahlian Manajemen Energi
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020



TESIS - TM 185400

**MENGURANGI POTENSI KAVITASI PADA
CONDENSATE EXTRACTION PUMP (CEP)
PLTU LABUAN**

David Wijaya, ST
NRP. 02111750078010

DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Program Magister
Bidang Keahlian Manajemen Energi
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020



THESIS - TM 185400

Reducing Cavitation Potential at the Condensate Extraction Pump (CEP) Labuan Power Plant

David Wijaya, ST
NRP. 02111750078010

ADVISOR
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

**Master Programe
Field Study of Energy Management
Departement of Mechanical Engineering
Faculty of Industial and System Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2020**

LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)

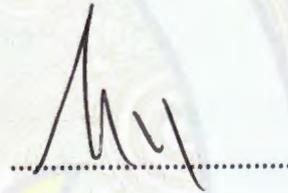
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
DAVID WIJAYA
02111750078010

Tanggal Ujian: 17 Januari 2020
Periode Wisuda: Maret 2020

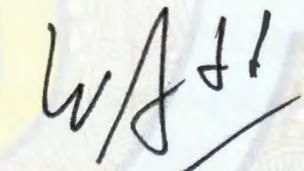
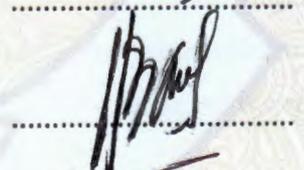
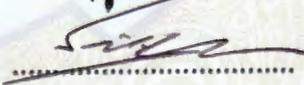
Disetujui oleh:
Pembimbing:

1. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA
NIP 196001291987011001

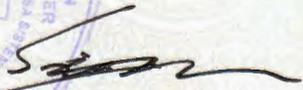


Penguji:

1. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.
NIP 197104051997021001
2. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.
NIP 197301161997021001
3. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng., Sc.
NIP 196604021989031002

Kepala Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem


Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng., Sc.
NIP 196604021989031002

KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Allah Subhanahuwataala yang telah memberikan petunjuk dan kekuatan, Sholawat dan salam semoga selalu tercurah kepada Kanjeng Nabi Muhammad Sholallahu ‘Alaihi Wassalam sehingga penulis dapat menyelesaikan tesis yang berjudul “Mengurangi Potensi Kavitasi pada Condensate Extraction Pump PLTU Labuan”. Penyusunan tesis ini merupakan persyaratan kelulusan Program Studi S-2 Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari keberhasilan penulisan tesis ini mendapat dukungan dan bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis menyampaikan banyak terima kasih kepada pihak-pihak yang telah mendukung dan membantu dalam penulisan tesis ini, antara lain kepada:

1. Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono selaku dosen pembimbing tesis di Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Rekayasa Sistem yang sangat membantu mengarahkan dan membimbing penulis dalam proses perencanaan, pelaksanaan dan penyelesaian tesis ini.
2. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT. ; Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT dan Bapak Dr. Atok Setiyawan M.Eng, SC selaku dosen penguji sidang tesis penulis.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Prabowo M.Eng selaku Pembina program kerjasama Beasiswa Indonesia Power dengan Departemen Teknik mesin ITS, yang telah memberikan motivasi dan pembelajaran di Teknik Mesin ITS.
4. PT. Indonesia Power yang memberikan beasiswa dan kesempatan tugas belajar S2 di Departemen Teknik Mesin ITS.
5. Bapak Zuhdi Rachmanto, Bapak Ahmad Burhani, Bapak Engkus Kusnadiawan, Bapak Syuhada, Bapak Mawardi selaku Manajemen PT. Indonesia Power Banten 2 Labuan OMU yang banyak memberi dukungan kepada penulis untuk melanjutkan studi di ITS.
6. Istiku tersayang, Heny Dwi Susanti yang selalu sabar menyelesaikan tugas untuk keluarga dan selalu memberi dukungan untuk penulis. Mas Bimo, Adek Fattah

dan dedek Embul yang selalu memberi warna warni dan kebahagiaan dalam kehidupan penulis.

7. Ibunda Sarmiyati tercinta dan keluarga besar di Tulungagung yang selalu mendoakan atas keberhasilan penulis baik dalam pendidikan, pekerjaan maupun kehidupan sehari-hari.
8. Segenap Dosen dan Karyawan Departemen Teknik Mesin ITS.
9. Rekan-rekan S-2 angkatan 2018 Jurusan Teknik Mesin Manajemen Energi Teknik Mesin ITS yang selalu solid, Mas Aujul, Mas Yanuar, Mas Taufik, Mas Ridho, Mas Rozaq, Mas Fajar, Mas Nugroho, Mas Imam Siswo, Mas Sidang, Bang Ronni, Mas Agung Sutet, Mas Suyadi, Mas Bintoro, Mas Imam Dwi, Mas Heri, Bli Gede, Mas Khabib, Bu Vini, dan Bu Dini
10. Rekan-rekan Kerja di PLTU Labuan telah banyak membantu dalam pengambilan data.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penulisan tesis ini namun hal tersebut bukanlah sesuatu yang disengaja, tetapi semata-mata disebabkan karena kekhilafan dan keterbatasan pengetahuan yang dimiliki. Oleh karena itu, kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan. Akhir kata, semoga Tesis bermanfaat bagi pembaca dan mahasiswa, khususnya mahasiswa Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.

Surabaya, Januari 2020

Penulis

MENGURANGI POTENSI KAVITASI PADA CONDENSATE EXTRACTION PUMP (CEP) PLTU LABUAN

Nama Mahasiswa : David Wijaya
NRP : 2111750078010
Pembimbing : Prof. Dr. Ir Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRAK

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) adalah sistem yang menerapkan siklus Rankine saat beroperasi. *Condensate Extraction Pump* (CEP) memegang peran penting untuk memenuhi kebutuhan air untuk operasional Boiler dan Turbin. CEP adalah komponen utama pada sistem air kondensat yang berfungsi untuk memompa air kondensat dari *hotwell* menuju *deaerator*. CEP Labuan beberapa kali mengalami penurunan performa yang kemungkinan diakibatkan kavitasi. Kavitasi dapat dicegah dengan menaikkan tekanan pada sisi hisap pompa dengan cara mengurangi *head loss* aliran pada sisi hisap. Untuk itu, dalam penelitian ini akan dilakukan studi ulang instalasi pipa hisap, sehingga dapat mengurangi potensi terjadinya kavitasi pada CEP.

Cara mengurangi *head loss* sisi hisap CEP pada penelitian ini adalah dengan dengan menyeragamkan diameter pipa dari 480 mm menjadi 630 mm secara keseluruhan, hal ini untuk menghindari efek *diffuser* pada perubahan diameter pipa yang dapat menambah koefisien *minor losses*. Dan yang kedua dengan merubah *Junction Tee* dari sudut 90° menjadi 45° dan 60°, karena dengan sudut yang lebih kecil akan memperbaiki *streamline* pada pertemuan dua aliran dengan arah vektor yang berbeda. Penyelesaian masalah pada penelitian ini dilakukan dengan simulasi numerik menggunakan software *ANSYS Fluent 18.2*. Untuk validasi menggunakan simulasi Model eksisting dibandingkan dengan data hasil pengukuran aktual. Selanjutnya dilakukan simulasi dengan variasi tiga macam perubahan pada jalur pipa hisap CEP.

Hasil simulasi menunjukkan bahwa untuk semua variasi yang diuji dalam penelitian ini, *head loss* meningkat dengan meningkatnya *mass flow rate*. Dengan menyeragamkan diameter pipa hisap, yaitu 630 mm, dan mengubah *junction angle* dari 90° menjadi 45° telah terbukti berhasil memberikan *head loss* terendah di pipa hisap. Pada *mass flow rate* 263 kg/s, total head loss dari Model Eksisting adalah 1,91 meter, Model-1 adalah 1,92 meter, Model-2 adalah 1,88 meter dan Model-3 adalah 1,91 meter. Dengan demikian, Model-2 menjanjikan risiko kavitasi terkecil di CEP dan tentunya akan meningkatkan keandalan PLTU Labuan.

Keyword : kavitasi, *condensate extraction pump*, *headloss*, *streamline*.

REDUCING CAVITATION POTENTIAL AT THE CONDENSATE EXTRACTION PUMP IN LABUAN POWER PLANT

Name : David Wijaya
NRP : 2111750078010
Advisor : Prof. Dr. Ir Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

Condensate Extraction Pump (CEP) plays an important role in feeding water requirements for Boiler and Turbine operations. CEP is the main component in a condensate water system that serves to pump condensate water from hot well to deaerator. The CEP performance of Labuan power plant, Indonesia, has significantly dropped which is likely due to cavitation. Cavitation can be prevented by ensuring that the pressure in the suction pipe (before entering the pump) must be above the saturated vapor pressure at working temperature. Maintaining the pressure in the suction pipe so that it is not lower than the saturated vapor pressure; one of which is by designing the suction pipe installation such that it does not cause many head losses, so that it produces a pressure that is still high enough at the end of the suction pipe near the pump inlet. This is the objective of this present study, wherein this study the modifications of existing suction pipe installation will be carried out, in an effort to avoid CEP from the dangers of cavitation.

There are two ways to reduce the head losses in the suction pipe conducted in this study, namely (i) by uniformity the overall pipe diameter, this is to avoid the effect of diffuser and/or nozzle in changes in pipe diameter that can increase minor head losses, (ii) by changing the junction angle from a large angle to a smaller angle, it is clear that with a smaller angle will increase the streamline at the confluence of two streams with different vector directions. Numerical simulations were carried out to analyze the stated problems above using Computational Fluid Dynamic software, Ansys Fluent version 18.2.

The simulation results show that for all variations tested in this study, head losses increase with increasing total mass flow rates. By uniformizing the diameter of the suction pipe, which is 630 mm, and changing the intersection or junction angle from 90° to 45° have been proven to have succeeded in giving the lowest head loss in the suction pipe. In the maximum mass flow rate, of 263.88 kg/s, the total head loss of the existing model is 1.91 meters, model-1 is 1.92 meters, model-2 is 1.88 meters and Model-3 is 1.91 meters. Thus, model-2 promises the smallest risk of cavitation in CEP and certainly will increase the reliability of the Labuan Power Plant, Indonesia.

Keyword: *cavitation, condensate extraction pump, head loss, streamline.*

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	iv
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR GAMBAR	viii
DAFTAR TABEL	xi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	8
1.3 Batasan Masalah dan Asumsi	9
1.4 Tujuan Penelitian	9
BAB 2 DASAR TEORI DAN KAJIAN PUSTAKA	11
2.1 Kajian Pustaka.....	11
2.2 Dasar Teori.....	20
2.2.1 Penyebab Kavitasasi Pada Pompa Sentrifugal	21
2.2.2 Net Positif Suction Head (NPSH).....	21
2.3. Pengaruh Temperatur Fluida.....	24
2.4 Aliran Fluida	26
2.4.1 Aliran Laminar dan Turbulen.....	27
2.4.2 Kerugian Tekanan Aliran Dalam Pipa	28
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	39
3.1 Flow Chart Penelitian.....	39
3.2. Tahapan Penelitian	40
3.3. Pengumpulan Data Teknis dan Data Operasi.....	41
3.3.1 Data Teknis	41
3.3.2 Data Operasi.....	41

3.4	Pemodelan Geometri dan Meshing Menggunakan Gambit.....	43
3.4.1	Pre-Processing	43
3.4.2	Processing.....	43
3.4.3	Post Processing.....	43
3.5	Rancangan Model Simulasi	43
3.5.1	Model Eksisting.....	44
3.5.2	Model 1.....	47
3.5.3	Model 2.....	49
3.5.4	Model Eksisting.....	51
3.6	Boundary Condition	53
3.7	Validasi.....	54
	BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN	57
4.1	Analisa Hasil Simulasi	57
4.1.1	Velocity Profile Sisi Upstream	57
4.1.2	Velocity Profile Sisi Downstream	60
4.1.3	Stream Line Profile.....	62
4.2	Analisa Perhitungan Total Head Loss	65
4.2	Analisa Perhitungan NPSHa.....	66
	BAB 5 PENUTUP	71
5.1	Kesimpulan.....	71
5.2	Saran	71
	DAFTAR PUSTAKA	73

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Posisi <i>Condensate Extraction Pump</i> (CEP) pada siklus PLTU	1
Gambar 1.2	Erosi kavitasi pada <i>second stage bowl diffuser</i> CEP 2B.....	3
Gambar 1.3	Erosi kavitasi pada <i>guide bowl impeller</i>	3
Gambar 1.4	<i>Pitting corrosion</i> pada <i>bowl impeller</i> menembus bagian luar.....	4
Gambar 1.5	Posisi <i>Bowl Diffuser</i> dan jalur sisi hisap CEP.....	4
Gambar 1.6	Diagram perpipaan pada sisi hisap CEP	7
Gambar 1.7	Kondisi sistem perpipaan saluran hisap CEP PLTU Labuan	7
Gambar 2.1	Phase diagram of water	12
Gambar 2.2	Skematik flow diagram penelitian pengaruh efek blockage pada inlet pompa.....	12
Gambar 2.3	Pemasangan sensor accelerometer pada pompa untuk mengukur tingkat vibrasi.....	13
Gambar 2.4	Variasi bukaan inlet valve untuk variasi tingkat	13
Gambar 2.5	Skematik flow diagram penelitian pengaruh temperature terhadap terjadinya kavitasi pada sudu pompa sentrifugal	15
Gambar 2.6	Instalasi eksperimen pengaruh temperature terhadap terjadinya kavitasi	15
Gambar 2.7	Hubungan angka kavitasi terhadap tekanan sisi hisap dan temperature fluida	16
Gambar 2.8	Hubungan angka kavitasi Thoma terhadap head koefisien (ψ).....	17
Gambar 2.9	Domain komputasi dari simulasi aliran kavitasi pada pompa.....	18
Gambar 2.10	Perkembangan gelembung uap dengan 0.5 kali Q_{max} dengan 3 variasi operasi.	18
Gambar 2.11	V Perkembangan gelembung uap dengan 1 kali Q_{max} dengan 3 variasi operasi.....	19
Gambar 2.12	Streak line pada sisi dalam impeller pada 1 kali Q_{max} dan dua kondisi operasi	19
Gambar 2.13	Karakteristik aliran pada percabangan dengan variasi sudut 30°, 45° 60° dan 90° (a) dengan $\xi = 0.25$ (b) dengan $\xi = 0.75$	37
Gambar 2.14	Perkembangan gelembung uap pada sisi hisap pompa	21

Gambar 2.15 Posisi pompa terletak di atas permukaan fluida yang dihisap	23
Gambar 2.16 Posisi pompa terletak di bawah permukaan fluida yang dihisap	24
Gambar 2.17 Daerah masuk aliran sedang berkembang dan aliran berkembang penuh di dalam sebuah sistem pipa.....	27
Gambar 2.18 Perbedaan Aliran <i>laminar</i> dan Aliran <i>turbulen</i>	28
Gambar 2.19 Moody Diagram: Friction factor (f) sebagai fungsi Reynolds Number dan kekasaran permukaan relative pada pipa	30
Gambar 2.20 Koefisien losses pada saluran masuk sebagai fungsi perbandingan radius dan diameter.....	31
Gambar 2.21 Koefisien losses pada saluran masuk sebagai fungsi perbandingan radius dan diameter.....	32
Gambar 2.22 Kondisi saluran keluaran dan koefisien losses	32
Gambar 2.23 Besaran koefisien losses pada sudden enlargement (a) dan sudden Contraction (b).....	33
Gambar 2.24 Nozzle (a) dan Difuser (b) digunakan untuk mengurangi losses pada aliran	34
Gambar 2.25 Karakter aliran pada pipa bending 90° dan koefisien losses (K).....	36
Gambar 2.26 Karakteristik aliran pada elbow 90° (a) tanpa pengarah (b) dengan pengarah.....	37
Gambar 3. 1 Flowchart penelitian	39
Gambar 3. 2 Titik Pengambilan data pada DCS.....	42
Gambar 3. 3 Isometrik Jalur pipa masuk CEP Eksisting.....	44
Gambar 3. 4 Detail Drawing jalur masuk CEP Eksisting.....	45
Gambar 3. 5 Meshing jalur pipa masuk CEP Eksisting	46
Gambar 3. 6 Isometrik dan detail drawing Model 1 dengan junction angle 45°, diameter Inlet 1 dan Inlet 2 = 480 mm	47
Gambar 3. 7 Meshing Model 1	48
Gambar 3. 8 Isometrik dan detail drawing Model 2 dengan junction angle 45°, diameter Inlet 1 dan Inlet 2 = 630 mm	49
Gambar 3. 9 Meshing Model 2.....	50
Gambar 3. 10 Isometrik dan detail drawing Model 3 dengan junction angle 60°, diameter Inlet 1 dan Inlet 2 = 630 mm	51

Gambar 3. 11 Meshing Model 3	52
Gambar 3.12 Grafik validasi perbandingan head loss antara hasil eksperimen dan hasil simulasi dengan model eksisting	57
Gambar 4.1 Perbandingan profil kecepatan pada mass flow rate 263 kg/s antara Model Eksisting, Model 1, Model 2 dan Model 3	59
Gambar 4.2 Velocity profile area junction dengan mass flow rate 263 kg/s pada Model Eksisting, Model 1, Model 2 dan Model 3	61
Gambar 4.3 Perbandingan Stream Line dan Streak Line antara Model Eksisting, Model 1, Model 2 dan Model 3.....	63
Gambar 4.4 Perbandingan Stream Line Profile pada area downstream dengan mass flow rate 263 kg/s antara Model Eksisting, Model 1, Model 2 dan Model 3	64
Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Total Head Loss antara Model Eksisting, Model 1, 2 dan 3	65
Gambar 4.6 Posisi mulut Impeller CEP untuk perhitungan NPSHa.....	66
Gambar 4.7 Grafik NPSHa Model Eksisting, Model 1, Model 2 dan Model 3 ...	67
Gambar 4.8 Grafik perbandingan NPSHa Model Eksisting, Model 1, Model 2 dan Model 3 dengan NPSHr	68
Gambar 4.9 Penggambaran kondisi point 2 pada P-T Water diagram.....	69

DAFTAR TABEL

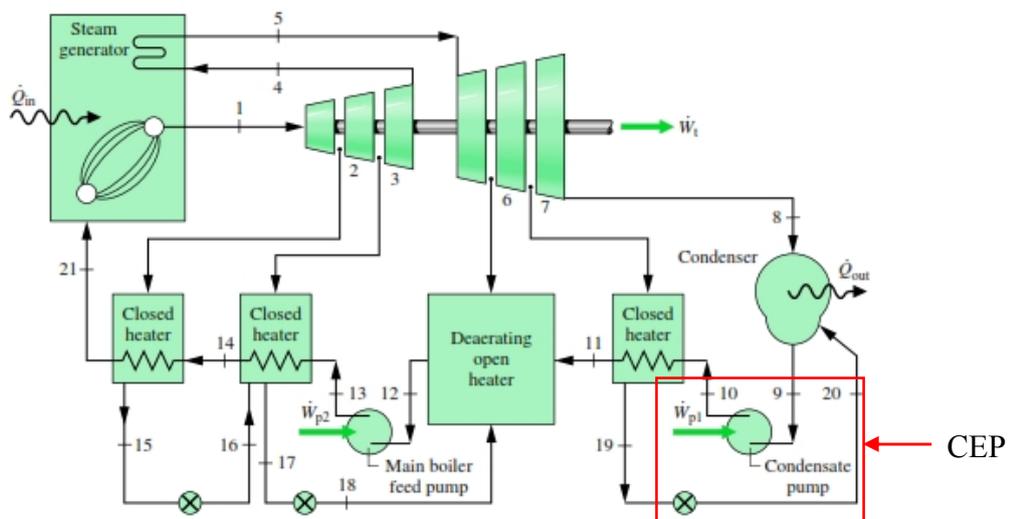
Tabel 1.1 Data Maximo menunjukkan CEP beberapa kali mengalami penurunan perfoma	5
Tabel 2.1 Penggunaan meshing untuk simulasi pada 3 zona	18
Tabel 2.2 Sifat –sifat air	28
Tabel 2.3 Koefisien kerugian aliran pada beberapa pipa bending	36
Tabel 3.1 Data Operasi Condensate Extraction Pump (CEP)	38
Tabel 3.2 Boundary Condition set up	53
Tabel 4.1 Data hasil pengambilan data pada DCS	56
Tabel 4.2 Perbandingan head loss hasil eksperimen dan simulasi	56
Tabel 4.3 Hasil perhitungan head loss Model Eksisting, Model 1, 2 dan 3	66
Tabel 4.4 Hasil perhitungan NPSHa CEP kondisi eksisting	67
Tabel 4.5 Cost Benefit Analysis	70

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam siklus PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap) *Condensate Extraction Pump* (CEP) memegang peran penting untuk memenuhi kebutuhan air untuk operasional Boiler dan Turbin. CEP adalah komponen utama pada sistem air kondensat yang berfungsi untuk memompa air kondensat dari *hotwell* menuju deaerator. Seperti terlihat pada Gambar 1.1 yang menunjukkan posisi CEP pada siklus PLTU. Uap air bekas turbin dikondensasikan di kondensor berubah fase menjadi air ditampung di *hotwell* pada tekanan vakum.



Gambar 1.1 Posisi *Condensate Extraction Pump* (CEP) pada siklus PLTU

(Shapiro, 2006)

Jika CEP tidak bekerja dengan performa desain yang ditetapkan, dapat mengakibatkan kerugian bagi perusahaan karena dapat mengganggu dan menurunkan kehandalan siklus PLTU. Jika terjadi penurunan keandalan sistem kondensat, maka akan terjadi gangguan pada siklus PLTU.

Kavitasi adalah fenomena perubahan fase uap dari zat cair yang mengalir akibat berada pada tekanan yang lebih rendah dari tekanan saturasinya yang terjadi



pada saluran hisap pompa. Perubahan fase tersebut dapat diakibatkan oleh penurunan tekanan ataupun kenaikan temperature. Fenomena kavitasi berkaitan dengan tekanan hisap (*suction head*) pompa. Tinggi tekanan hisap merupakan tinggi tekanan total ekuivalen pada sumbu pompa yang telah dikurangi dengan tekanan uap jenuhnya. Tinggi tekanan ekuivalen didasarkan pada tekanan statis yang ada di sisi hisap dan kecepatan aliran pada daerah tersebut. Tekanan statis dapat dibaca dari *pressure gauge*. Tekanan uap jenuh adalah tekanan dimana perubahan fase fluida dari cair ke gas terjadi pada temperature tetap. Kavitasi terjadi bila head tekanan di dekat sudu inlet lebih kecil daripada tekanan uap jenuhnya. Artinya fluida lebih mudah menguap pada kondisi tekanan yang lebih rendah.

Untuk mengetahui terjadinya kavitasi, parameter yang digunakan adalah angka kavitasi *thoma* (σ_p), yaitu perbandingan antara beda tekanan hisap dan tekanan uap jenuh cairan terhadap kuadrat kecepatan cairan tersebut. Kavitasi dapat menimbulkan penurunan performa, kehandalan, efisiensi dan getaran berlebih pada pompa. Jika kondisi kavitasi dibiarkan terus menerus dalam jangka waktu yang lama, dapat mengakibatkan kerusakan pada komponen pompa. Kerusakan komponen pompa akibat kavitasi adalah permukaan pada pompa berlubang-lubang (*pitting erosion* atau *pitting corrosion*) atau disebut erosi kavitasi, sebagai akibat dari tumbukan gelembung-gelembung uap yang pecah setelah mencapai tekanan yang tinggi dan menghantam dinding pompa secara terus-menerus.

Hasil temuan inspeksi CEP saat overhaul pada 29 Juni – 5 agustus 2018 terjadinya kerusakan berupa *pitting corrosion* pada *bowl diffuser* CEP 2B di *second stage* seperti gambar 1.2, 1.3 dan 1.4. Kemungkinan kerusakan tersebut akibat erosi kavitasi. Dari teori kavitasi pada pompa, serangan gelembung udara yang pecah saat mencapai tekanan yang tinggi dapat menghantam dan merusak dinding *bowl diffuser* pada saat beroperasi. Pada gambar 1.4 terlihat *pitting corrosion* sampai menembus bagian luar *bowl diffuser*, dimana bagian luar tersebut adalah *line suction* dari CEP, sehingga terjadi resirkulasi lokal dari *discharge stage* pertama ke sisi hisap CEP. Jika terjadi sirkulasi lokal, maka performa CEP menurun karena fluida tidak mengalir ke



sisi keluar, tetapi kembali lagi ke sisi hisap. Posisi *bowl diffuser* yang rusak dan jalur aliran sisi hisap CEP dapat dilihat pada gambar 1.5 di bawah.



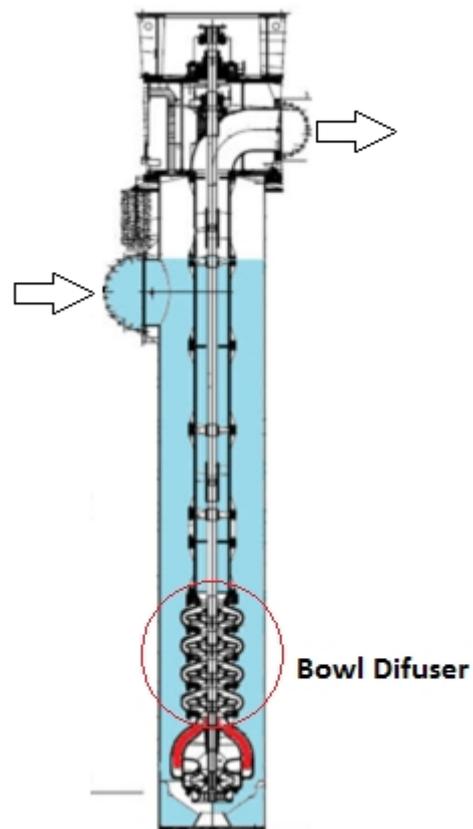
Gambar 1.2 Erosi kavitasi pada *second stage bowl diffuser* CEP 2B.



Gambar 1.3 Erosi kavitasi pada *guide bowl impeller*



Gambar 1.4 *Pitting corrosion* pada *bowl impeller* menembus bagian luar



Gambar 1.5. Posisi *Bowl Diffuser* pada instalasi CEP



Tabel 1.1 Data Maximo menunjukkan CEP beberapa kali mengalami penurunan performa

Advanced Search Save Query Bookmarks

Service Requests Filter 1 - 8 of 8

Service Request	Description	Status	Site	Location	Asset
201622256	Pressure discharge CEP B rendah, saat beban di 280 MW level deaerator turun, flow CEP sudah maksimal	CLOSED	BLB	TH1FL1	LB10LCB12AP001-001
201645956	Penunjukan pressure indikator discharge CEP 2B error	CLOSED	BLB	TH2FL1	LB20LCB12AP001-001
201713597	#1 Pressure Indikator Discharge CEP 1A pembacaan abnormal	CLOSED	BLB	TH1FL1	LB10LCB11AP001-001
201750963	Outlet Pressure CEP 1B rendah (0.8 MPa)	CLOSED	BLB	TH1FL1	LB10LCB12AP001-001
201757588	Pressure CEP 1B rendah (1.8 Mpa) pada saat inservice	CLOSED	BLB	TH1FL1	LB10LCB12AP001-001
201871235	CEP 2B outlet pressure rendah	CLOSED	BLB	TH2FL1	LB20LCB12AP001-001
86498	CEP 2A kurang optimal, indikasi Ampere drop dari 98A -> 90A dan pressure outlet drop dari 2,5 -> 1,7	CLOSED	BLB	TH2FL1	LB20LCB11AP001-001
98047	Penunjukan pressure gauge CEP 1A abnormal	CLOSED	BLB	TH1FL1	LB10LCB11AP001-001

Saat ini penurunan performa CEP menjadi permasalahan yang cukup sering dialami di PLTU Labuan. Dari tabel 1.1 di atas terlihat beberapa *Service Request* (SR) dari operator yang menunjukkan terjadinya penurunan performa CEP akibat turunnya pressure discharge. Terjadi penurunan performa CEP tersebut kemungkinan akibat kavitasi. Dengan kondisi performa yang turun, CEP tidak mampu memenuhi kebutuhan pembebanan mesin pembangkit dan mengancam kehandalan PLTU Labuan. Beberapa penelitian sudah dilakukan tentang masalah kavitasi pada pompa adalah sebagai berikut.

Bordoloi dkk (2017) meneliti efek *blockage* pada inlet pompa sentrifugal terhadap terjadinya kavitasi. Menambah *blockage* pada sisi hisap artinya meningkatkan headloss pada sisi hisap. Kejadian kavitasi dideteksi dengan VSM (*Vector Support Machine*) yang mendeteksi nilai vibrasi yang tinggi jika terjadi kavitasi. Hasil penelitian menunjukkan dengan tingkat *blockage* yang lebih besar, terjadi peningkatan kavitasi. Dan dengan kecepatan aliran yang lebih tinggi, pembentukan kavitasi bertambah besar yang lebih besar pula.

Delly dkk (2009) melakukan uji eksperimental pengaruh temperature terhadap terjadinya kavitasi pada sudu pompa sentrifugal. Kavitasi pada pompa ditandai dengan harga angka kavitasi thoma (σ). Semakin kecil angka kavitasi, akan



semakin mudah terjadi kavitasi. Hasil eksperimen menunjukkan angka kavitasi semakin rendah jika temperature fluida naik. Angka kavitasi juga menunjukkan intensitas kavitasi, yaitu semakin kecil angka kavitasi maka intensitas kavitasi juga semakin besar. Angka kavitasi juga berpengaruh terhadap head koefisien, yaitu angka tak berdimensi yang menyatakan kemampuan pompa untuk merubah energi mekanik menjadi head pompa. Semakin rendah angka kavitasi, semakin rendah pula head koefisien.

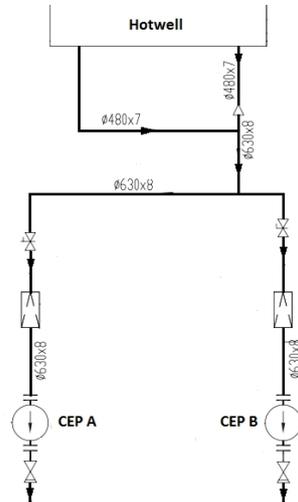
Yu dkk (2014) melakukan uji eksperimen dan simulasi numeric pada pompa kondensat. Domain penelitian terbagi menjadi tiga bagian: zona pipa hisap dari impeller pompa, zona impeller, dan perpanjangan zona bagian downstream impeller. *Rotating coordinate system* digunakan untuk mengatur zona impeller dengan kecepatan rotasi terukur, sedangkan bagian lain berada pada sistem koordinat stasioner. Simulasi dilakukan menggunakan meshing struktur *hexahedral*. Hasil simulasi aliran kavitasi cukup menggambarkan perkembangan kavitasi di pompa, dan diprediksi kinerja turun karena kavitasi. Dengan *flow rate* yang lebih tinggi, terjadi penurunan *head* yang lebih curam dibanding *flow rate* yang rendah. Pada masing masing *flow rate*, terjadinya kavitasi pada permukaan sudu hisap dan kavitasi berkembang sepanjang permukaan impeller. Penelitian berikutnya diperlukan studi tentang hubungan antara panjang rongga relatif dan penurunan kinerja.

Dari beberapa penelitian di atas, ada point penting yang belum banyak dibahas, yaitu bagaimana cara mengurangi potensi kavitasi dengan cara menaikkan tekanan sisi hisap pompa. Hal tersebut yang menjadi alasan penelitian ini dilakukan. Karena kavitasi dapat dicegah dengan menaikkan tekanan sisi hisap pada pompa atau menurunkan temperature fluida. Cara yang bisa dilakukan di CEP adalah dengan mengurangi rugi rugi aliran (*headloss*) pada sisi hisap pompa agar tekanannya berada pada nilai maksimalnya. Jika dilihat dari sisi mekanika fluida, ada beberapa potensi untuk mengurangi *headloss* di perpipaan eksiting.

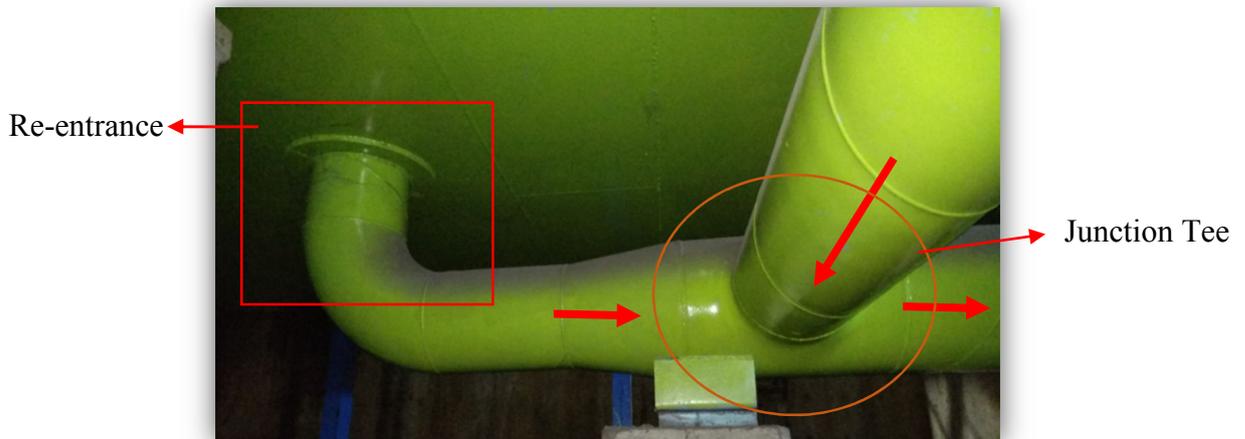
Kondisi perpipaan eksiting dapat dilihat pada gambar 1.7 dan 1.8 di bawah ini. Terlihat pada gambar bahwa ada pembesaran diameter pipa dari 480 mm ke 630 mm sehingga ada efek *difusser* yang menambah kerugian aliran. Selain itu ada



Junction Tee dengan sudut 90° yang berpotensi untuk dirubah menjadi sudut aliran yang lebih baik. Pada gambar 1.8, tanda panah merah pada pipa menunjukkan arah aliran air kondensat.



Gambar 1.6 Diagram perpipaan pada sisi hisap CEP



Gambar 1.7 Kondisi sistem perpipaan saluran hisap CEP PLTU Labuan

Potensi perbaikan yang dapat dilakukan pada saluran sisi hisap CEP antara lain:

- Menyeragamkan diameter pipa di sisi hisap, dirubah menjadi 680 mm semua.
- Merubah *Junction Tee* dari sudut 90° menjadi 45° dan 60° agar kerugian aliran dapat diminimalisir.



1.2 Perumusan Masalah

CEP Labuan beberapa kali mengalami penurunan performa yang kemungkinan diakibatkan kavitasi. Kavitasi adalah fenomena perubahan fase dari zat cair menjadi uap karena berada pada tekanan yang lebih rendah dari tekanan uap jenuhnya yang terjadi pada saluran hisap pompa. Kavitasi dapat dicegah dengan menaikkan tekanan pada sisi hisap pompa dengan cara mengurangi headloss aliran pada sisi hisap.

Cara mengurangi *head loss* sisi hisap CEP pada penelitian ini adalah dengan menyeragamkan diameter pipa dari 480 mm menjadi 630 mm secara keseluruhan, hal ini untuk menghindari efek *diffuser* pada perubahan diameter pipa yang dapat menambah koefisien *minor losses*. Dan yang kedua dengan merubah *Junction Tee* dari sudut 90° menjadi 45° dan 60° , karena dengan sudut yang lebih kecil akan memperbaiki *streamline* pada pertemuan dua aliran dengan arah vektor yang berbeda

Penyelesaian masalah pada penelitian ini dilakukan dengan simulasi numerik menggunakan software *ANSYS Fluent 18.2*. Simulasi numerik divalidasi dari data eksperimen di lapangan berupa besaran headloss yang terjadi pada sisi hisap CEP dengan variasi *flow rate*, kemudian dibandingkan dengan hasil simulasi pada software dengan model jalur pipa hisap eksisting. Jika perbedaan yang terjadi (*error*) kurang dari 5%, maka simulasi dinyatakan valid dan dilanjutkan dengan simulasi tiga macam perubahan pada jalur pipa hisap CEP. Dari hasil simulasi diharapkan mendapat model perubahan jalur pipa hisap yang mempunyai efek penurunan headloss aliran yang paling besar. Apabila model tersebut diterapkan pada jalur eksisting akan mengurangi potensi kavitasi pada CEP dan meningkatkan keandalan PLTU Labuan.



1.3 Batasan Masalah dan Asumsi

Berdasarkan permasalahan yang telah diuraikan, maka batasan masalah yang digunakan meliputi:

1. *Condensate Extraction Pump* (CEP) yang di analisa adalah yang berada di PLTU Labuan.
2. Fluida kerja yang dipompakan adalah air kondensate di PLTU Labuan.
3. Data teknis yang digunakan diambil dari *Distribute Control System* (DCS) dan peralatan kontrol di site PLTU Labuan.
4. Temperature udara luar tidak mempengaruhi perubahan temperature fluida kerja.
5. Untuk validasi menggunakan hasil simulasi model eksisting dibandingkan dengan data hasil pengukuran aktual di lapangan.

1.4 Tujuan dan Manfaat Penelitian

Tujuan dan manfaat penelitian pada tesis ini adalah sebagai berikut.

1. Mendapatkan pilihan perbaikan jalur pipa sisi hisap CEP yang optimal untuk mengurangi potensi terjadinya kavitasi, sehingga performa dan keandalan CEP tetap terjaga sesuai dengan kebutuhan siklus PLTU.
2. Terjaganya performa dan keandalan sistem air kondensat untuk mendukung keandalan PLTU Labuan untuk meningkatkan citra perusahaan.



Halaman ini sengaja kosong



BAB 2

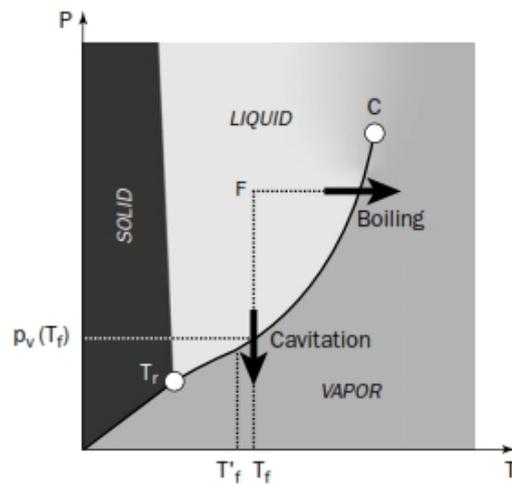
DASAR TEORI DAN KAJIAN PUSTAKA

2.1 Kajian Pustaka

Siklus Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) adalah peralatan yang menerapkan dari siklus Rankine. Peran *Condensate Extraction Pump* (CEP) sangat penting untuk memenuhi kebutuhan fluida kerja untuk proses produksi uap di boiler dan hasil uap yang digunakan untuk memutar sudu-sudu turbin. Untuk PLTU dengan kapasitas 300 MW, CEP bekerja dengan debit antara 700-950 ton/jam dengan tekanan keluaran antara 2-3 Mpa. CEP adalah pompa sentrifugal *multistage* dengan sumbu shaft vertikal type submersible dengan kedalaman sumur 3.5 meter.

Prinsip kerja pompa adalah menaikkan tekanan dari saluran hisap (*suction*) ke saluran keluar (*discharge*) yang akan membuat fluida dapat mengalir. Permasalahan yang terjadi pada pompa berpengaruh pada turunnya performa pompa. Performa pompa meliputi kapasitas, tekanan *discharge*, dan efisiensi pompa. Kavitasi adalah fenomena perubahan fase uap dari zat cair yang mengalir akibat berada pada tekanan yang lebih rendah dari tekanan saturasinya yang terjadi pada saluran hisap pompa. Perubahan fase tersebut dapat diakibatkan oleh penurunan tekanan ataupun kenaikan temperature. CEP sangat rentan mengalami kavitasi karena tekanan sisi hisap bertekanan -90 sampai dengan -94 Kpa dan temperature kerja antara 40-44°C.

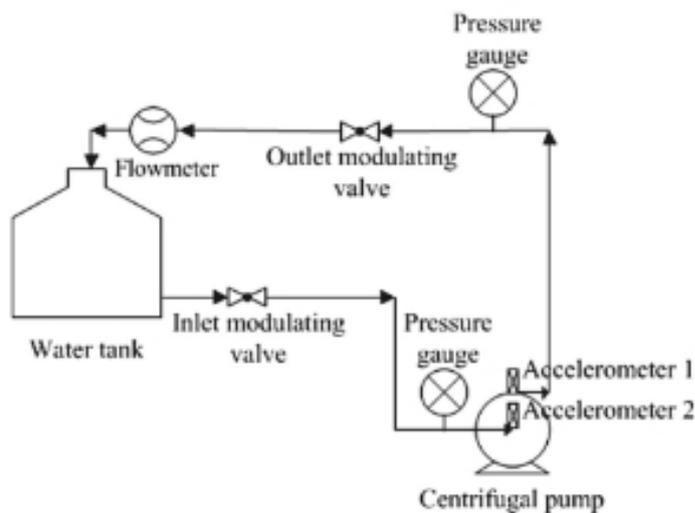
Konsep tekanan uap dapat dijelaskan dengan teori Termodinamika seperti gambar 2.1 di bawah. Dari kurva terlihat garis yang memisahkan antara fase liquid dan vapor dengan puncak tertinggi di titik C. Melintasi garis tersebut artinya terjadi perubahan fase proses kondensasi atau penguapan. Proses boiling (penguapan) adalah terjadinya perubahan dari liquid menjadi vapor akibat kenaikan temperature pada tekanan konstan. Sedangkan proses kavitasi adalah perubahan fase dari liquid menjadi vapor akibat terjadi penurunan tekanan dan terjadi pada temperature konstan.



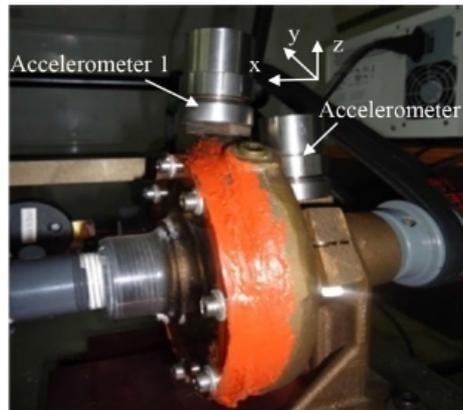
Gambar 2.1 Phase diagram of water (Franc et al, 2004)

Kavitasi secara signifikan dapat mengurangi efisiensi, menghasilkan getaran dan kebisingan, dan merusak pompa. Dalam beberapa tahun terakhir, semakin banyak informasi yang tersedia dalam literatur tentang kavitasi. Para peneliti secara khusus tertarik pada mekanisme yang menyebabkan terjadinya kavitasi. Penelitian tersebut antara lain sebagai berikut.

Bordoloi dkk (2017) meneliti efek *blockage* pada inlet pompa sentrifugal terhadap terjadinya kavitasi. *Blockage* pada sisi hisap artinya meningkatkan headloss pada sisi hisap.

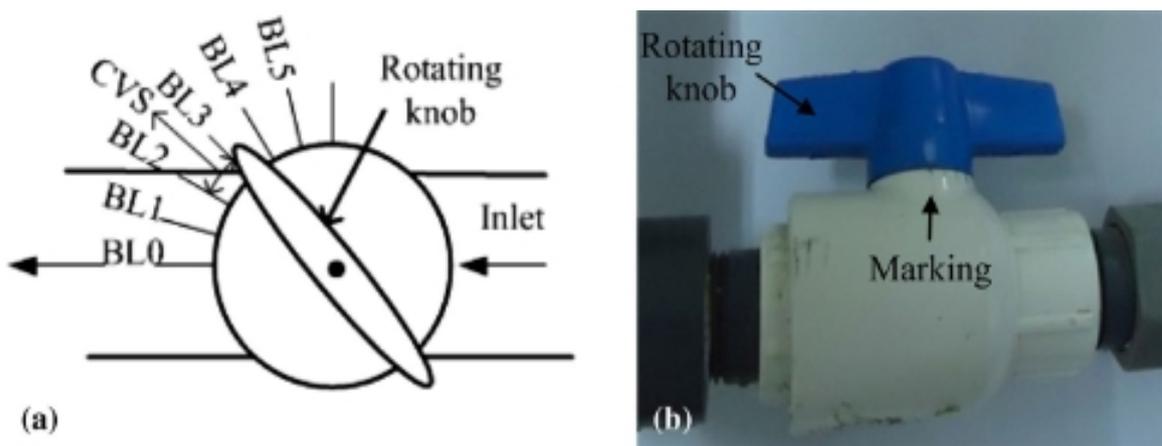


Gambar 2.2 Skematik flow diagram penelitian pengaruh efek *blockage* pada inlet pompa (Bordoloi et al, 2017)



Gambar 2.3 Pemasangan sensor accelerometer pada pompa untuk mengukur tingkat vibrasi (Bordoloi et al, 2017)

Untuk melakukan penelitian dipastikan bahwa pompa sentrifugal kondisi sehat, nilai vibrasi dalam batas normal saat beroperasi. Pompa digerakkan oleh motor listrik dengan pipa saluran masuk 19.05 mm dan pipa keluaran diameter 12.7 mm dengan dipasang pressure gauge pada keduanya. Skema diagram penelitian terlihat seperti gambar 2.2 dan 2.3 di atas. Sensor vibrasi dipasang pada casing pompa untuk mengukur tingkat vibrasi arah vertical, horizontal dan axial. Indikasi timbulnya kavitasi dideteksi dengan sensor vibrasi pada bearing pompa dengan VSM (*Vector Support Machine*) yang mendeteksi nilai vibrasi yang tinggi jika terjadi kavitasi



Gambar 2.4 Variasi bukaan inlet valve untuk variasi tingkat *blockage* (Bordoloi et al, 2017)



Variasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah bukaan valve inlet pompa sentrifugal, yaitu bukaan 0% (full opened); 16,67%; 33,33%; 50%; dan 66,66% seperti terlihat pada gambar 2.4.. Hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan tingkat *blockage* yang lebih besar, terjadi peningkatan kavitas. Dan dengan kecepatan aliran yang lebih tinggi, pembentukan kavitas bertambah besar yang lebih besar pula.

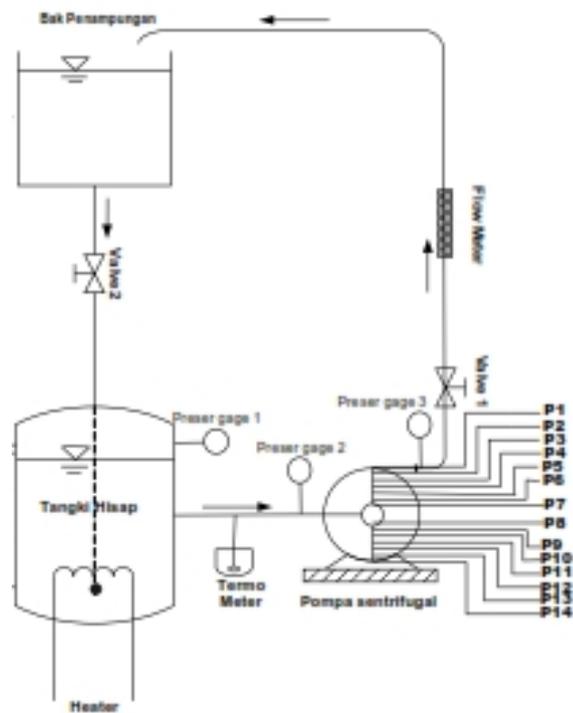
Delly dkk (2009) melakukan uji eksperimental pengaruh temperature terhadap terjadinya kavitas pada sudu pompa sentrifugal. Kavitas pada pompa ditandai dengan harga angka kavitas thoma (σ), semakin kecil angka kavitas, maka akan semakin mudah terjadi kavitas. Angka kavitas Thoma (σ) ditemukan oleh Thoma tahun 1931 yang pada mulanya digunakan untuk mengetahui proses kavitas pada turbin. Besaran ini menunjukkan perbandingan antara beda tekanan suction dan tekanan uap jenuh terhadap kuadrat kecepatannya. Angka kavitas Thoma dirumuskan sebagai:

$$\sigma_p = \frac{P_s - P_v}{\frac{1}{2} \rho V^2}$$

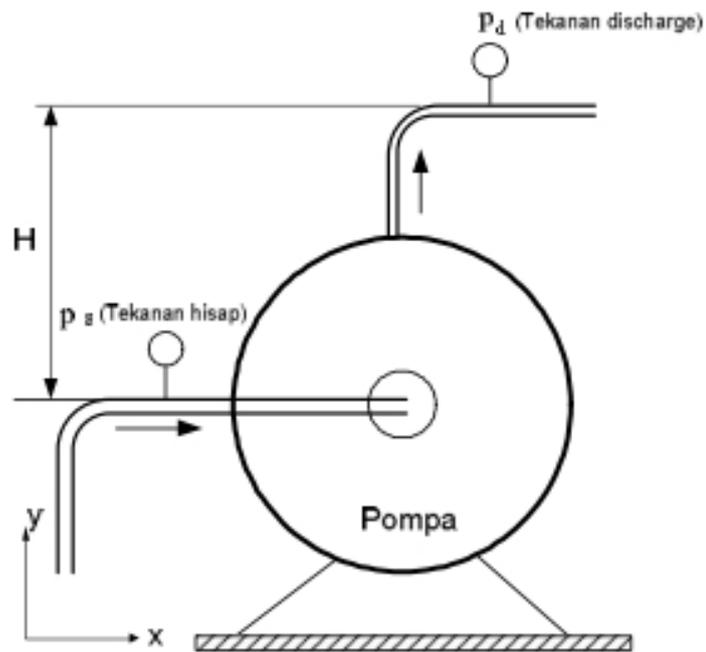
dengan:

- σ_p : angka kavitas Thoma
- P_s : tekanan sisi hisap (Pa)
- P_{vp} : tekanan uap jenuh fluida pada temperature kerja (Pa)
- ρ : masa jenis fluida (kg/m³)
- V : kecepatan fluida pada sisi hisap (m/s)

Peralatan penelitian yang digunakan terlihat seperti gambar 2.5 dan 2.6 di bawah ini, yaitu sistem pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan *pitot tube* pada casing impeller pompa, tangki reservoir dilengkapi dengan *water heater* untuk mengatur temperature fluida kerja dan thermometer pada pipa hisap untuk mengukur temperaturnya. *Flow meter* dipasang pada jalur keluar pompa untuk mengukur debit aliran.



Gambar 2.5 Skematik flow diagram penelitian pengaruh temperature terhadap terjadinya kavitasi pada sudu pompa sentrifugal (Delly et al, 2009)



Gambar 2.6 Instalasi eksperimen pengaruh temperature terhadap terjadinya kavitasi (Delly et al, 2009)

Perhitungan persamaan dari gambar 2.6 di atas adalah sebagai berikut.

$$Head = p_d - p_s + \rho gH \quad (2.1)$$

dengan:

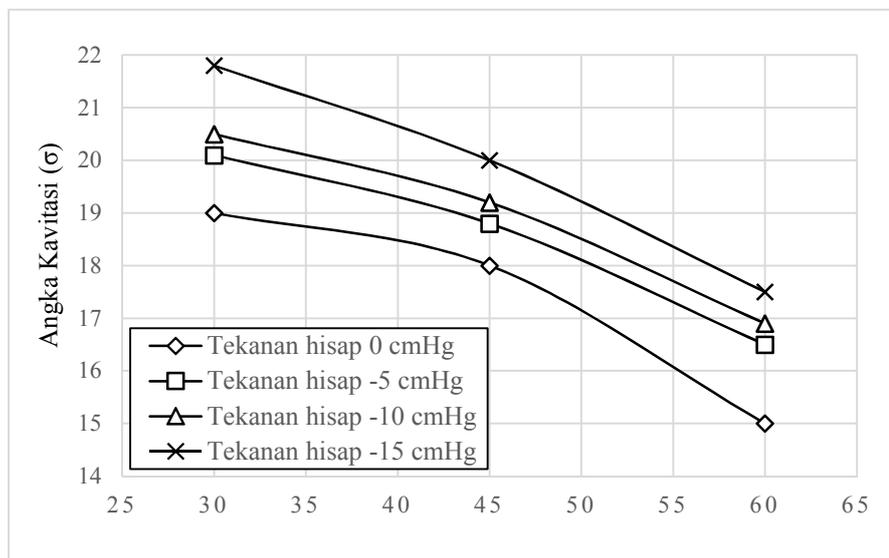
p_d = tekanan discharge (Pa)

p_s = tekanan hisap (Pa)

ρ = massa jenis air (kg/m^3)

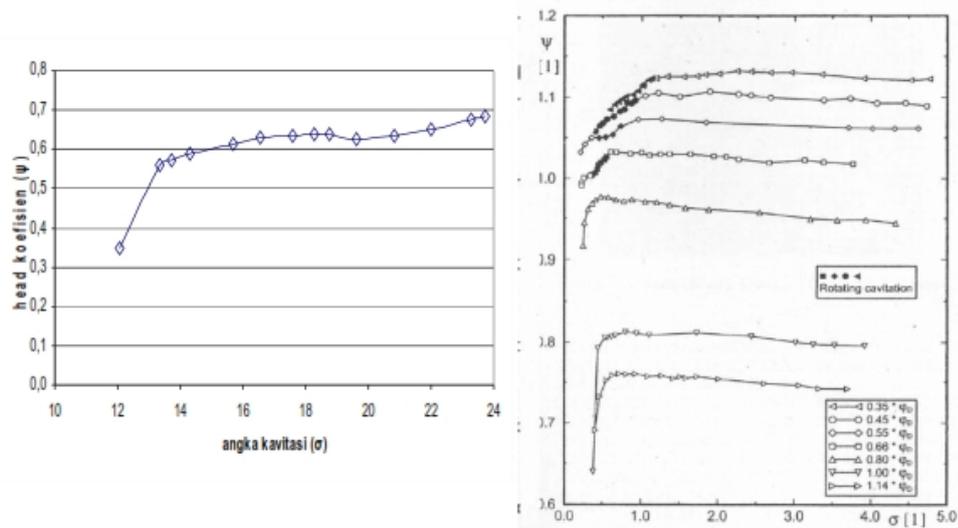
H = tinggi pressure gauge discharge terhadap referensi (m)

Variasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah temperature fluida sisi hisap, yaitu pada ($^{\circ}\text{C}$): 30; 45; 60 dan tekanan sisi hisap (cmHg): 0, -5, -10 dan -15. Dengan hasil penelitian di tunjukkan pada gambar 2.7 dan 2.7 berikut.



Gambar 2.7 Hubungan angka kavitasinya terhadap tekanan sisi hisap dan temperature fluida (Delly et al, 2009).

Hasil eksperimen di gambar 2.7 menunjukkan angka kavitasinya semakin rendah jika temperature fluida naik pada variasi tekanan sisi hisap yang sama. Pada temperature fluida yang sama didapatkan angka kavitasinya Thoma yang semakin menurun jika tekanan sisi hisap semakin rendah. Angka kavitasinya juga menunjukkan intensitas kavitasinya, semakin kecil angka kavitasinya maka intensitas kavitasinya juga semakin besar.

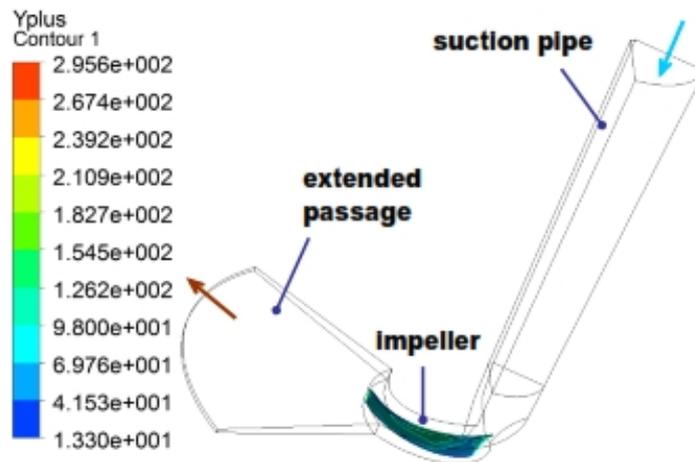


Gambar 2.8 Hubungan angka kavitasi Thoma terhadap head koefisien (ψ)
(Delly et al, 2009).

Hasil eksperimen di gambar 2.8 menunjukkan angka kavitasi juga berpengaruh terhadap head koefisien (ψ), yaitu angka tak berdimensi yang menyatakan kemampuan pompa untuk merubah energi mekanik menjadi head pompa. Semakin rendah angka kavitasi, semakin rendah pula head koefisien. Artinya efisiensi pompa semakin naik dengan kenaikan angka kavitasi thoma.

Yu dkk (2014) melakukan uji eksperimen dan simulasi numeric pada pompa kondensat. Evaluasi pengaruh kavitasi terhadap performa mesin hidrolis dapat dilakukan melalui uji eksperimen dan numerik. Apabila untuk melakukan uji eksperimen tidak mudah dilakukan, simulasi numerik sangat membantu untuk perbaikan suatu sistem.

Domain penelitian terbagi menjadi tiga bagian: zona pipa hisap dari impeller pompa, zona impeller, dan perpanjangan zona bagian downstream impeller. Rotating coordinate system digunakan untuk mengatur zona impeller dengan kecepatan rotasi terukur, sedangkan bagian lain berada pada sistem koordinat stasioner.



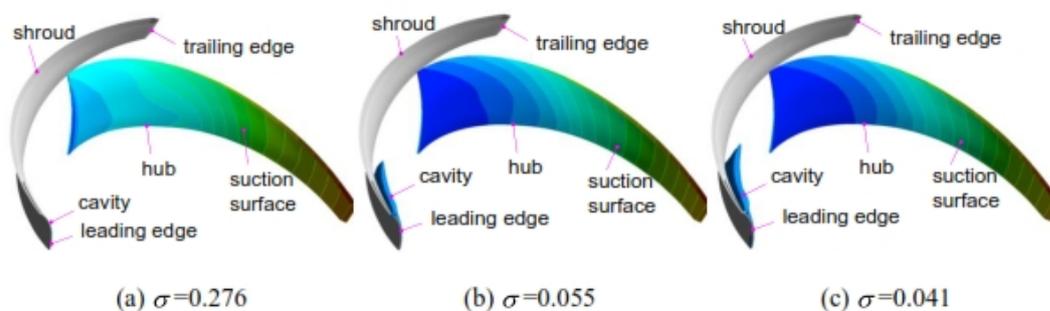
Gambar 2.9 Domain komputasi dari simulasi aliran kavitasi pada pompa (Yu et al, 2014).

Untuk memperbaiki akurasi simulasi numerik, struktur meshing menggunakan *hexahedral*. Perbedaan zona dan jumlah meshing di ditampilkan pada table 2.1 berikut ini.

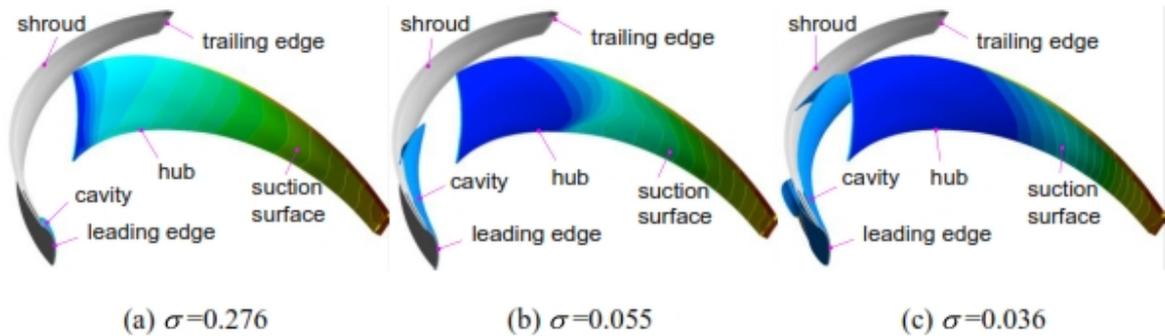
Tabel 2.1 Penggunaan meshing untuk simulasi pada 3 zona (Yu et al, 2014)

Zone	Node number	Element number
Suction pipe	73,800	68,440
Impeller	209,670	194,938
Extended pipe	108,000	100,949

Untuk mengamati perkembangan gelembung uap air pada impeller pompa, dilakukan simulais untuk debit 0.5 kali debit maksimum (Q_{max}) dan 1 kali Q_{max} . Hasil simulasi digambarkan pada gambar 2.10 dan 2.11 di bawah ini.

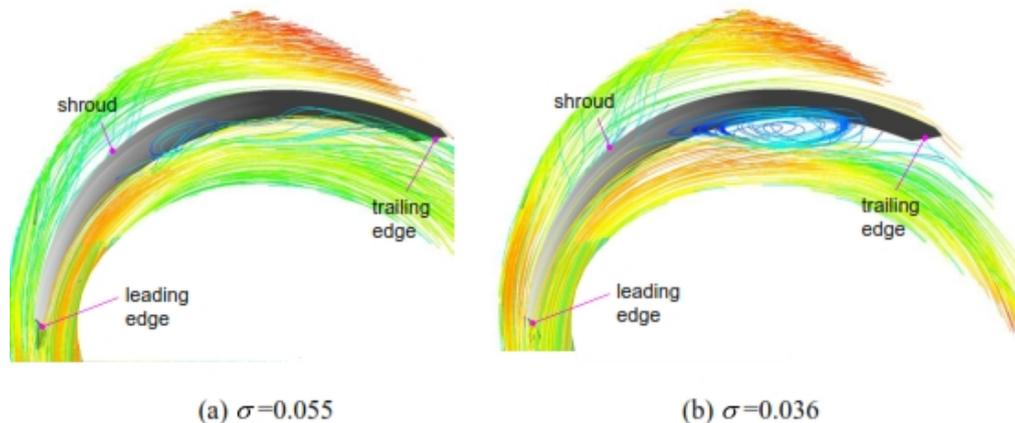


Gambar 2.10 Perkembangan gelembung uap dengan 0.5 kali Q_{max} dengan 3 variasi operasi. (Yu et al, 2014)



Gambar 2.11 Perkembangan gelembung uap dengan 1 kali Q_{max} dengan 3 variasi operasi. (Yu et al, 2014).

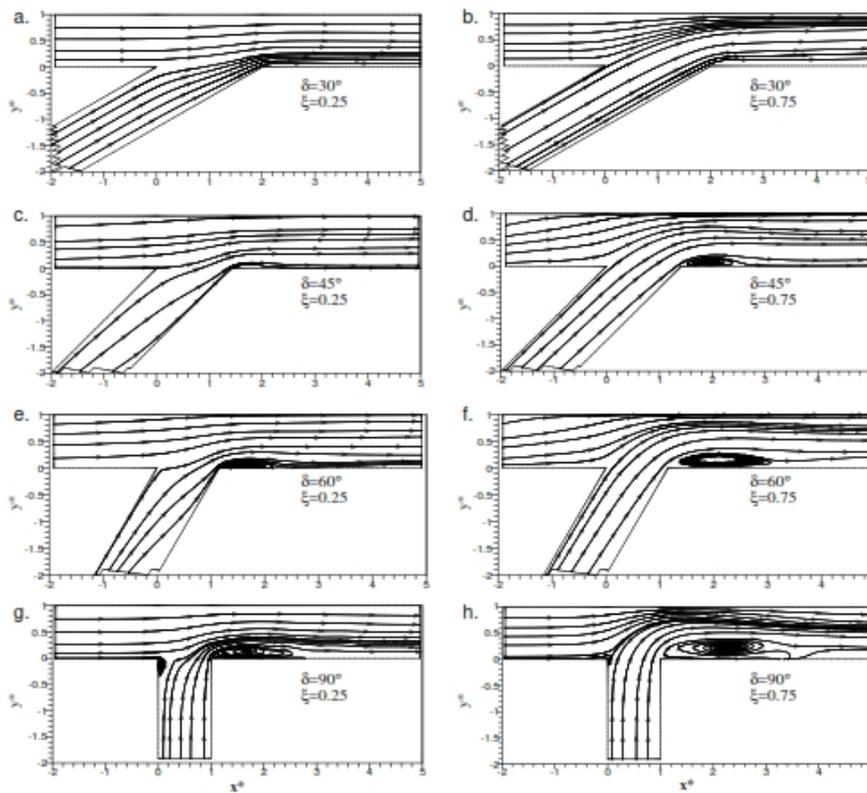
Hasil simulasi aliran kavitasi cukup menggambarkan perkembangan kavitasi di pompa. Dari gambar 2.10 dan 2.11 di atas dapat dijelaskan bahwa awal mula terbentuknya gelembung udara adalah pada *leading edge* dekat saluran hisap impeller, dan gelembung udara terus berkembang sepanjang permukaan aliran. Dengan angka kavitasi yang sama, $0.5Q_{max}$ menghasilkan gelembung udara yang lebih kecil.



Gambar 2.12 *Streak line* pada sisi dalam impeller pada 1 kali Q_{max} dan dua kondisi operasi (Yu et al, 2014)

Dari gambar 2.12 dapat dijelaskan bahwa dengan angka kavitasi yang lebih rendah, lebih mudah mengalami kavitasi. Penelitian berikutnya diperlukan studi tentang hubungan antara perkembangan gelembung uap terhadap penurunan kinerja pompa.

Luo Hao dkk (2018) melakukan penelitian tentang energy losses pada junction dengan simulasi 1 dimensi pada saluran terbuka. Fluida yang mengalir melalui suatu percabangan akan terjadi separasi yang berakibat terganggunya aliran yang menyebabkan kerugian aliran dan tekanan total. Variasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah sudut *junction* dan *discharge ratio*, yaitu perbandingan *mass flow rate lateral channel* dan *mass flow rate main channel*.



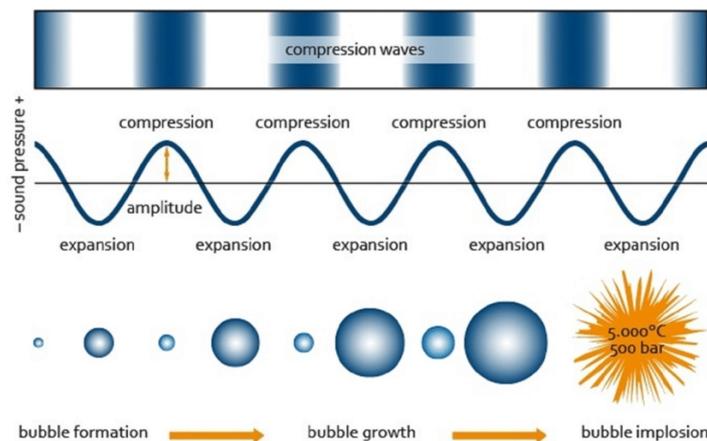
Gambar 2.13 Karakteristik aliran pada percabangan dengan variasi sudut 30° , 45° , 60° dan 90° (a) dengan $\xi = 0.25$ (b) dengan $\xi = 0.75$ (Hao et al, 2018)

Separasi pada percabangan pipa mengakibatkan aliran menjadi turbulen, sehingga koefisien gesek menjadi tinggi dan menyebabkan penurunan tekanan yang akan berpengaruh pada energy yang dibutuhkan untuk mengalirkan fluida. Seperti pada gambar 2.13 di atas, dengan sudut datang yang lebih kecil, separasi aliran yang terjadi lebih kecil pula. Sedangkan sudut 90° mempunyai separasi aliran paling besar.

2.2 Dasar Teori

Pada sistem perpipaan pada pompa sentrifugal dapat terjadi kavitasi yang dipengaruhi oleh kecepatan aliran, tekanan *suction* pompa dan perubahan penampang yang menyebabkan terjadinya penurunan tekanan sampai turun di bawah tekanan uap jenuhnya sehingga terbentuk gelembung uap air. Kavitasi adalah fenomena perubahan fase uap dari zat cair yang mengalir akibat berada pada tekanan yang lebih rendah dari tekanan saturasinya yang terjadi pada saluran hisap pompa. Perubahan fase tersebut dapat diakibatkan oleh penurunan tekanan ataupun kenaikan temperature.

Knapp (Karassik et al, 1976) menemukan bahwa mulai terbentuknya gelembung sampai gelembung pecah hanya memerlukan waktu sekitar $0,003$ detik. Gelembung ini akan terbawa aliran fluida sampai berada pada daerah yang mempunyai tekanan lebih besar. Pada daerah tersebut gelembung pecah dan menyebabkan *shock* pada dinding pompa.. Gejala kavitasi yang timbul pada pompa biasanya ada suara berisik dan getaran, unjuk kerjanya menjadi turun, jika dioperasikan dalam jangka waktu lama akan terjadi kerusakan pada permukaan dinding saluran. Permukaan dinding saluran akan berlubang-lubang karena erosi kavitasi sebagai tumbukan gelembung-gelembung yang pecah pada dinding secara terus-menerus dapat dilihat pada Gambar 2.13.



Gambar 2.14 Perkembangan gelembung uap pada sisi hisap pompa (Karassik et al, 1976)



2.1.1. Penyebab Kavitas pada Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal mempunyai sifat-sifat teknis yang harus dipenuhi agar dapat beroperasi dengan baik. Salah satu permasalahan yang sering terjadi pada pompa ini adalah terjadi kavitas pada sisi hisap pompa. Jika terjadi kavitas pada pompa, performa dan efisiensi turun, meningkatnya vibrasi dan kerusakan pada komponen pompa. Ada beberapa penyebab kavitas pada pompa sentrifugal diantaranya, adalah sebagai berikut.

- a) *Vaporation* (penguapan)
- b) *Air Ingestion* (masuknya udara luar ke line suction pompa)
- c) *Internal Recirculation* (sirkulasi balik di dalam sistem)
- d) *Turbulance* (pergolakan aliran)

2.1.2 Net Positive Suction Head (NPSH)

Untuk mencegah kavitas nilai *head* aliran pada sisi hisap harus diatas nilai tekanan uap jenuh zat cair pada temperatur fluida. Selisih nilai *head* yang pada sisi hisap pompa ($p_s/\rho g + V^2/2g$) dengan nilai tekanan uap jenuh zat cair ($p_{vp}/\rho g$) pada tempat tersebut dinamakan *Net Positif Suction Head* (NPSH) yang dipakai sebagai karakter potensi pompa terhadap kavitas. Ada dua macam NPSH yaitu *NPSH Available* (NPSHa) atau NPSH tersedia pada instalasi dan *NPSH required* (NPSHr) atau NPSH yang diperlukan pompa agar aman terhadap kavitas.

Gejala kavitas terjadi pada titik terdekat setelah sisi masuk sudu *impeller* di dalam pompa. Di daerah tersebut, tekanan lebih rendah daripada tekanan pada lubang hisap pompa karena fluida mengalir melalui *nozzel* hisap sehingga kecepatannya naik dan tekanan zat cair menjadi turun.

A. NPSH Availabel (NPSHa)

NPSH Available adalah *head* yang dimiliki oleh zat cair pada sisi hisap pompa dikurangi dengan tekanan uap jenuh zat cair pada temperatur tersebut. Untuk pompa yang menghisap zat cair dari tempat terbuka, maka besarnya NPSH yang tersedia dapat dituliskan seperti persamaan (2.2)



$$N = \frac{P}{\rho} + h_s - \frac{P}{\rho} - h_{ls} \quad (2.2)$$

dengan:

P_a = Tekanan atmosfer atau *reservoir tank* (Pa)

P_{vp} = Tekanan uap jenuh fluida (Pa)

ρ = berat jenis fluida (kg/m^3)

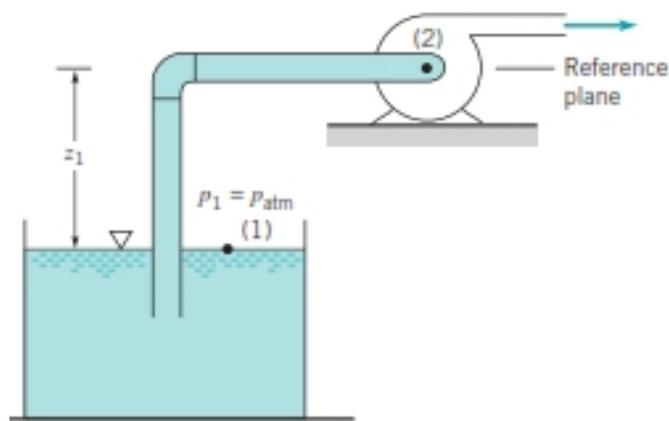
g = percepatan gravitasi (kg.m/s^2)

h_s = *Head* sisi hisap (m) h_s adalah positif (bertanda +) jika pompa terletak di bawah permukaan reservoir; dan negatif (bertanda -) jika pompa berada di atas reservoir

h_{ls} = *Total head loss* sisi hisap pompa (m).

Jika zat cair yang berasal dari tangki tertutup, maka harga P_a menyatakan tekanan mutlak yang bekerja pada permukaan zat cair didalam tangki tertutup tersebut. Jika tekanan diatas permukaan zat cair sama dengan tekanan uap jenuhnya, maka $p_a = p_{vp}$. Untuk pompa yang menghisap zat cair dari tempat terbuka, maka besarnya NPSHa dapat dituliskan seperti persamaan (2.3) sebagai berikut.

$$NPSHa = h_s - h_{ls} \quad (2.3)$$

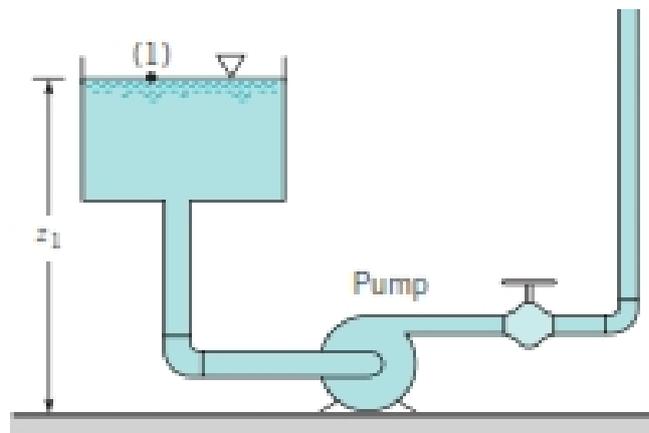


Gambar 2.15 Posisi pompa terletak di atas permukaan fluida yang dihisap

(Munson et al, 2009)



Dari gambar 2.15 di atas terlihat bahwa posisi pompa berada di atas reservoir, artinya suction head bernilai negative yang akan mengurangi nilai NPSHa. Desain *suction pipeline* seperti ini lebih rawan terjadi kavitasi. Karena akan terjadi tekanan yang vacuum pada sisi hisap sebelum masuk impeller pompa. Dimana tekanannya lebih kecil dari tekanan atmosfer. Tekanan vacuum tersebut akan meningkatkan potensi penguapan fluida dan dapat menyebabkan terbentuk gelembung uap air pada fluida yang mengalir.



Gambar 2.16 Posisi pompa terletak di bawah permukaan fluida yang diisap
(Munson et al, 2009)

Dari gambar 2.16 di atas terlihat bahwa posisi pompa berada di bawah reservoir, artinya *suction head* bernilai positif yang akan menambah besarnya NPSHa. Desain suction pipeline seperti ini lebih aman terhadap terjadinya kavitasi.

B. NPSH Required (NPSHr)

Agar tidak terjadi penguapan fluida kerja, maka nilai tekanan pada sisi hisap pompa dikurangi dengan nilai penurunan tekanan didalam pompa harus lebih tinggi dari pada nilai tekanan uap zat cair. *Head* tekanan yang besarnya sama dengan penurunan tekanan ini disebut NPSH yang diperlukan atau *Net Positive Suction Head Required* (NPSHr). Besarnya NPSHr berbeda untuk setiap



pompa. Untuk suatu pompa tertentu, NPSH yang diperlukan berubah menurut kapasitas dan putaran spesifiknya.

Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitas, maka harus dipenuhi syarat NPSH Available harus lebih besar dari pada NPSH Required. Jadi untuk menghindari kavitas pada pompa harus dipenuhi persyaratan $NPSH Available > NPSH Required$. Harga NPSHr diperoleh dari desain pabrik pembuat pompa.

Cara menghindari terjadinya kavitas yang paling tepat adalah dengan desain instalasi pompa dengan NPSHa yang lebih besar dari pada NPSHr. NPSHa bisa diusahakan oleh konsumen sesuai desain instalasi sisi hisap, sehingga nilainya lebih besar dari NPSHr. Berikut ini hal-hal yang diperlukan untuk instalasi pompa dengan nilai NPSHa yang lebih besar.

- a) Sebisa mungkin desain reservoir berada di atas pompa, agar h_s bernilai positif.
- b) Jika posisi pompa lebih tinggi daripada reservoir, ketinggian dibuat serendah mungkin agar $head\ statis$ lebih rendah pula, artinya pipa hisap harus dibuat sependek mungkin.
- c) Jika terpaksa dipakai pipa isap yang panjang, sebaiknya diambil pipa yang berdiameter lebih besar untuk mengurangi kerugian gesekan.
- d) Kecepatan aliran pada pipa hisap tidak boleh terlalu besar (bagian yang mempunyai kecepatan tinggi, maka tekanannya akan rendah).
- e) Tidak mengurangi laju aliran dengan menghambat aliran disisi hisap.
- f) $Head$ total pompa harus ditentukan sedemikian hingga sesuai dengan yang diperlukan pada kondisi operasi yang sesungguhnya.
- g) Menghindari instalasi perpipaan berupa belokan-belokan tajam, karena belokan yang tajam kecepatan fluida akan meningkat sedangkan tekanan fluida akan turun sehingga menjadi rawan terhadap kavitas.

2.3. Pengaruh Temperatur Fluida

Kenaikan temperatur mempengaruhi densitas dan tekanan uap jenuh fluida. Semakin tinggi temperatur fluida, nilai densitas semakin menurun akan tetapi tekanan uap jenuhnya meningkat. Kenaikan densitas tidak berpengaruh signifikan terhadap perubahan tekanan, sehingga yang memegang pengaruh terhadap kavitas adalah kenaikan tekanan uap jenuhnya.



Kenaikan temperatur fluida juga berpengaruh terhadap viskositasnya. Viskositas fluida akan menurun jika temperatur dinaikkan. Viskositas fluida yang rendah akibat efek pemanasan menyebabkan kavitasi mudah terjadi, karena fase pembentukan uapnya semakin cepat. Pada temperatur rendah intensitas kavitasi lebih kecil disebabkan viskositas lebih besar. Viskositas rendah juga mendorong tegangan permukaan menjadi lebih kecil yang menyebabkan fluida semakin mudah pecah dan mendorong terjadinya intensitas kavitasi yang lebih besar. Hubungan temperatur dengan tekanan uap jenuh untuk fluida air dapat dilihat pada Tabel 2.2 di bawah ini.

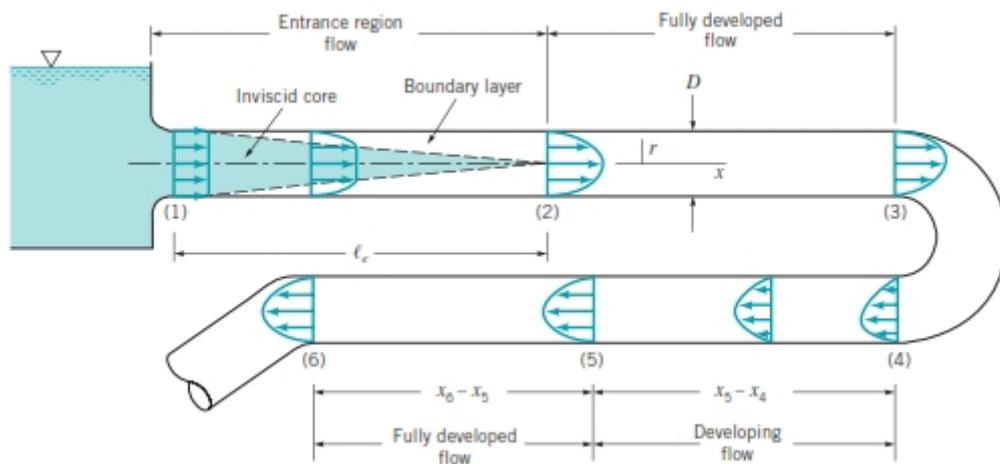
Tabel 2.2 Sifat-sifat air (*Shapiro, 2006*)

TABLE A-3 Properties of Saturated Water (Liquid–Vapor): Pressure Table

Press. bar	Temp. °C	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K	
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797
0.80	93.50	1.0380	2.087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346
0.90	96.71	1.0410	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949
1.00	99.63	1.0432	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594
1.50	111.4	1.0528	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233
2.00	120.2	1.0605	0.8857	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271
2.50	127.4	1.0672	0.7187	535.10	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	7.0527
3.00	133.6	1.0732	0.6058	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	6.9919
3.50	138.9	1.0786	0.5243	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	6.9405
4.00	143.6	1.0836	0.4625	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	6.8959
4.50	147.9	1.0882	0.4140	622.25	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565

2.4. Aliran Fluida

Aliran fluida (cairan atau gas) di dalam sebuah saluran tertutup atau pipa sangat penting di dalam kehidupan sehari-hari. Beberapa komponen dasar yang berkaitan dengan sistem perpipaan adalah meliputi pipa-pipa itu sendiri, sambungan pipa (fitting) yang digunakan untuk menyambung masing-masing pipa guna membentuk sistem yang diinginkan, peralatan pengatur laju aliran (valve), pompa dan turbin yang menambah energi atau mengambil energi dari fluida. Pada aliran fluida di dalam pipa, lapisan fluida pada dinding mempunyai kecepatan nol. Lapisan fluida pada jarak yang semakin jauh dari dinding pipa mempunyai kecepatan yang semakin besar, dengan kecepatan maksimum terbesar terjadi pada pusat pipa.



Gambar 2.17 Daerah masuk aliran sedang berkembang dan aliran berkembang penuh di dalam sebuah sistem pipa. (Munson et al, 2009)

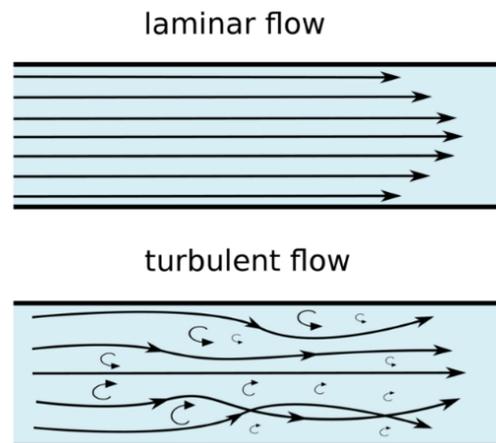
Seperti terlihat gambar 2.17 di atas, fluida memasuki pipa dengan kecepatan yang seragam dengan profil kecepatan di titik (1). Ketika fluida bergerak melalui pipa, pengaruh kekentalan menyebabkan gesekan fluida dengan dinding pipa. Dengan demikian lapisan batas (*boundary layer*) berubah, efek dari kekentalan fluida yang mempengaruhi perubahan profil kecepatan sepanjang pipa sampai dengan titik (2). Setelah melalui titik (2) profil kecepatan tidak bervariasi seiring dengan pertambahan ke arah x . *Boundary layer* telah tumbuh dengan ketebalan yang sudah penuh mengisi pipa sampai ke titik tengah



(centerline). Bentuk dari profil kecepatan dalam pipa tergantung dari jenis aliran, apakah turbulen ataukah laminar.

2.4.1 Aliran *Laminar* dan *Turbulen*

Perbandingan gaya-gaya yang disebabkan oleh gaya inersia, gravitasi dan kekentalan dikenal sebagai bilangan *Reynolds* seperti persamaan (2.12) di atas. Aliran fluida mengalir mengikuti bentuknya. Jika nilai *Re* kecil, partikel-partikel fluida bergerak sepanjang lintasan-lintasan yang halus atau lapisan-lapisan dengan satu lapisan meluncur secara mulus pada lapisan yang bersebelahan yang dikenal sebagai aliran laminar, sedangkan jika partikel-partikel fluida bergerak secara acak (random) baik arahnya maupun kecepatannya tidak terdapat garis edar tertentu yang dapat dilihat, aliran ini disebut aliran *turbulen* seperti terlihat pada gambar 2.18 di bawah ini.



Gambar 2.18 Perbedaan Aliran *laminar* dan Aliran *turbulen* (Bruce R. Munson et al, 2009)

Kerugian Tekanan Aliran Dalam Pipa (Head Loss) merupakan suatu kerugian yang dialami aliran fluida selama mengalir dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter fluida aliran itu sendiri. Head loss dapat dibedakan menjadi 2, yaitu Mayor Loses dan Minor Loses.



A. Mayor losses merupakan kerugian yang disebabkan oleh gesekan pada dinding pipa lurus dan mempunyai penampang tetap. Headloss mayor merupakan fungsi dari Reynolds Number dan kekasaran permukaan (roughness). Perhitungan Headloss mayor menggunakan persamaan berikut ini.

$$h_{Lm} = f \frac{LV^2}{D2g} \quad (2.4)$$

dengan:

h_L = mayor loses pada pipa (m)

f = faktor gesekan (*friction factor*)

L = jarak pressure tube (m)

D = diameter dalam pipa (m)

V = kecepatan aliran fluida (m/s)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

Untuk aliran laminer dan turbulen terdapat rumus yang berbeda. Sebagai patokan apakah suatu aliran itu laminer atau turbulen, dipakai bilangan Reynolds:

$$R = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.5)$$

dengan :

Re = bilangan Reynolds

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

D = diameter dalam pipa (m)

μ = viskositas dinamik fluida (kg/ms) atau (N.s/m²)

Pada aliran fluida dalam pipa berlaku sebagai berikut.

Aliran *laminer* terjadi jika $Re < 2300$

Aliran transisi terjadi jika $2300 < Re < 4000$

Aliran *turbulen* terjadi jika $Re > 4000$



Aliran Lamier

Pada aliran laminar berlaku persamaan berikut.

$$f = \frac{6}{R} \tag{2.6}$$

Aliran Transisi dan Turbulen

Pada aliran transisi dan turbulen, factor gesekan tergantung pada Re dan kekasaran permukaan (bahan pipa)

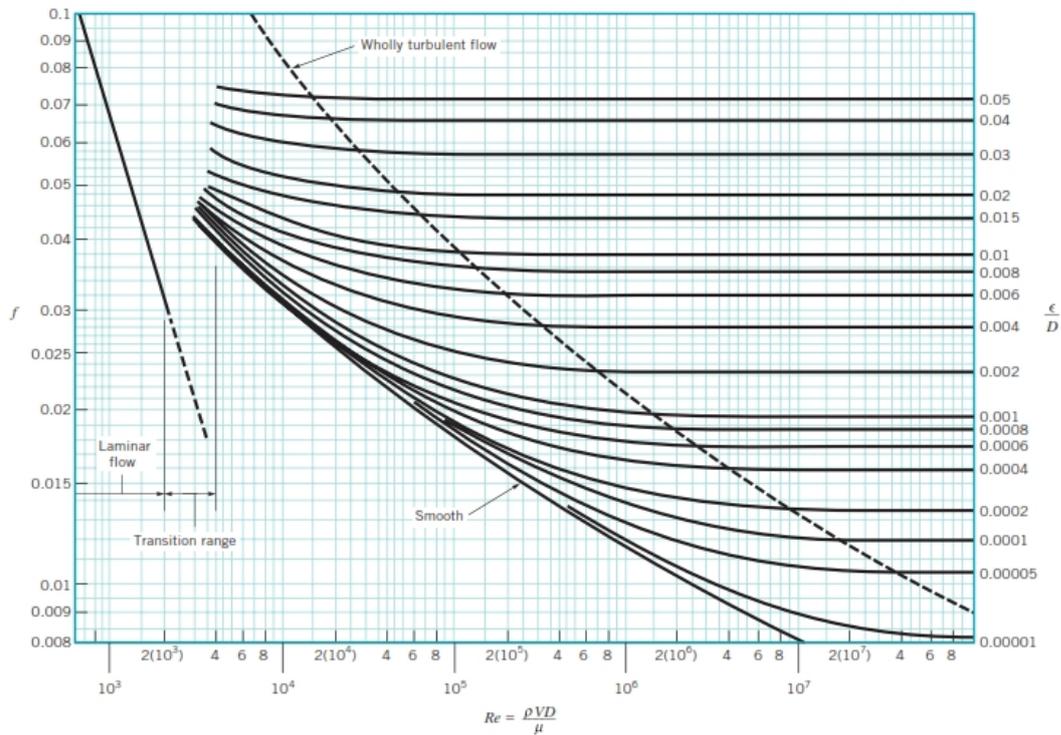
$$f = \phi_2 \left(R, \frac{e}{D} \right) \tag{2.7}$$

dengan :

Re = Reynolds Numbers

e/D = kekasaran pipa (bahan pipa)

untuk aliran turbulen dengan Re yang sangat besar, besaran faktor gesek (f) hanya tergantung pada bilangan kekasaran pipa saja. Untuk nilai tersebut dapat di lihat pada Moody Diagram di gambar 2.19



Gambar 2.19 Moody Diagram: *Frictioan factor* (f) sebagai fungsi *Reynolds Number* dan kekasaran permukaan relative pada pipa (*Munson et al, 2009*)

B. Minor losses

Merupakan kerugian yang akan terjadi karena perubahan luas penampang pipa, entrance, sambungan, elbow, valve dan asesoris perpipaan lainnya. ukuran saluran, bentuk penampang atau aliran berubah. Secara umum kerugian ini dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$h_L = K \frac{V^2}{2} \quad (2.8)$$

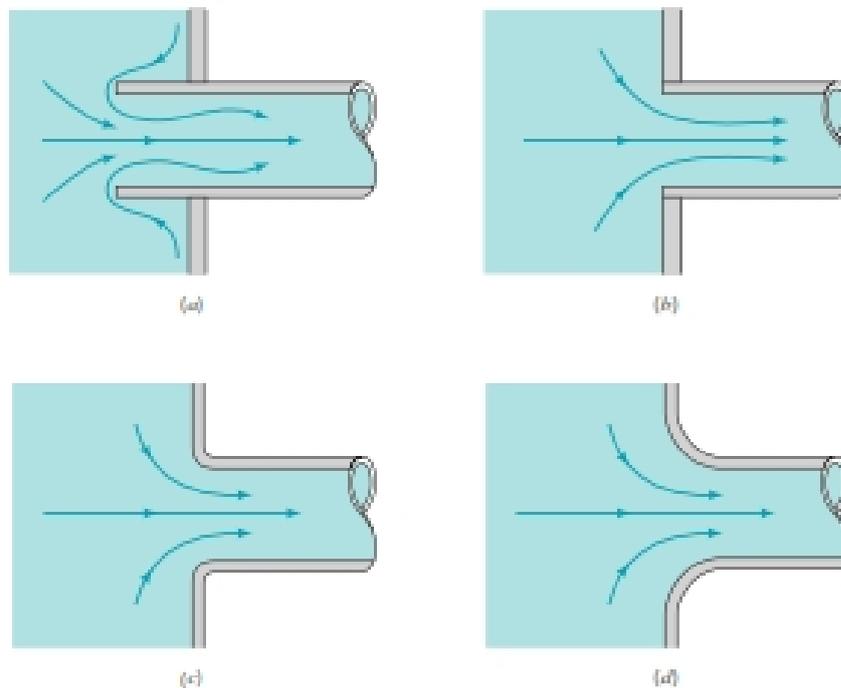
Dengan:

h_{Lm} : Minor Loses (m)

K : koefisien kerugian minor yang besarnya ditentukan secara eksperimen.

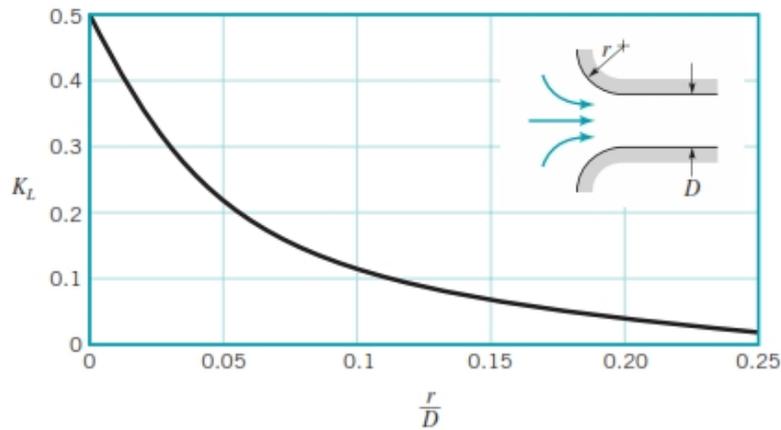
V : Kecepatan rata-rata aliran (m/s)

1. Inlet dan Exit yang mempengaruhi nilai K .



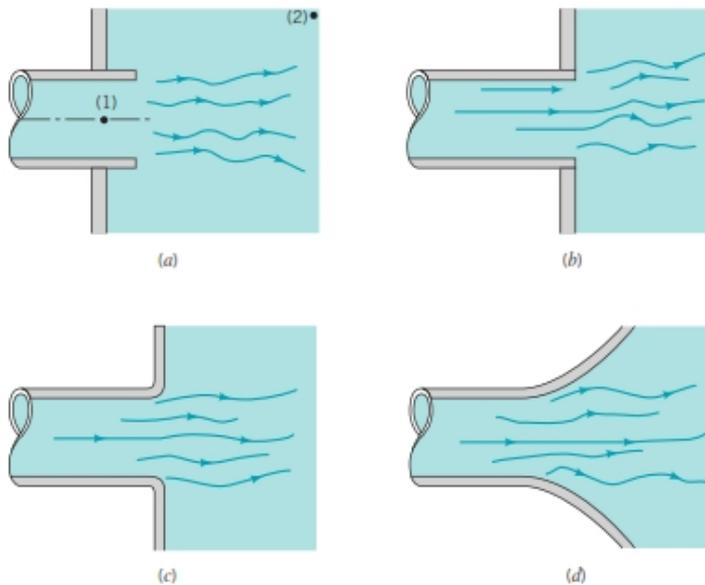
Gambar 2.20 Kondisi saluran masuk dan koefisien loses

(a) Reentrant, $K_L = 0.8$, (b) sharp-edge, $K_L = 0.5$, (c) slightly-rounded, $K_L = 0.2$, (d) well-rounded, $K_L = 0.04$ (Munson et al, 2009)



Gambar 2.21 Koefisien loses pada saluran masuk sebagai fungsi perbandingan radius dan diameter (*Munson et al, 2009*)

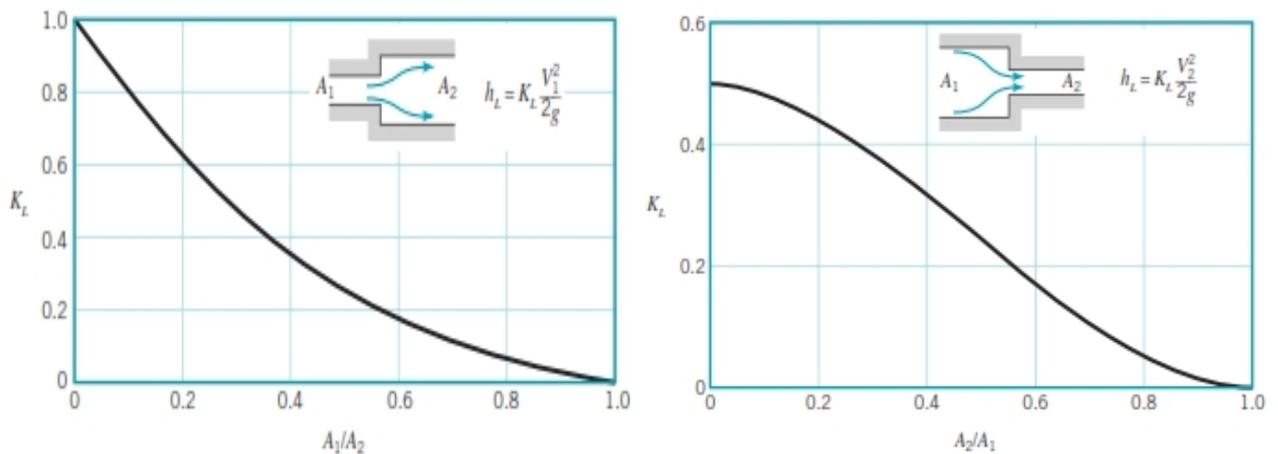
Dari gambar 2.21 terlihat bahwa dengan semakin halus perubahan aliran pada saluran masuk akan mengurangi kerugian aliran (loses) akibat perubahan bentuknya. Semakin besar radius entrance mendekati besarnya diameter, semakin kecil loses yang terjadi. Sedangkan pada saluran exit tidak ada pengaruh kontur dari halusnya perubahan luasan area, besarnya k_L tetap sama yaitu 1.0. Hal ini terjadi karena tekanan balik dari downstream atau tanki penyimpanan fluida (*storage tank*).



Gambar 2.22 Kondisi saluran keluaran dan koefisien loses
(a) Reentrant, $K_L = 1.0$, (b) sharp-edge, $K_L = 1.0$, (c) slightly-rounded, $K_L = 1.0$, (d) well-rounded, $K_L = 1.0$ (*Munson et al, 2009*)

2. Enlargement dan contraction mempengaruhi nilai K

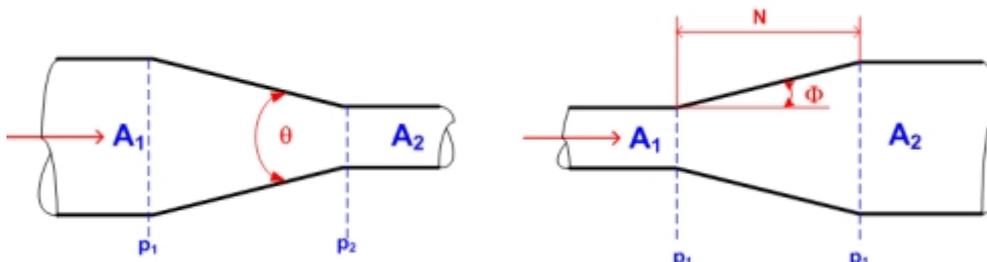
Enlargement adalah perubahan pembesaran luasan area dari saluran aliran fluida. Sedangkan contraction adalah perubahan pengecilan luasan penampang area dari saluran aliran fluida. Besarnya Headloss pada sudden enlargement dan sudden contraction tergantung dari kecepatan tertinggi di pipeline dan perbandingan perubahan luasan areanya. Untuk besarnya h_L seperti terlihat pada gambar 2.23 di bawah ini. Besaran koefisien loses sudden enlargement relative lebih besar dari pada sudden contraction untuk perubahan luasan penampang yang sama, hal ini karena adanya aliranbalik dari sisi downstream ke sisi up stream yang menyebabkan terjadinya pressure drop yang besar.



Gambar 2.23 Besaran koefisien loses pada sudden enlargement (a) dan Sudden Contraction (b) (Munson et al, 2009)

3. Nozzle dan diffuse di gunakan untuk mengurangi loses

Loses aliran akibat perubahan luasa penampang dapat dikurangi jika perubahan luasan area di kurangi secara perlahan. Untuk melakukan hal tersebut dipasang sistem nozzle dan diffuser pada pipeline seperti terlihat pada gambar 2.23 di bawah ini. Nozzle digunakan untuk menaikkan kecepatan aliran dan menurunkan tekanan, sedangkan difusser digunakan untuk menaikkan tekanan tetapi memperlambat aliran.



Gambar 2.24 Nozzle (a) dan Difuser (b) digunakan untuk mngurangi loses pada aliran (Munson et al, 2009)

Sudut (θ) menjadi parameter yang penting dalam mendesain sebuah diffuser. Dengan sudut θ yang kecil mengakibatkan ukuran panjang difusser yang berlebih dan semakin besar headloss akibat gesekan dengan dinding pipa. Untuk sudut θ medium atau yang besar, separasi aliran dari dinding dan loses terutama disebabkan kehilangan energy kinetic karena meninggalkan diameter yang kecil.

Koefisien tekanan recovery dirumuskan berikut.

$$C = \frac{K}{K} \frac{T}{T} \frac{S}{D_i}$$

$$C = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (2.9)$$

dengan:

C_p : koefisien tekanan recovery

P_2 : Tekanan dinamis di titik 2

P_1 : Tekanan dinamis di titik 1

Bila $\alpha_1 = \alpha_2$ dan pipa pada posisi horizontal, ($Z_1 = Z_2$), maka persamaan headlosses menjadi:

$$\begin{aligned} \left[\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} \right] + \left[\frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} \right] &= h_L = h_L \quad \text{atau} \\ h_L &= \left[\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right] - \left[\frac{P_2 - P_1}{\rho} \right] \\ h_L &= \frac{V_1^2}{2} \left\{ \left[1 - \frac{V_2^2}{V_1^2} \right] - \left[\frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} \right] \right\} \\ h_L &= \frac{V_1^2}{2} \left\{ \left[1 - \frac{V_2^2}{V_1^2} \right] - C \right\} \end{aligned} \quad (2.10)$$



Hukum Kontinuitas dirumuskan:

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \rightarrow \frac{V_2}{V_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (2.11)$$

$$h_L = \frac{V_1^2}{2} \left\{ 1 - \left[\frac{A_1}{A_2} \right]^2 - C \right\}$$

Atau bila didefinisikan Area Ratio, $AR = A_2/A_1$, maka

$$h_L = \frac{V_1^2}{2} \left\{ 1 - \frac{1}{(A)^2} - C \right\}, \text{ Untuk aliran tana gesekan, } h_{LM} = 0, \text{ maka koefisien}$$

tekanan recovery ideal dirumuskan sebagai berikut.

$$C = 1 - \frac{1}{(A)^2} \quad (2.12)$$

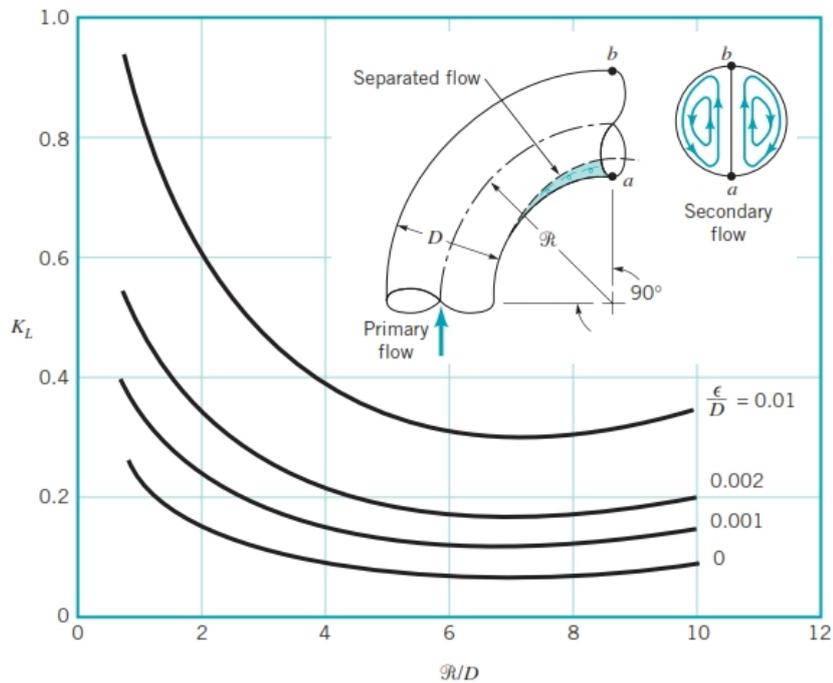
Selanjutnya headloss minor untuk diffuser dapat ditulis:

$$h_L = \frac{V_1^2}{2} \{ C - C \} \quad (2.13)$$

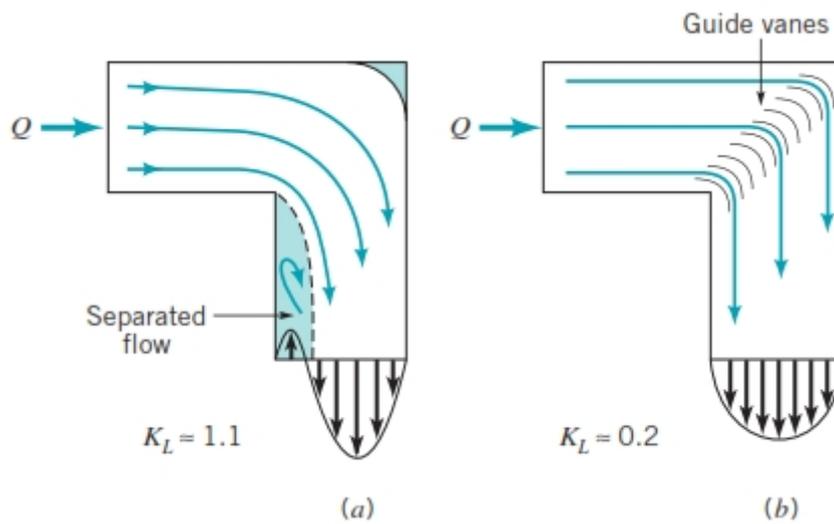
4. Kerugian aliran pada belokan pipa

Belokan pipa menyebabkan hilangnya energi pada aliran yang cukup besar, hal ini dikarenakan pada belokan terjadi pemisahan aliran dan turbulensi. Seperti gambar 2.24 di bawah, Kerugian pada belokan semakin meningkat dengan bertambah besarnya sudut belokan. Sudut belokan adalah sudut antara saluran arah masuk aliran terhadap negatif saluran arah keluar aliran. Losses yang terjadi pada belokan disebabkan oleh adanya aliran sekunder (*twin eddy*/pusaran ganda). Ketika fluida bergerak pada belokan pipa, muncul gaya sentrifugal yang bekerja pada partikel-partikel fluida.

Gaya sentrifugal yang terjadi sebanding dengan kuadrat kecepatan fluida. Karena kecepatan fluida yang tidak seragam, semakin besar mendekati pusat dan semakin mengecil mendekati dinding, maka gaya sentrifugal yang bekerja pada tengah arus jauh lebih besar daripada gaya sentrifugal pada lapisan batas. Akibatnya muncul vortex atau swirl yang menyebabkan rotasi fluida dan menghasilkan aliran sekunder. Sehingga Pada belokan pipa terjadi penurunan tekanan (*pressure drop*) yang lebih besar daripada pipa lurus untuk panjang yang sama. Semakin besar Δp atau meningkatnya *pressure drop* tersebut dapat menyebabkan energi yang dibutuhkan untuk mengalirkan fluida juga meningkat. Penurunan tekanan yang terlalu besar dapat menyebabkan terjadinya kavitasi dan getaran pada instalasi pipa.



Gambar 2.25 Karakter aliran pada pipa bending 90° dan koefisien loses (K)
 (Munson et al, 2009)



Gambar 2.26 Karakteristik aliran pada elbow 90° (a) tanpa pengarah (b) dengan pengarah (Munson et al, 2009)

Dari gambar 2.26 di atas terlihat adanya perbedaan profil aliran pada elbow dengan pengarah dan tanpa pengarah aliran. Elbow tanpa pengarah terlihat adanya daerah separasi yang menyebabkan terjadi aliran balik dan mengganggu aliran sehingga menyebabkan headloss aliran. Sebaliknya pada elbow 90° dengan

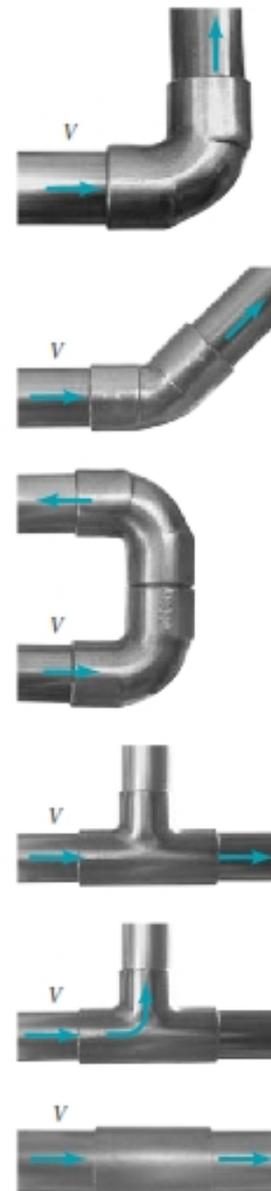


pengarah tidak terlihat adanya aliran balik. Untuk koefisien kerugian aliran pada beberapa pipa bending dapat dilihat pada table 2.3 di bawah ini.

Tabel 2.3 Koefisien kerugian aliran pada beberapa pipa bending. (Munson et al, 2009)

Loss Coefficients for Pipe Components ($h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$) (Data from Refs. 5, 10, 27)

Component	K_L
a. Elbows	
Regular 90°, flanged	0.3
Regular 90°, threaded	1.5
Long radius 90°, flanged	0.2
Long radius 90°, threaded	0.7
Long radius 45°, flanged	0.2
Regular 45°, threaded	0.4
b. 180° return bends	
180° return bend, flanged	0.2
180° return bend, threaded	1.5
c. Tees	
Line flow, flanged	0.2
Line flow, threaded	0.9
Branch flow, flanged	1.0
Branch flow, threaded	2.0
d. Union, threaded	
	0.08
e. Valves	
Globe, fully open	10
Angle, fully open	2
Gate, fully open	0.15
Gate, $\frac{1}{4}$ closed	0.26
Gate, $\frac{1}{2}$ closed	2.1
Gate, $\frac{3}{4}$ closed	17
Swing check, forward flow	2
Swing check, backward flow	∞
Ball valve, fully open	0.05
Ball valve, $\frac{1}{4}$ closed	5.5
Ball valve, $\frac{3}{4}$ closed	210





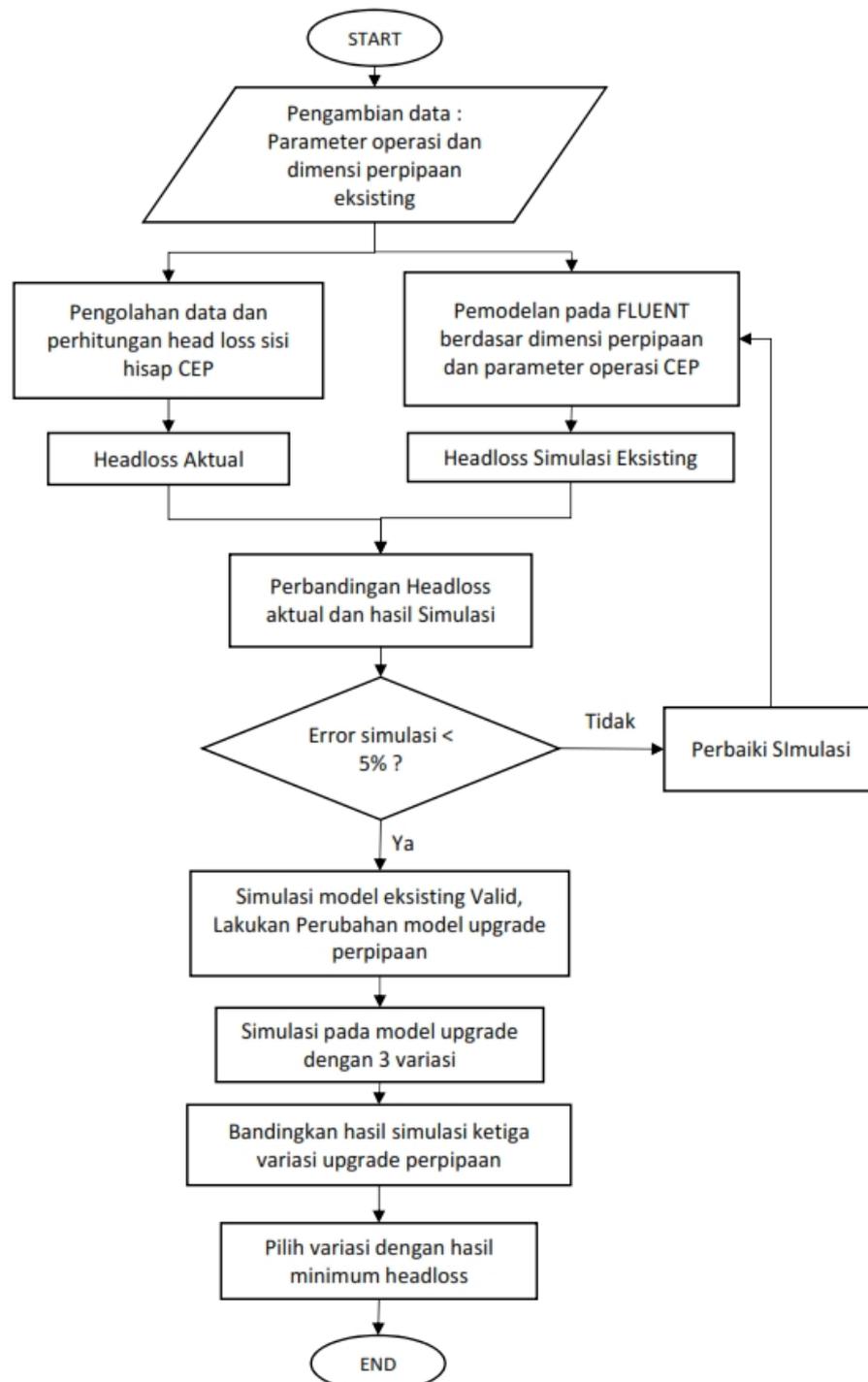
“Halaman ini sengaja kosong”



BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Flow Chart Penelitian.



Gambar 3.1 Flow Chart Penelitian



Penelitian ini dilakukan dengan melakukan simulasi numerik menggunakan *software ANSYS Fluent 18.2* pada jalur pipa hisap *Condensate Extraction Pump (CEP)*. Untuk membuat model 3D jalur perpipaan dilakukan dengan *Software Gambit 2.4.6*.

3.2 Tahapan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan pilihan perbaikan jalur pipa sisi hisap CEP yang optimal untuk mencegah terjadinya kavitasi dan Terjaganya performa dan keandalan sistem air kondensat untuk mendukung keandalan PLTU Labuan. Tahapan penelitian adalah sebagai berikut:

1. Studi Kasus.

Permasalahan yang terjadi adalah CEP Labuan beberapa kali mengalami penurunan performa yang kemungkinan diakibatkan kavitasi bagaimana agar dibuat desain alternaive sisi hisap CEP agar dapat mengurangi potensi kavitasi pada CEP.

2. Studi Literatur.

Untuk membantu memahami dan menganalisa permasalahan yang ada maka dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan proses pembakaran, operasi PLTU dan CFD. Studi literatur diperoleh dari jurnal, *e-book*, tugas akhir, *handbook* maupun *website*.

3. Pengumpulan Data.

Pengumpulan data operasi dilakukan untuk melakukan perhitungan, membuat pemodelan dan juga untuk validasi simulasi pembakaran.

4. Pemodelan dan Simulasi.

Tahapan ini diawali dengan *pre-processing* pembuatan geometri dan penentuan domain dari sistem pembakaran didalam *boiler*. Pada tahap *processing* dan *post-processing* dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak CFD komersial.

5. Analisa dan Kesimpulan

Pada akhir simulasi ditampilkan *post-processing* dengan menampilkan hasil simulasi secara kuantitatif dan kualitatif seperti distribusi temperatur,



3.3 Pengumpulan Data Teknis dan Data Operasi

Untuk mendukung pelaksanaan penelitian, diperlukan data aktual untuk acuan validasi pemodelan dan simulasi dari sistem yang akan ditinjau. Data aktual yang digunakan ada 2 macam, yaitu data Teknis dan data operasi. Data Teknis digunakan untuk melakukan modeling dan menggambarkan geometri lapangan untuk dimasukkan ke software. Sedangkan data operasi digunakan untuk validasi modeling yang dibuat. Model dinyatakan valid jika perbedaan antara data actual di lapangan dengan model pada software memiliki nilai error kurang dari 5%. Artinya sistem model yang dibuat menggunakan software sudah sama dengan kondisi aktual di lapangan.

3.3.1 Data Teknis

Data teknis adalah data spesifikasi pompa CEP yang terpasang di PLTU Labuan. Data ini diperoleh dari *manual book*. Data teknis CEP yang digunakan pada penelitian ini dituliskan pada table 3.1.

Tabel 3.1 Spesifikasi *Condensate Extraction Pump* (CEP)

No	Diskripsi	Keterangan
1	<i>Type</i>	KSB NLT 350-300 X 6
2	<i>Serial Number</i>	350009400002
3	<i>Capacity</i>	265 kg/s
4	<i>Head</i>	283 meter
5	<i>Speed</i>	1480 RPM
6	<i>Power</i>	877.5 KW
7	<i>Efficiency</i>	82.50%
8	<i>NPSHr</i>	4.2 m
9	<i>Temperature</i>	49.4 °C
10	<i>Density</i>	988.2 kg/m ³

3.3.2 Data Operasi

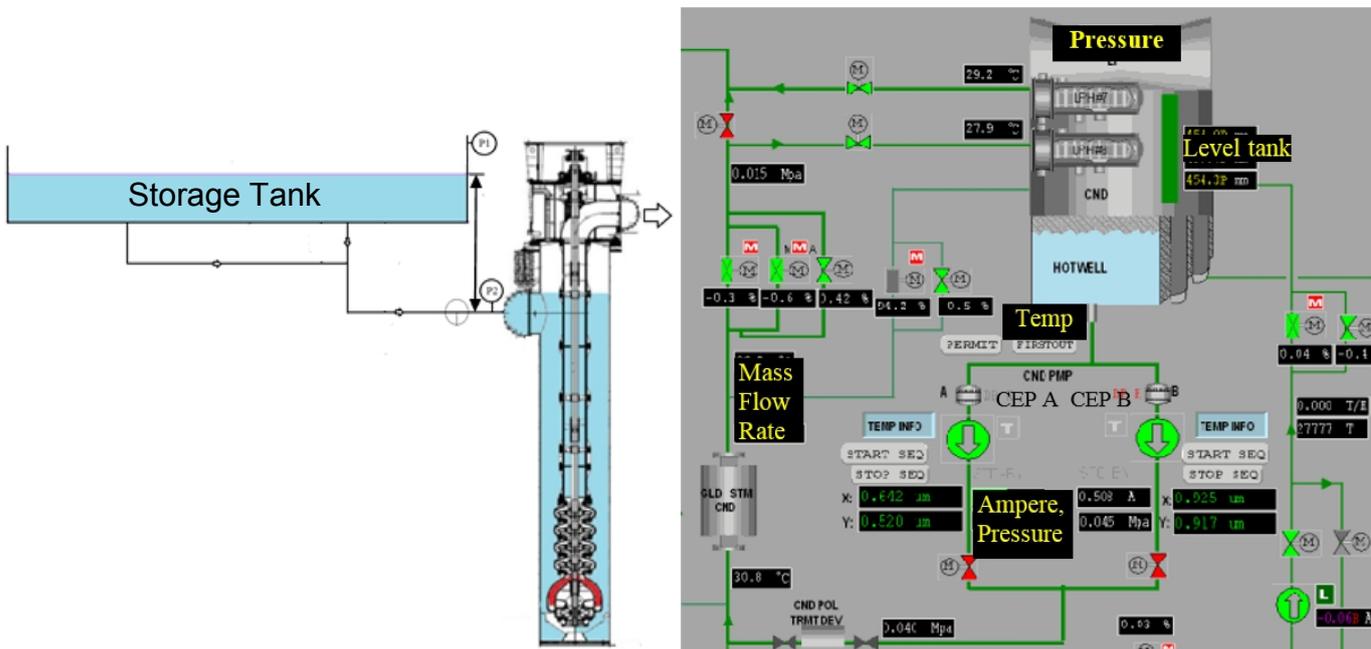
Data operasi adalah data yang diperoleh dari parameter operasi saat CEP beroperasi dan unit pembangkit berbeban. Data operasi di peroleh dari parameter yang ada di layar *Distribute Control System* (DCS) di *Central Control Room* (CCR). Fluida kerja yang digunakan pada CEP adalah air kondensat yang merupakan



kondensasi uap bekas siklus PLTU yang di tampung di *hotwell* seperti terlihat pada gambar 3.2.

Data operasi yang diambil adalah sebagai berikut.

- a) Load (MW)
- b) Electric Current (Ampere)
- c) Discharge Pressure (Pa)
- d) Mass Flow Rate (kg/sec)
- e) Reservoir Pressure (Pa)
- f) Suction Pressure (Pa)
- g) Reservoir Tank Level (m)
- h) Temperature fluid ($^{\circ}\text{C}$)



Gambar 3.2 Titik Pengambilan data pada DCS



3.4 Pemodelan Geometri dan Meshing Menggunakan GAMBIT

Pada proses pemodelan dan simulasi dengan menggunakan software *ANSYS Fluent 18.2* dan *Software Gambit 2.4.6*, terdapat tiga tahapan utama yang dilakukan, yaitu:

3.4.1 Pre-Processing

Tahapan ini dimulai dengan Pre-Processing pembuatan model 3D berdasarkan geometri jalur pipa hisap CEP sesuai dengan kondisi aktual di lapangan dan menentukan domain model.

3.4.2 Processing

Proses simulasi pemodelan berdasarkan geometri jalur pipa hisap CEP eksisting dan memasukkan *boundary condition* dan *model domain*. Penentuan model domain yang terdiri dari *mass flow inlet*, *temperature*, *pressure outlet*, dan *properties* fluida lainnya yang diperlukan untuk proses pemodelan numerik. Dari hasil simulasi tersebut kemudian dibandingkan dengan kondisi actual, berapa penyimpangan yang terjadi untuk proses validasi.

3.4.3 Post Processing

Setelah berhasil melakukan *running*, langkah selanjutnya adalah tahap *Post-processing*. *Post-processing* merupakan penampilan hasil serta analisa terhadap hasil yang telah diperoleh berupa data kualitatif dan data kuantitatif. Data kualitatif berupa visualisasi aliran dengan menampilkan *pressure distribution*, *velocity vector*, *velocity streamline*, dan *pressure inlet* pada jalur pipa hisap CEP dengan variasi bentuk kontur yang dirubah kemudian hasilnya dianalisis dan dibandingkan. Data kuantitatif berupa *pressure* dan *velocity*.

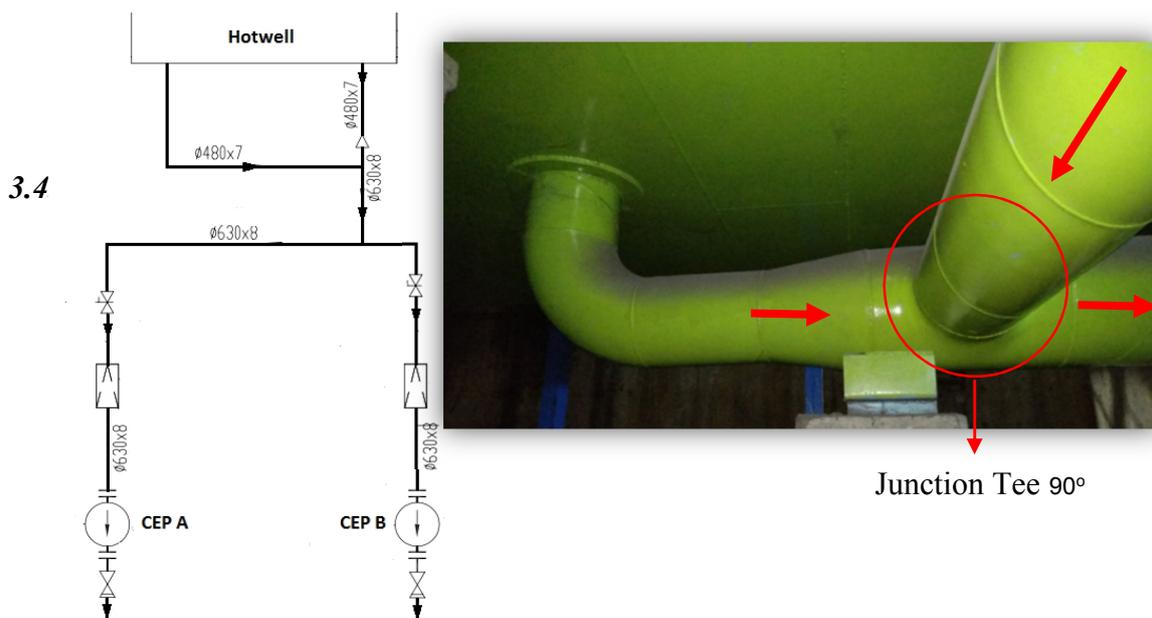
3.5 Rancangan Model Simulasi

Model simulasi adalah model yang menggambarkan hubungan sebab akibat yang ada pada sebuah sistem yang menggambarkan perilaku yang mungkin terjadi pada sistem nyatanya. Penggunaan model simulasi dilakukan untuk mempermudah uji coba pada sistem untuk memperkirakan perilaku sistem jika dilakukan suatu

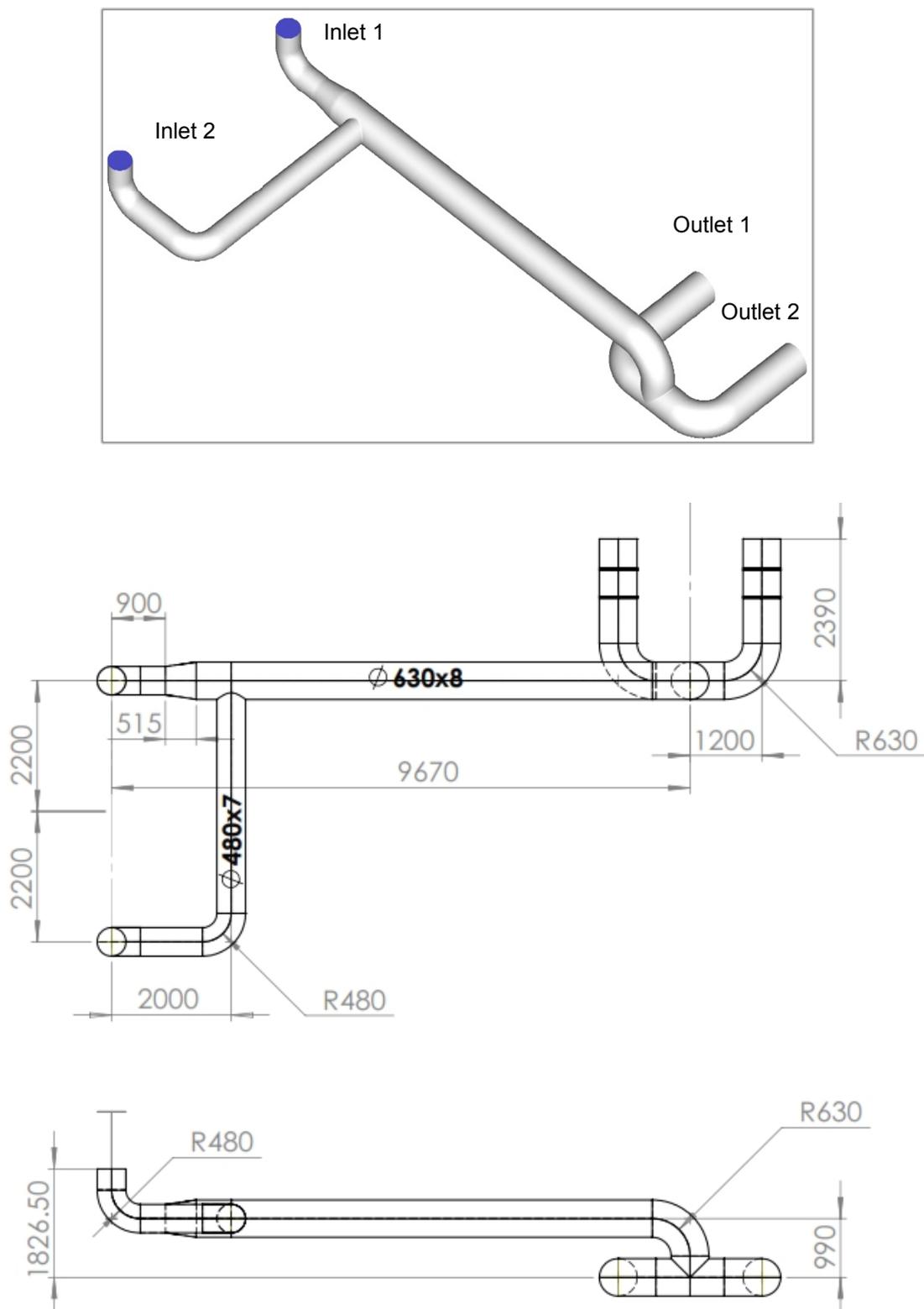
perubahan model pada sistem. Hal ini dilakukan untuk memprediksi pilihan alternatif terbaik dari model nyata yang akan diterapkan pada jalur pipa hisap CEP. Untuk mendapatkan hasil yang diharapkan sesuai tujuan dari penelitian ini, simulasi numerik menggunakan software *ANSYS Fluent 18.2* dilakukan dengan merubah tiga alternatif sistem perpipaan di sisi hisap CEP. Kondisi eksisting dan tiga buah alternatif tersebut adalah sebagai berikut.

3.5.1 Model Eksisting

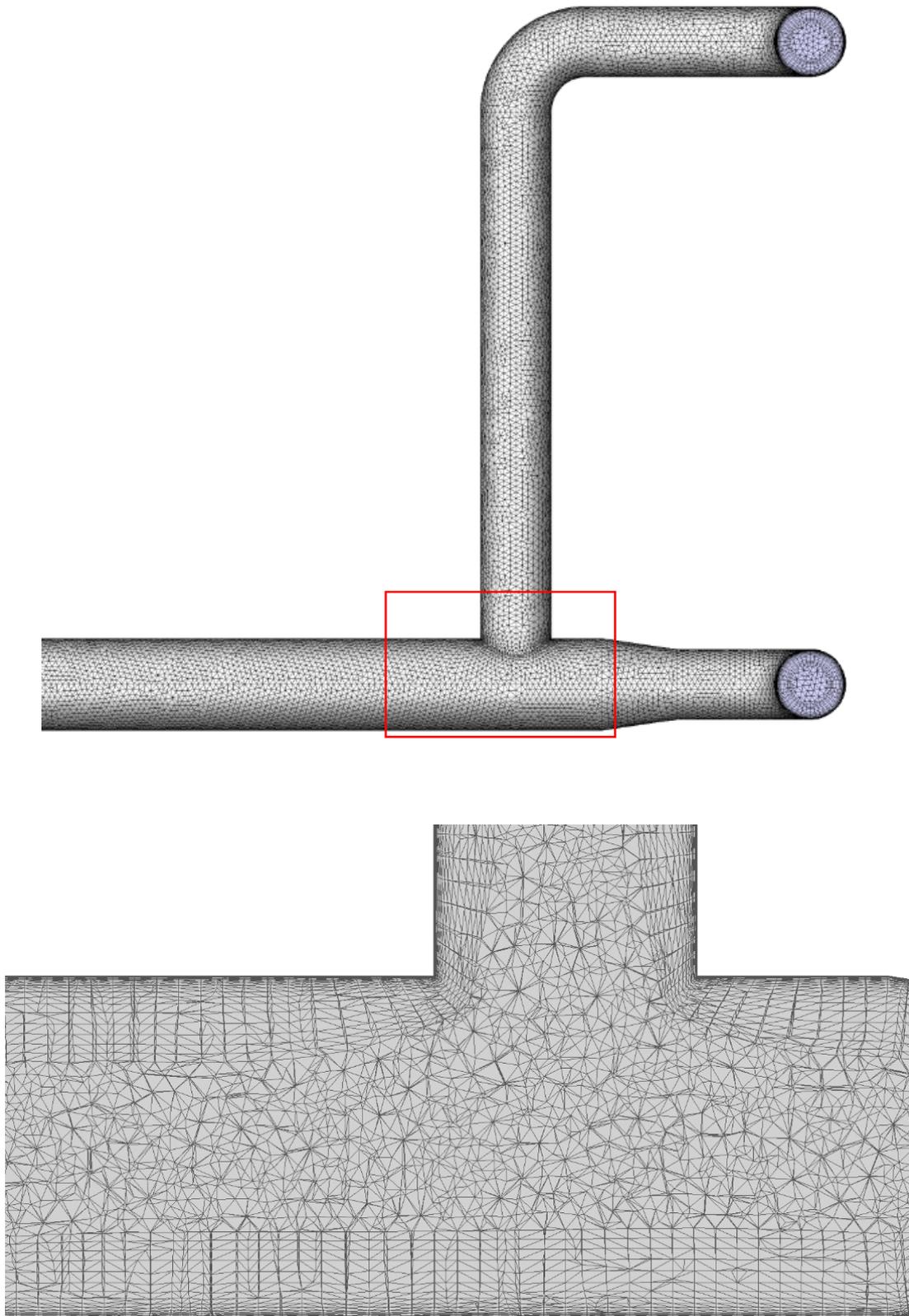
Model eksisting digunakan untuk proses validasi. Proses validasi penting dilakukan agar proses simulasi yang dilakukan mendekati kondisi nyata di lapangan. Tanda panah merah pada gambar 3.3 menunjukkan arah aliran air kondensat dari reservoir ke jalur hisap CEP. Menurut teori mekanika fluida, pada model eksisting pada Gambar 3.2 dan gambar 3.3 mempunyai beberapa kelemahan, antara lain: adanya elbow pada inlet 2 yang seharusnya bisa di hilangkan, adanya kontur diffuser pada inlet 1 karena adanya perubahan diameter pipa dari 480 mm ke 630 mm dan diameter pipa hisap yang lebih kecil. Dengan adanya 3 head loss mayor tersebut (elbow, diffuser dan diameter pipa lebih kecil) akan meningkatkan head loss total pada sistem pipa hisap CEP. Maka dari itu ada potensi perbaikan yang akan diteliti pada studi ini.



Gambar 3.3 Isometrik jalur pipa masuk CEP eksisting PLTU Labuan



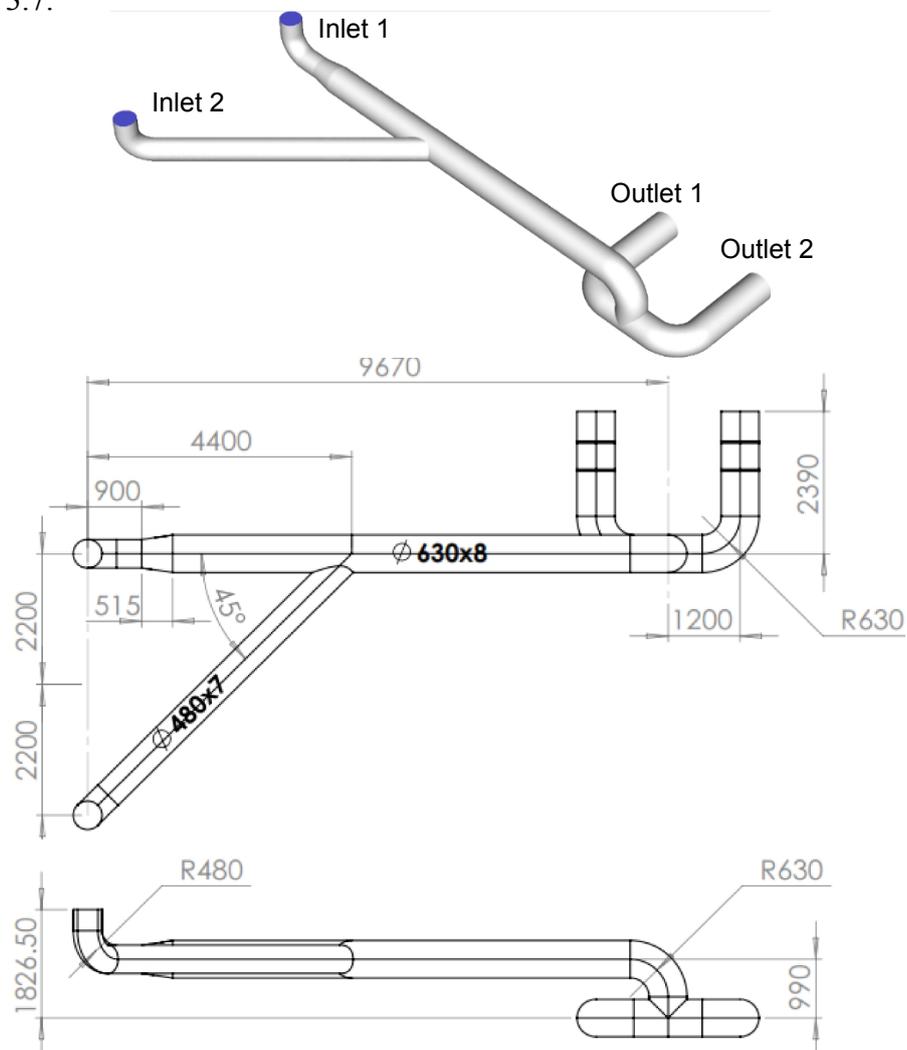
Gambar 3.4 Detail drawing jalur pipa masuk CEP eksisting PLTU Labuan



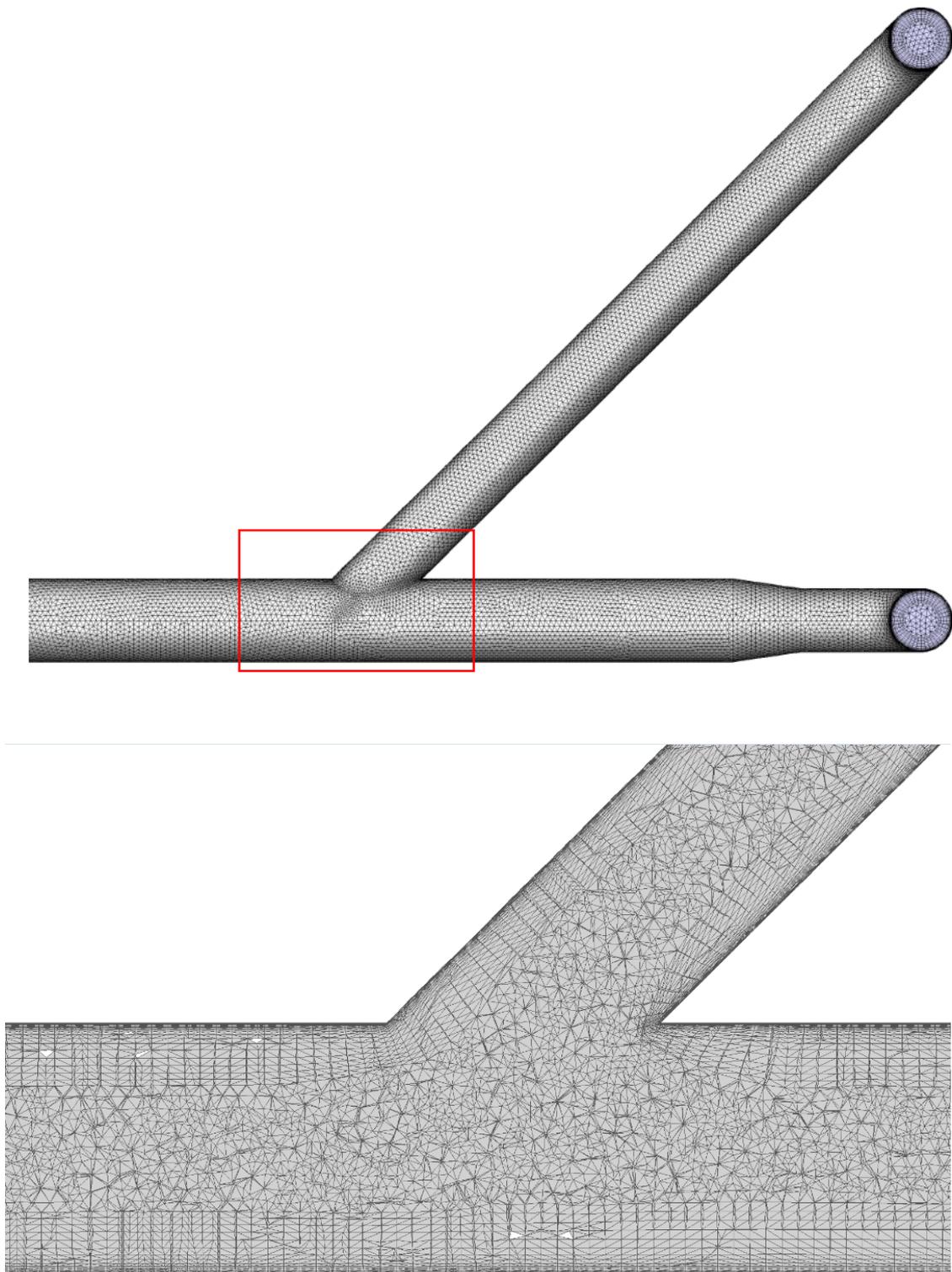
Gambar 3.5 Meshing jalur pipa masuk CEP eksisting PLTU Labuan

3.5.2 Model 1

Model 1 adalah merubah *Junction angle* dari sudut 90° menjadi 45° dan dengan diameter pipa inlet 1 dan inlet 2 tetap 480 mm. Tujuan model ini adalah untuk melihat pengaruh sudut junction terhadap headloss yang terjadi dan terbentuk atau tidaknya aliran balik pada pertemuan aliran dari inlet 1 dan inlet 2. Dengan sudut junction lebih kecil diharapkan akan menghasilkan *stream line* yang lebih baik dan aliran balik yang lebih kecil. Sedangkan penyeragaman diameter pada inlet 1 bertujuan menghilangkan efek diffuser sehingga menghasilkan head loss aliran yang lebih baik. Isometric, detail drawing dan meshing model 3 dapat dilihat pada gambar 3.6 dan 3.7.



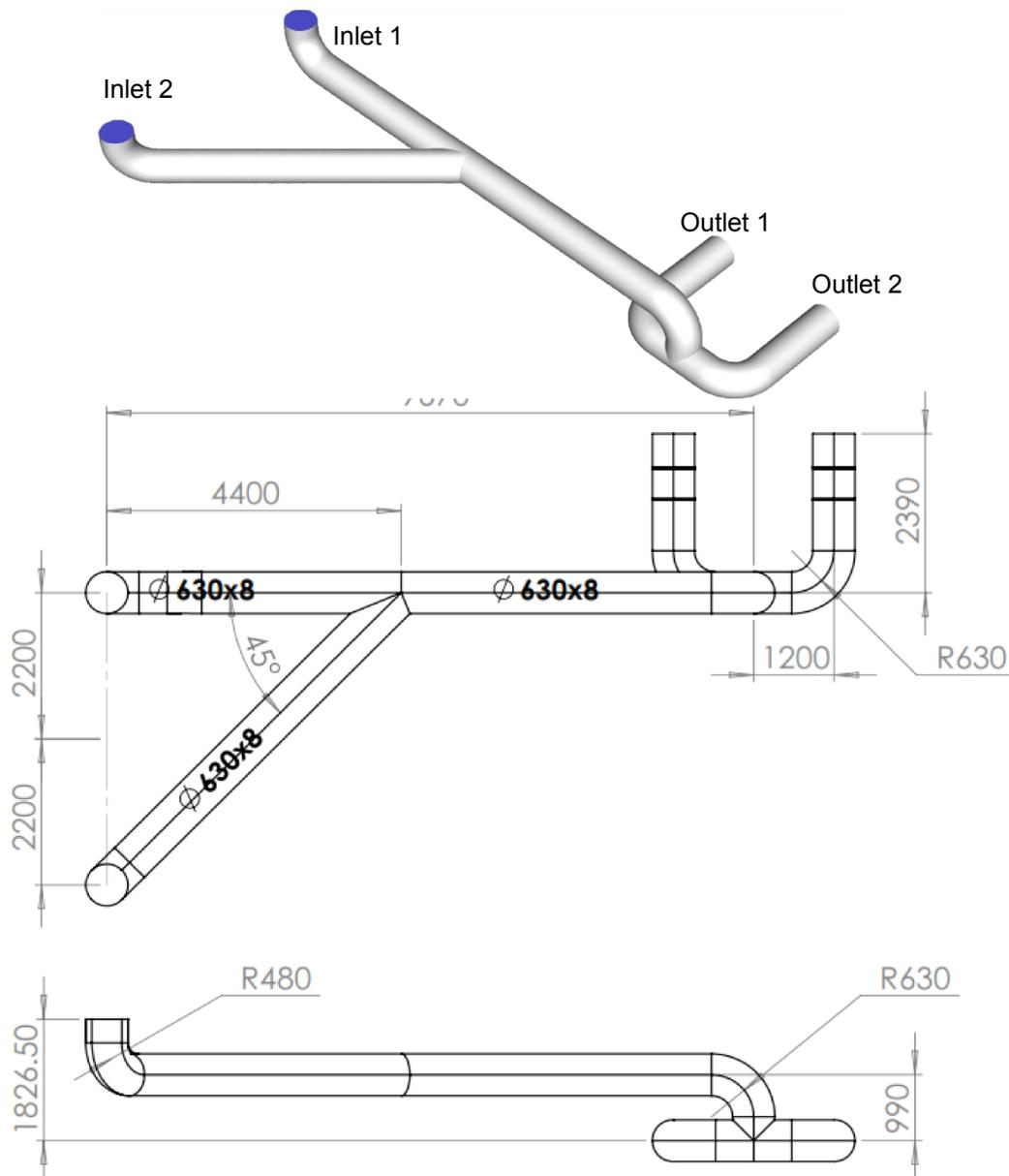
Gambar 3.6 Isometrik dan detail drawing Model 1 dengan *Junction angle* 45° , diameter inlet 1 dan inlet 2 = 480 mm.



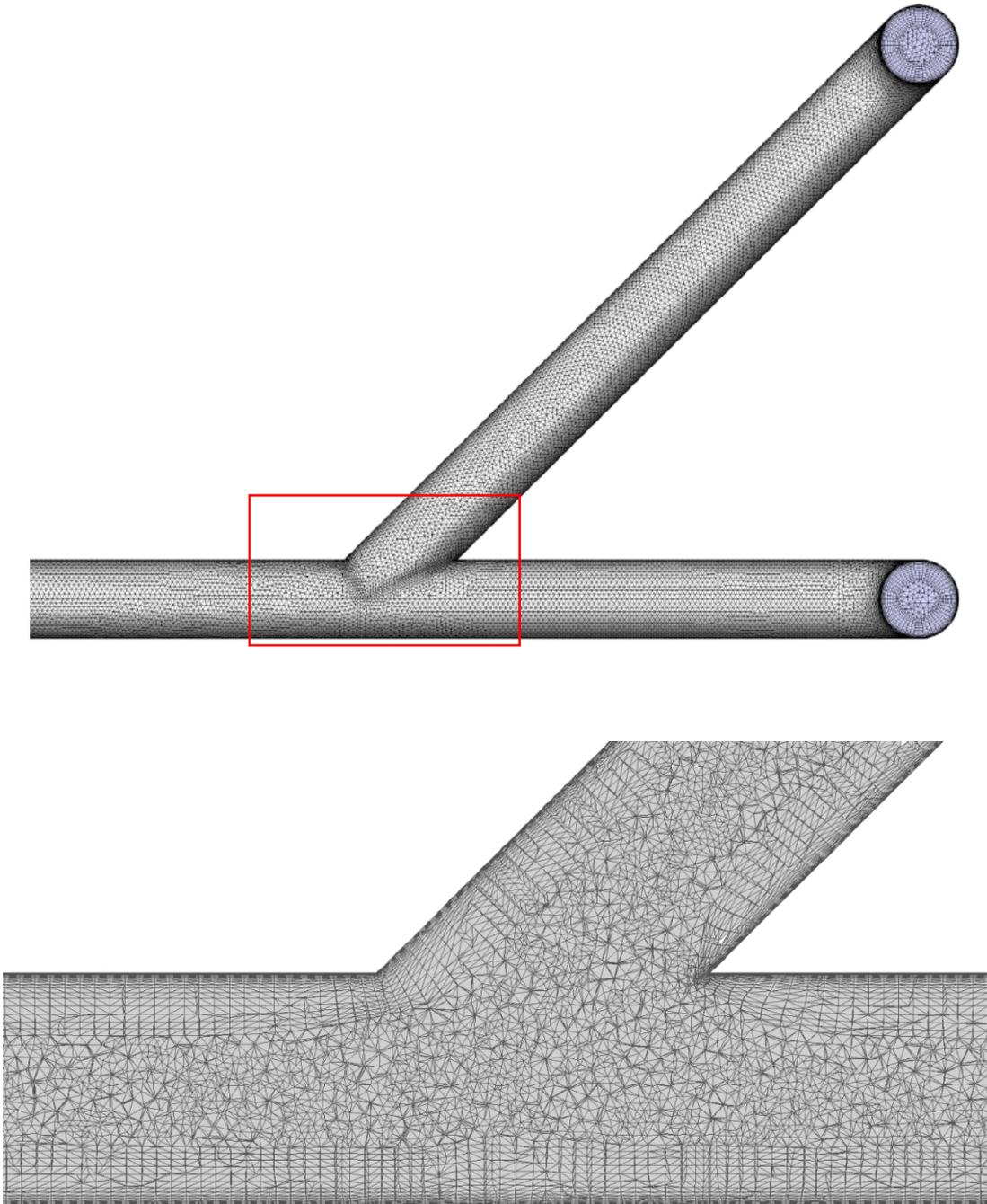
Gambar 3.7 Meshing Model 1

3.5.3 Model 2

Model 2 adalah merubah *Junction angle* dari sudut 90° menjadi 45° dan dengan diameter pipa inlet 1 dan inlet 2 adalah seragam 630 mm. Pada inlet 1 tidak ada lagi kontur diffuser dan dengan diameter pipa yang lebih besar diharapkan akan memperbaiki head loss. Isometric, detail drawing dan meshing model 2 dapat dilihat pada gambar 3.8 dan 3.9.



Gambar 3.8 Isometrik dan detail drawing Model 2 dengan *Junction angle* 45° , diameter inlet 1 dan inlet 2 = 630 mm.

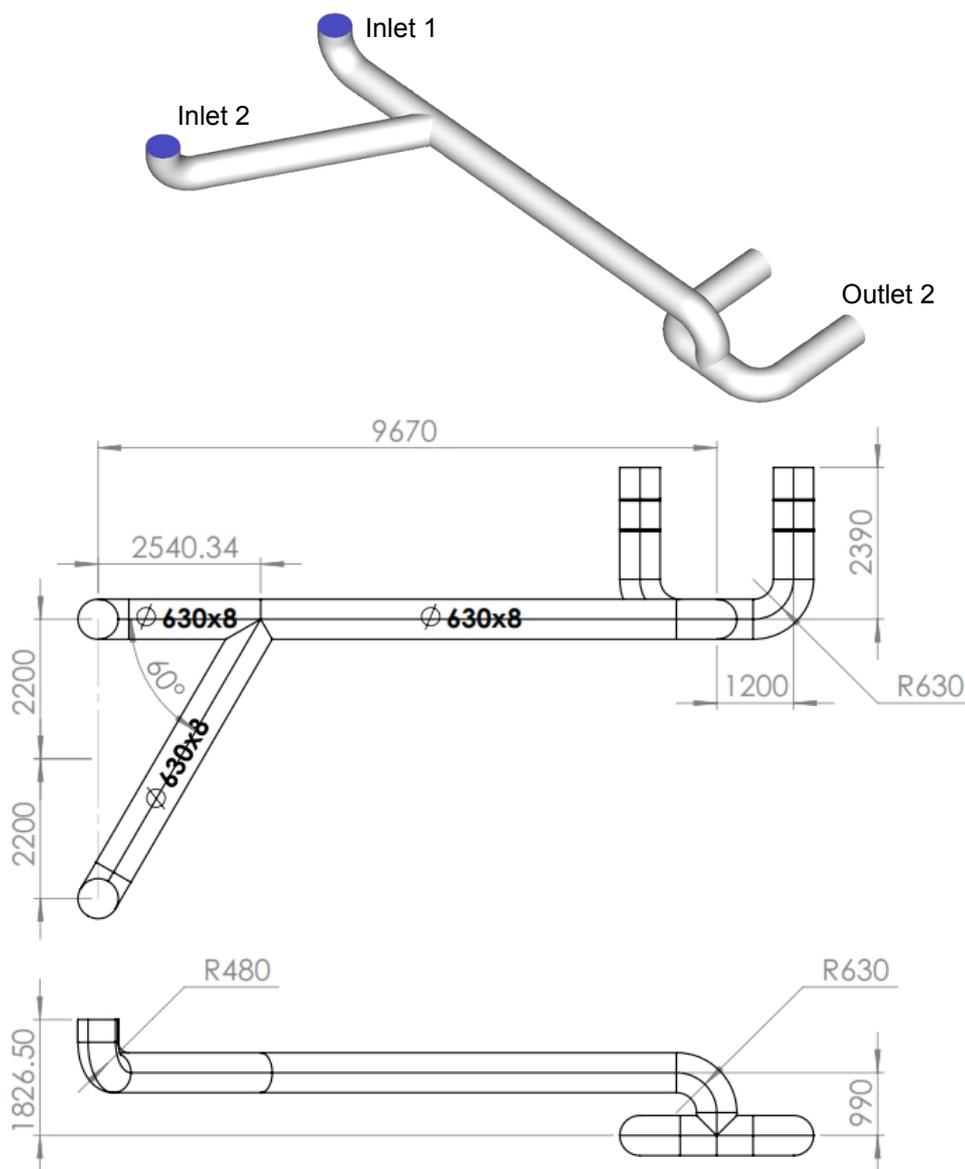


Gambar 3.9 Meshing Model 2

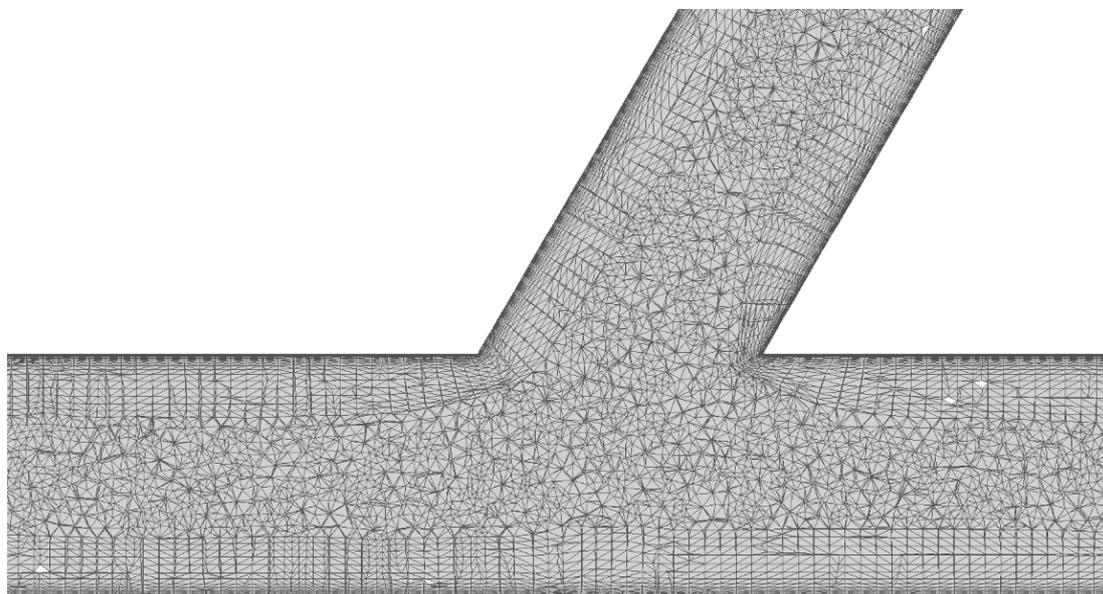
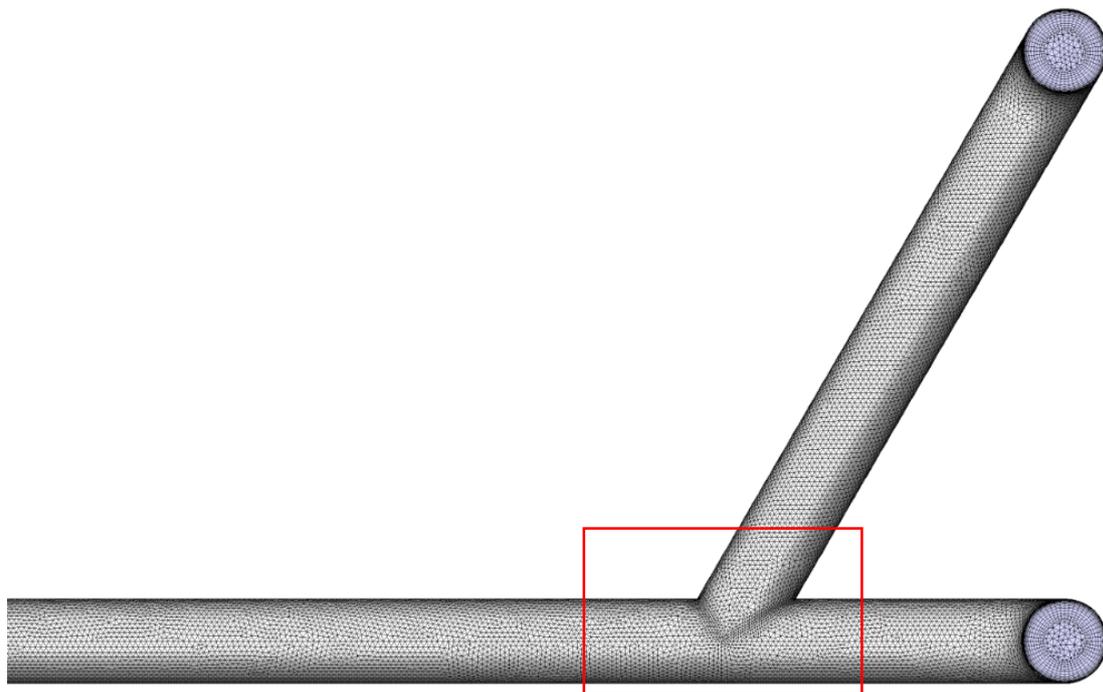


3.5.4 Model 3.

Model 3 adalah mengubah *Junction angle* dari sudut 90° menjadi 60° dan dengan diameter pipa inlet 1 dan inlet 2 adalah seragam 630 mm. Model 3 mempunyai jarak laluan dari inlet 2 ke titik junction yang lebih pendek. Tujuan Model 3 adalah untuk mengetahui pengaruh sudut junction yang lebih besar dan jarak dari inlet 2 ke junction. Isometric, detail drawing dan *meshing* model 3 dapat dilihat pada gambar 3.10 dan 3.11.



Gambar 3.10 Isometrik dan detail drawing Model 3 dengan *Junction angle* 60° , diameter inlet 1 dan inlet 2 = 630 mm.



Gambar 3.11 Meshing Model 3



3.6. Boundary Condition

Boundary condition adalah batasan nilai dan kondisi yang harus diberikan pada domain aliran agar simulasi berjalan sesuai dengan fenomena fisik yang terjadi. *Boundary condition* pada simulasi ini dibagi menjadi 4, yaitu *wall*, *mass flow inlet*, *pressure outlet* dan *interior*. Pada inlet 1 dan inlet 2 menggunakan *boundary condition mas-flow-inlet*, sedangkan pada outlet 1 menggunakan *boundary condition pressure outlet* dan outlet 2 menggunakan *boundary condition wall* karena pada simulasi ini aliran hanya menuju outlet 1 yaitu kearah CEP A yang sedang beroperasi.

Pada setup *mass flow inlet*, *reference frame* menggunakan *metode absolute*, *metode spesifikasi mass flow* menggunakan *mass flow inlet*, *metode spesifikasi arah* menggunakan *direction vector* dengan sistem koordinat X,Y,Z, *metode spesifikasi turbulen* menggunakan *intensity and hydraulic diameter*. Set up *mass-flow-inlet* di tampilkan pada tabel 3.2 berikut ini.

Tabel 3.2 *Boundary Condition set up*

No	Name	Boundary Condition	Value			
			Existing Model	Model 1	Model 2	Model 3
1	Inlet 1	Mass Flow rate [kg/sec]	153.22	152.44	179.44	158.66
		Intensity of turbulence	3.20%	3.20%	3.20%	3.20%
		hydraulic diameter [m]	0.48	0.48	0.63	0.63
2	Inlet 2	Mass Flow rate [kg/sec]	110.67	111.45	84.44	105.23
		Intensity of turbulence	3.20%	3.20%	3.20%	3.20%
		hydraulic diameter [m]	0.48	0.48	0.63	0.63
3	Outlet 1	Pressure outlet [Pa]	-82100	-83740	-82100	-82100
		Intensity of turbulence	3.20%	3.20%	3.20%	3.20%
		hydraulic diameter [m]	0.63	0.63	0.63	0.63
4	Outlet 2	Wall	-	-	-	-
5	Filter Strainer	Porosity	0.174	0.174	0.174	0.174
6	Number of mesh	Unit	1.861.427	1.910.121	2.061.896	1.970.543



3.7 Validasi

Pertama kali dilakukan pada proses simulasi numerik adalah validasi. Validasi bertujuan untuk meyakinkan bahwa model dan parameter yang digunakan pada simulasi numerik adalah sesuai kondisi aktual di lapangan. Validasi yang dimaksud adalah membandingkan data dan parameter operasi yang diambil pada *Distribute Control System* (DCS) dibandingkan dengan simulasi numerik hasil software fluent. Model yang digunakan pada proses validasi adalah model eksisting dan titik pengambilan data dapat di lihat pada gambar 3.2.

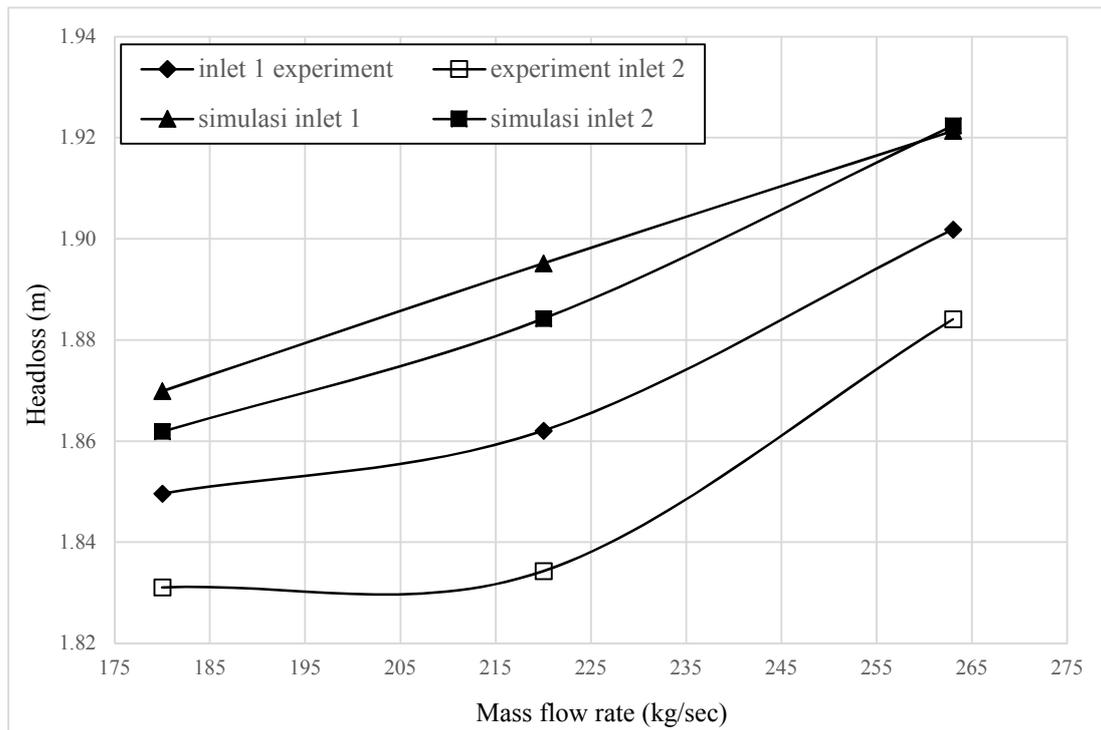
Tabel 3.3 Data hasil pengambilan data pada DCS

No	Parameter	Unit	Pengukuran 1	Pengukuran 2	Pengukuran 3
1	Load	[MW]	203	210	301
2	Electric Current	[A]	86.6	94.28	101
3	Discharge Press	[Mpa]	3.00	2.77	2.40
4	Mass Flow Rate	[kg/sec]	180.56	220.83	263.89
5	Reservoir pressure	[kpa]	-93.72	-92.00	-91.65
6	Suction pressure	[kpa]	-83.74	-82.10	-82.10
7	Reservoir Tank Level	[cm]	104.2	161	166
8	Temperature	[°C]	40.0	40.4	44.4

Dari Table 3.3 diatas dapat dilihat hasil pengambilan data validasi dengan variasi perubahan *mass flow rate condensate water*. Variasi dilakukan untuk mengetahui perubahan *mass flow rate* terhadap perubahan *head loss* yang terjadi pada sisi hisap CEP dari *inlet* 1 dan 2 sampai dengan *outlet*. Dari hasil pengambilan data tersebut dilakukan perhitungan *head loss* yang terjadi dan ditabelkan di tabel 3.4.

Tabel 3.4 Perbandingan *head loss* hasil eksperimen dan simulasi

Head loss [m]	total flow 180 kg/s		total flow 220 kg/s		total flow 263 kg/s	
	Inlet 1	Inlet 2	Inlet 1	Inlet 2	Inlet 1	Inlet 2
Experiment	1.85	1.83	1.86	1.83	1.90	1.88
Simulation	1.87	1.86	1.90	1.88	1.92	1.92
Error	-1.08%	-1.65%	-1.75%	-2.65%	-1.01%	-1.99%



Gambar 3.12 Grafik validasi perbandingan head loss antara hasil eksperimen dan hasil simulasi dengan model eksisting

Data *head loss* di ukur dari kehilangan energi yang terjadi dari outlet 1 sampai dengan inlet 1 dan dari outlet 1 sampai dengan inlet 2. Dari gambar 3.12 di atas tampak dari keempat grafik bahwa terjadi kenaikan *head loss* seiring dengan kenaikan *mass flow rate*. Hal ini karena terjadi kenaikan kecepatan rata rata aliran pada jalur sisi hisap CEP yang menyebabkan kenaikan rugi-rugi energi. Dari semua grafik terlihat terjadinya penyimpangan (*error*) paling besar adalah 2.65% yang terjadi pada total mass flow rate 220 kg/sec dan head loss dari inlet 2 sampai dengan outlet 1. Karena nilai error tersebut masih bisa ditoleransi, maka model simulasi yang dibuat dinyatakan valid dan dianggap sesuai dengan kondisi aktual di lapangan, sehingga proses simulasi numerik dapat dilanjutkan dengan pengamatan head loss yang terjadi pada tiga buah model alternative yang sudah di tentukan dengan variasi *mass flow rate* 180 kg/sec, 220 kg/sec dan 263 kg/sec.



“Halaman ini sengaja kosong”



BAB 4

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dijelaskan tentang validasi dari simulasi suction pipe CEP PLTU Labuan Unit 1 dan analisa hasil simulasi numerik dari penelitian yang dilakukan. Adapun hasil simulasi numerik yang ditampilkan meliputi data kualitatif dan kuantitatif, yaitu kontur tekanan, kontur kecepatan, kontur *stream line*, kontur *streak line*, dan *headloss* yang terjadi pada sisi hisap CEP.

4.1 Analisa Hasil Simulasi

Dari simulasi numerik ini di analisa untuk menurunkan head loss dan menurunkan potensi kavitasi pada CEP. Tiga buah alternative model dipersiapkan dan di running dengan software fluent 18.2. Dari tiga buah model tersebut dipilih alternatif yang memberikan nilai *head loss* paling kecil, sehingga apabila model tersebut di pasang pada pipa hisap CEP akan mengurangi potensi terjadinya kavitasi.

4.1.1 Velocity Profile Sisi upstream

Velocity profile digunakan untuk menganalisa terjadinya *vorticity* yang dapat mengganggu aliran. *Vorticity* adalah adalah tingkat gerakan rotasi atau aliran balik pada aliran fluida, semakin besar *vorticity* semakin besar pula rotasi yang terjadi pada elemen fluida. *Vorticity* pada simulasi numerik ditunjukkan oleh nilai kecepatan aliran bernilai nol yang menunjukkan munculnya gangguan aliran pada sistem yang dapat meningkatkan *head loss*.

Gambar 4.1 adalah *velocity profile* hasil simulasi dari Model Eksisting, Model 1, 2 dan 3. Gambar tersebut digunakan untuk menjelaskan velocity profile sisi *upstream*, maksudnya inlet 1 dan outlet 2 sebelum titik percabangan. Pada Inlet 2 model Eksisting (a) terlihat terjadinya ketidak seragaman kecepatan pada elbow 90°, dimana titik yang terdekat dengan elbow mempunyai kecepatan yang tinggi dan yang terjauh dengan elbow mempunyai kecepatan paling rendah karena fluida memilih jalur yang terpendek untuk mengalir. Sesudah meninggalkan elbow, terjadi ketidak seragaman kecepatan akibat adanya separasi oleh elbow. Pada inlet 1 sisi



downstream diffuser terlihat kecepatan yang lebih tinggi karena penampang yang lebih kecil dan sesudah melintasi diffuser terlihat terjadinya penurunan kecepatan karena melalui penampang lebih besar. Terjadinya ketidak seragaman dan perubahan kecepatan pada inlet 1 dan inlet 2 mengakibatkan naiknya *head loss*.

Pada inlet 1 Model Eksisting mempunyai kecepatan rata rata yang lebih tinggi dari pada inlet 2, karena mass flow rate di inlet 1 lebih besar dari pada inlet 2. Hal ini terjadi karena inlet 2 mempunyai *minor losses* dan *major losses* yang lebih besar. Selain itu, inlet 1 mempunyai sumbu aliran segaris dengan sisi *downstream junction* sedangkan inlet 2 mempunyai sudut 90° . Sehingga fluida cenderung memilih jalur yang mempunyai hambatan aliran yang lebih kecil, yaitu inlet 1.

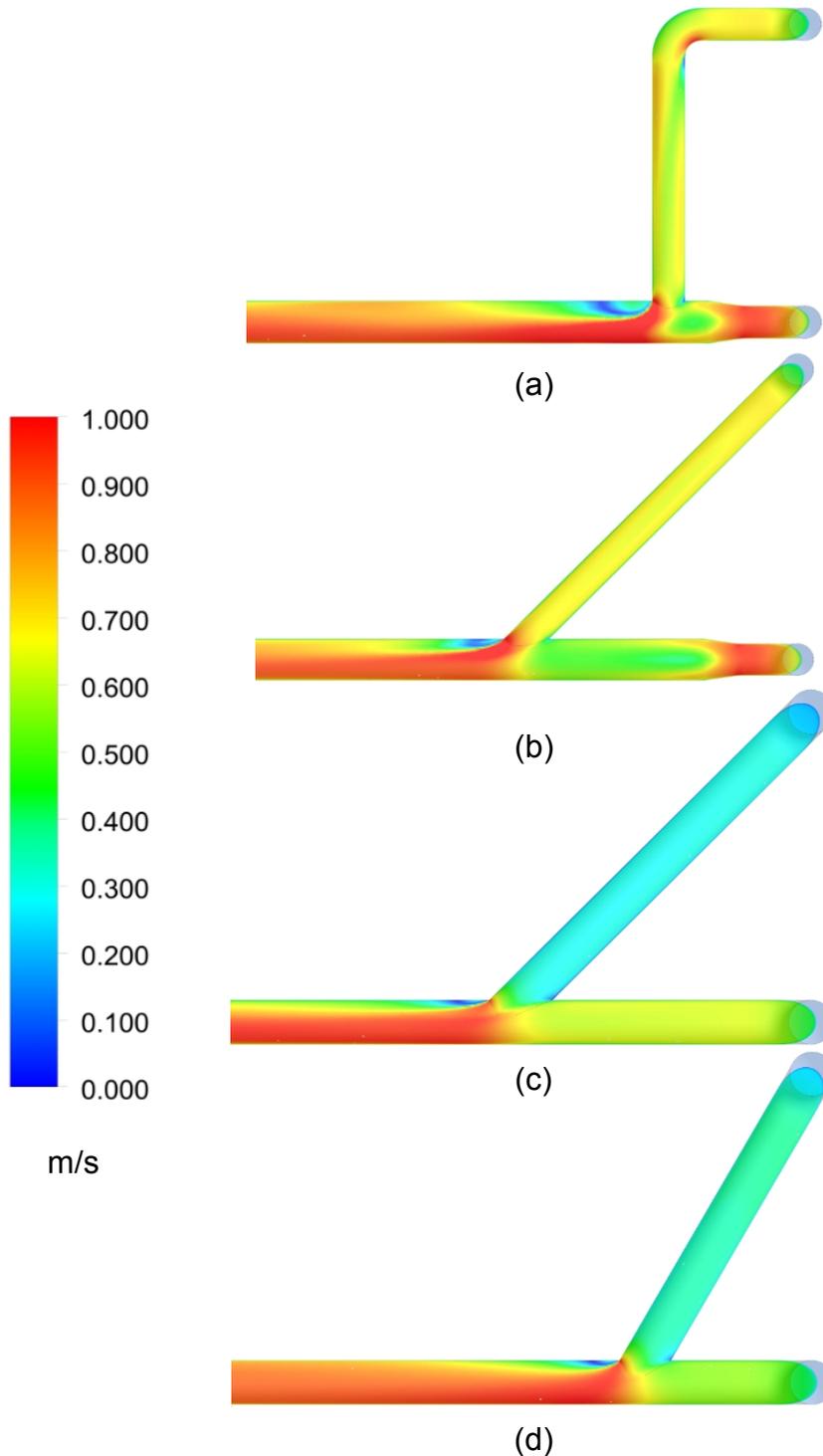
Pada inlet 2 Model 1 (b) terlihat aliran yang seragam karena tidak ada elbow seperti Model Eksisting yang mengakibatkan adanya separasi aliran, sedangkan pada inlet 1 tidak ada perbedaan dengan Model Eksisting karena masih adanya efek *diffuser*. Pada inlet 1 Model 1 juga mempunyai kecepatan rata rata yang lebih tinggi dari pada inlet 2, karena mass flow rate di inlet 1 lebih besar dari pada inlet 2. Hal ini terjadi karena inlet 2 mempunyai minor losses (K) yang lebih besar dan inlet 1 mempunyai sumbu aliran yang segaris dengan sisi *downstream junction*. Sehingga fluida cenderung memilih jalur yang mempunyai hambatan aliran yang lebih kecil.

Pada inlet 2 Model 2 (c) terlihat aliran yang seragam karena tidak ada elbow yang mengakibatkan adanya separasi aliran dan dengan kecepatan aliran yang lebih rendah. Hal ini terjadi karena inlet 2 Model 2 mempunyai penampang yang lebih besar. Pada inlet 1 tampak tidak terjadinya perubahan kecepatan sampai area *junction* akibat dari seragamnya penampang dan hilangnya efek diffuser.

Model 3 (c) dibuat untuk mengetahui perbedaan yang terjadi dengan *junction angle* yang lebih besar (60°) dan dengan jarak laluan Inlet 2 yang lebih pendek tetapi dengan penampang yang sama dengan Model 2. Dengan laluan yang lebih pendek akan menaikkan *mass flow rate* pada Inlet 2 Model 3 sehingga mempunyai kecepatan rata rata yang lebih besar dari pada Model 2. Inlet 1 dan inlet 2 mempunyai



kecepatan rata rata yang seragam sampai dengan area junction, hal ini lebih baik dari kondisi Eksisting dan Model 1.



Gambar 4.1 Perbandingan profil kecepatan pada mass flow rate 263 kg/s antara Existing (a), Model-1 (b), Model-2 (c) and Model-3 (d)

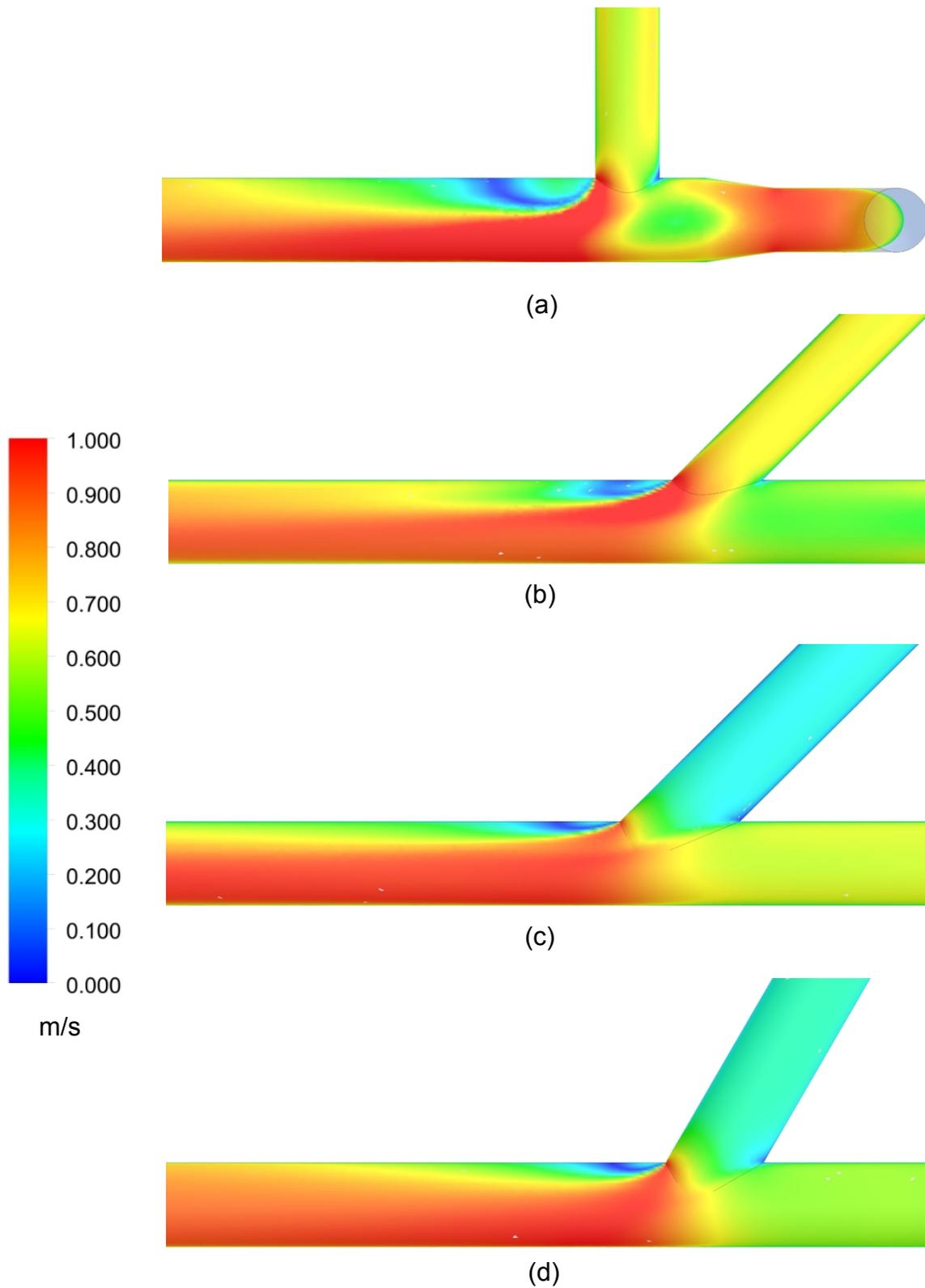


4.1.2 Velocity Profile sisi downstream

Gambar 4.2 adalah *velocity profile* area *junction* sisi *downstream* dengan *mass flow rate* 263 kg/s untuk menjelaskan *vorticity* yang terjadi pada area tersebut. Pada Model Eksisting (a) memiliki area *vorticity* yang luas yang ditandai dengan warna biru yang lebar dan seolah olah fluida hanya melalui setengah dari luas penampang akibat aliran dari inlet 1 di tekan oleh aliran inlet 2 dengan sudut yang besar. Hal ini terjadi karena adanya perbedaan vector sudut yang besar (90°) antara inlet 1 dan inlet 2.

Model 1 (b) memiliki perbedaan vector kecepatan antara inlet 1 dan inlet 2 yang lebih kecil, yaitu 45° sehingga *vorticity* yang terjadi lebih kecil dan penampang laluan fluida yang lebih besar. Dari gambar terbukti bahwa dengan sudut *junction* yang lebih kecil mempunyai *velocity profile* yang lebih baik dan diperkirakan losses aliran yang terjadi pada Model 1 lebih kecil dari pada model Eksisting.

Model 2 (b) dan Model 3 (c) memiliki perbedaan vector kecepatan antara inlet 1 dan inlet 2 yang sama dengan Model 1, yaitu 45° , tetapi dengan penampang seragam yang lebih besar. Dengan penampang inlet 1 dan 2 yang seragam dan lebih besar didapatkan *velocity profile* yang lebih baik, yaitu *vorticity* yang lebih kecil dan area aliran yang lebih besar. Dari gambar tampak bahwa model 2 mempunyai *vorticity* di sisi *downstream* yang lebih besar dan efek *sparasi junction* yang lebih panjang.



Gambar 4.2 *Velocity profile* area junction dengan *mass flow rate* 263 kg/s pada Model Eksisting (a), Model-1 (b), Model-2 (c) dan Model-3 (d)



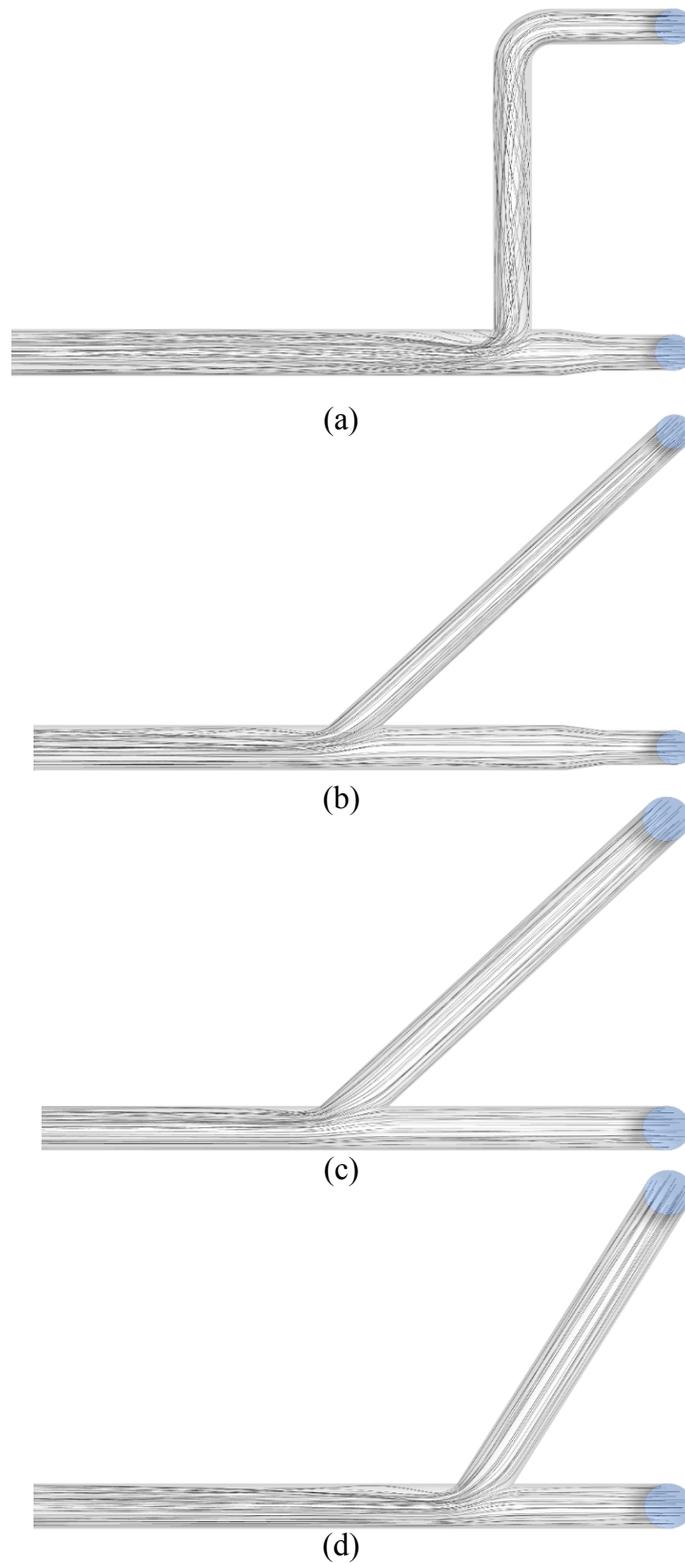
4.1.3 Stream Line Profile

Stream line adalah garis kontinyu yang ditarik pada suatu medan aliran, dimana setiap titik pada garis itu menyatakan arah vektor kecepatan aliran. Oleh karena itu *stream line* tidak mungkin saling berpotongan. Pada aliran *steady* semua titik tidak ada perubahan kecepatan terhadap waktu, sehingga pola *stream line* setiap saat adalah tetap. Bidang yang dibentuk oleh beberapa *streamline* disebut *stream surface*. Bila bidang yang dibentuk merupakan bidang tertutup, maka saluran dalam bidang tersebut dinamakan *streamtube*. *Streakline* adalah tempat kedudukan sesaat semua partikel fluida. Jika bahan pewarna disuntikkan kedalam aliran fluida dari sebuah titik tertentu dalam aliran itu dan kemudian difoto, maka gambar yang dihasilkan akan memperlihatkan sebuah *streakline*. Jika alirannya *steady*, maka foto yang didapat pada saat yang berlainan akan memperlihatkan *streakline* yang sama.

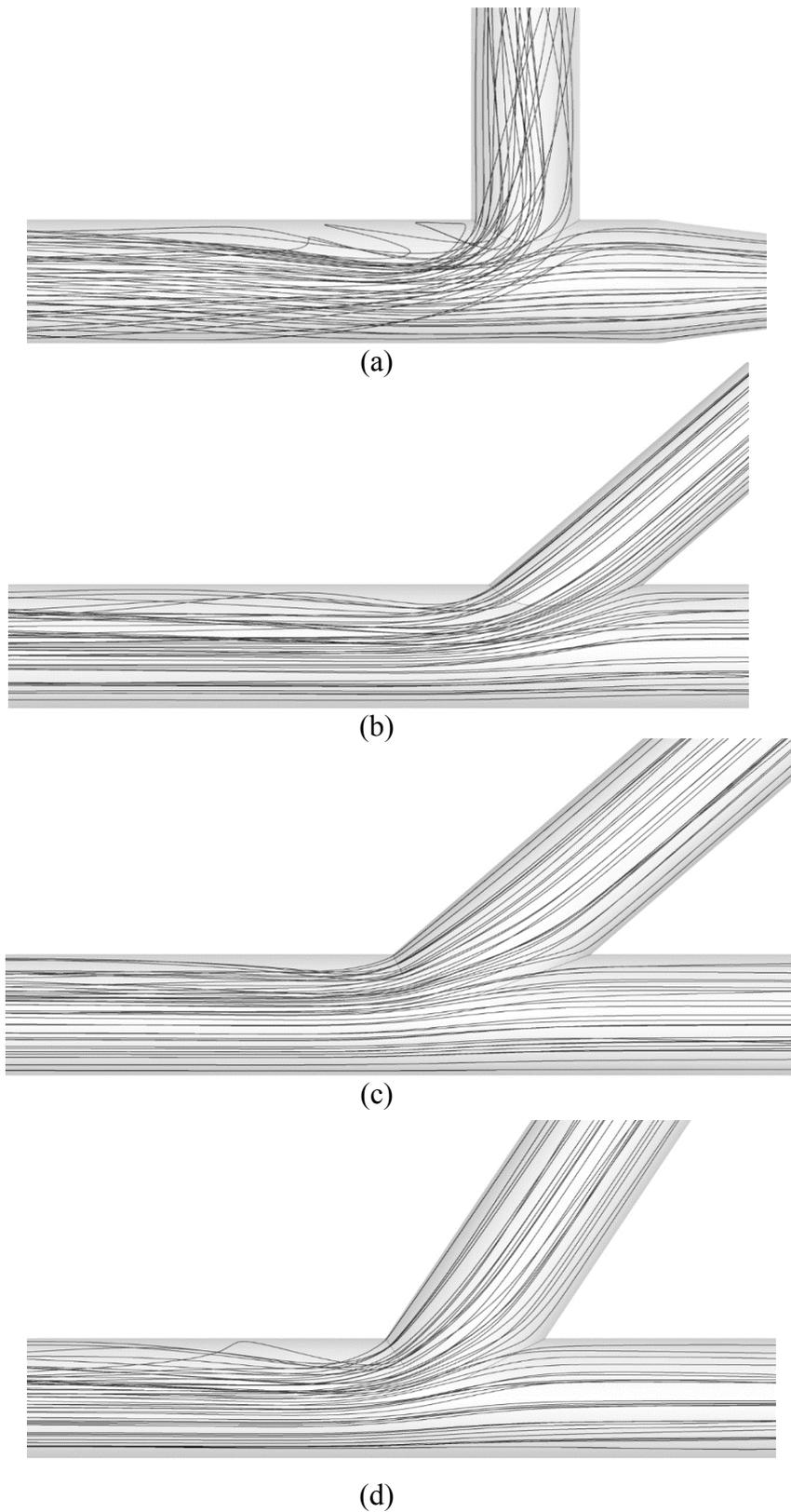
Gambar 4.3 dan 4.4 adalah *stream line* dari hasil simulasi semua model simulasi. Dari gambar terlihat bahwa pada Model Eksisting terjadi penyimpangan *stream line* di *downstream junction tee*. Hal tersebut menunjukkan adanya *vorticity* yang sudah dijelaskan sebelumnya. Selain itu, juga terlihat adanya penyempitan *stream tube* sekitar 70% yang ditandai oleh berkumpulnya *streakline* ke satu area tertentu dan tidak memenuhi semua penampang aliran. Hal ini terjadi karena vector aliran dari inlet 1 dan 2 mempunyai sudut yang relative besar dan terjadi penyerangan area aliran dari inlet 1 oleh inlet 2.

Dengan *junction angle* yang lebih kecil, yaitu 45° seperti Model 1, terjadinya penyempitan *stream tube* tidak terlalu signifikan yaitu sekitar 80%. *Stream line* Model 2 terlihat paling halus dan tidak adanya penyimpangan *streakline*. Penyempitan *stream tube* pada Model 2 terlihat paling kecil, yaitu sekitar 90%.

Model 3 mempunyai penampang inlet 1 dan 2 sama dengan model 2 tetapi dengan *junction angle* 60° . Dengan *junction angle* yang lebih besar terlihat adanya penyimpangan *streakline* dan penyempitan *streamtube* yang lebih besar, yaitu sekitar 75%. Dari analisa di atas dapat disimpulkan bahwa Model 2 mempunyai *streamline* dan *stream tube* paling baik dari semua model alternative.



Gambar 4.3 Perbandingan *Stream Line* dan *Streak Line* antara Existing Model (a), Model-1 (b), Model-2 (c) and Model-3 (d)



Gambar 4.4 Perbandingan *Stream line profile* pada area *downstream* dengan mass flow rate 263 kg/s antara Existing (a), Model-1 (b), Model-2 (c) and Model-3 (d)

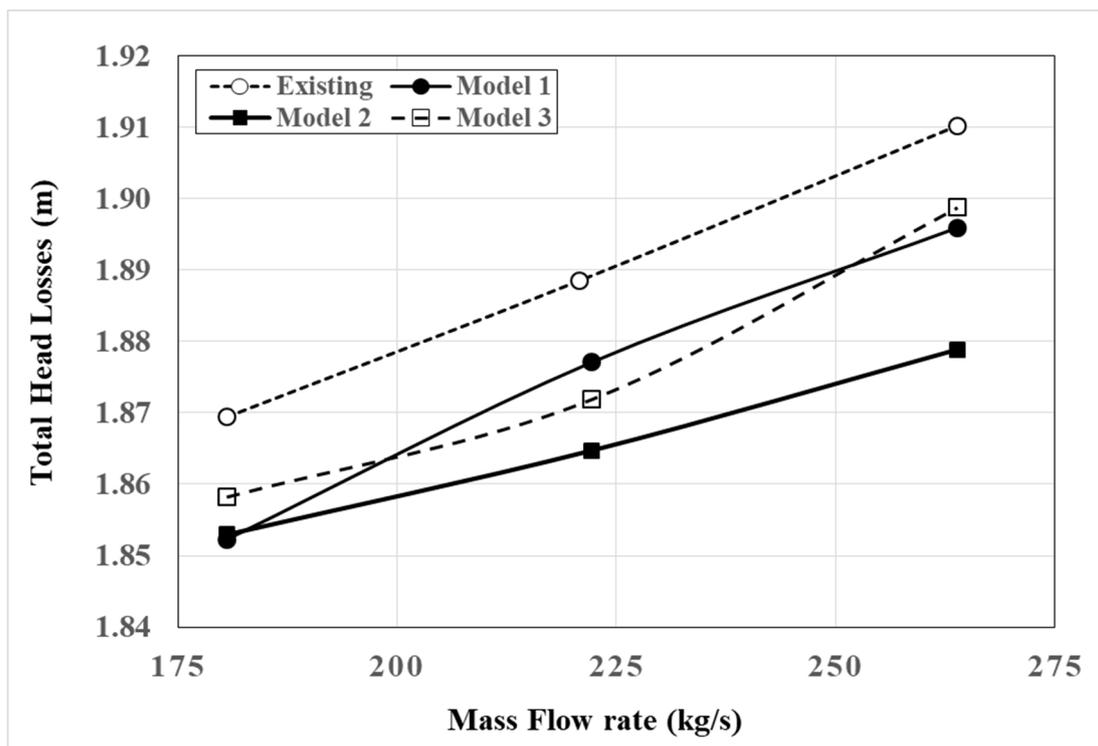


4.2 Analisa Perhitungan Total Head Loss

Dari hasil simulasi didapatkan output berupa pressure inlet 1 dan pressure inlet 2. Dari hasil tersebut dilakukan perhitungan headloss dari inlet 1 ke outlet 1 dan dari inlet 2 ke outlet 1. Hasil perhitungan tersebut ditabelkan pada tabel 4.3 berikut.

Tabel 4.3 Hasil perhitungan head loss Existing, Model 1, Model 2 dan Model 3

No	Parameter	Unit	Existing			Model 1			Model 2			Model 3		
1	Total Flow	kg/s	180.6	220.8	263.9	180.6	222.2	263.9	180.6	222.2	263.9	180.6	222.2	263.9
2	Flow Inlet 1	kg/s	122.8	150.2	179.4	104.3	128.4	152.4	122.8	151.1	179.4	108.6	133.6	158.7
3	Flow Inlet 2	kg/s	57.8	70.7	84.4	76.3	93.9	111.5	57.8	71.1	84.4	72.0	88.6	105.2
4	Total Headloss	m	1.87	1.89	1.91	1.85	1.88	1.90	1.85	1.86	1.88	1.86	1.87	1.90



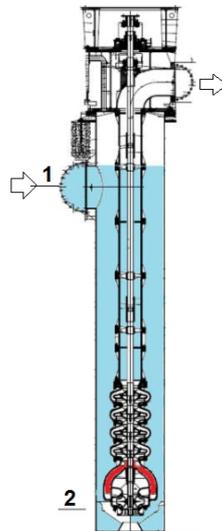
Gambar 4.5 Grafik perbandingan Total Head Loss antara Existing, Model 1, 2 and 3

Gambar 4.5 menunjukkan bahwa untuk semua variasi yang diuji dalam penelitian ini, head loss meningkat dengan meningkatnya *total mass flow rate*. Model eksisting memiliki head loss terbesar pada semua laju aliran yang dioperasikan. Pada mass flow rate 263 kg/s Model Eksisting mempunyai head loss total 1.91 m; Model 1

mempunyai head loss 1.90 m; Model 2 mempunyai head loss 1.88 m dan Model 3 mempunyai head loss 1.90 m. Dari analisa di atas dapat disimpulkan bahwa Model 2 mempunyai penurunan *head loss* paling baik dari semua model alternative. Dan apabila Model 2 diterapkan pada kondisi actual akan memberikan potensi kavitasi yang paling kecil.

4.3 Analisa Perhitungan NPSHa

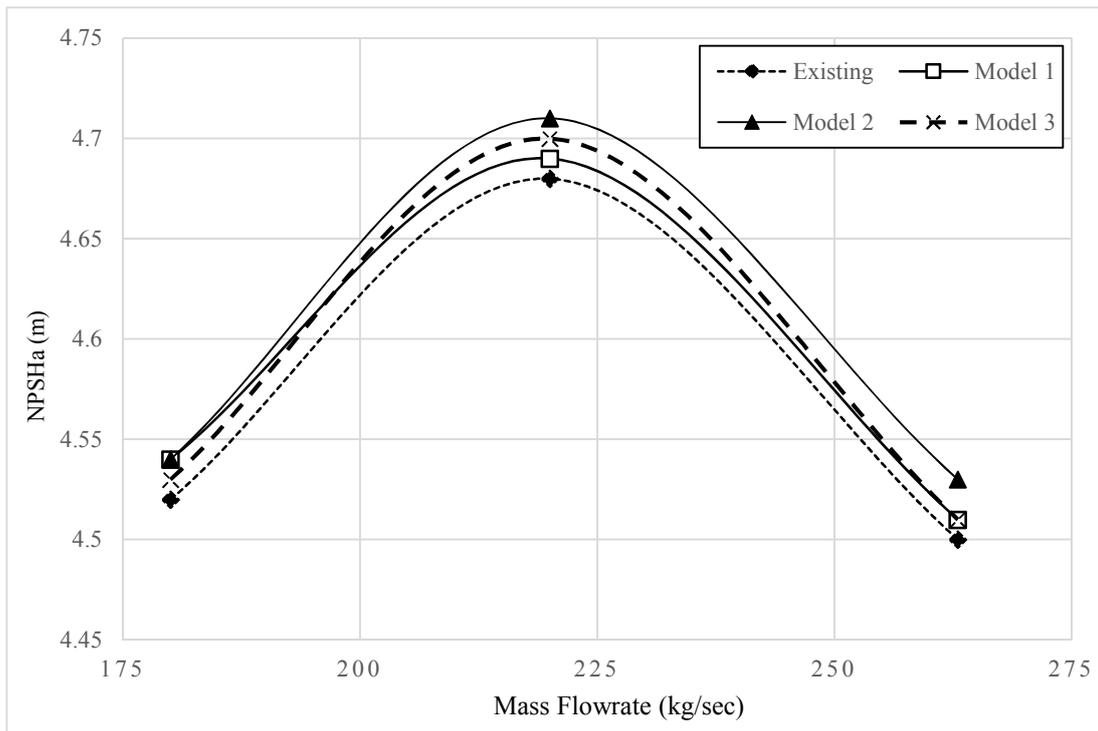
Nett Positive Suction Head Availabel (NPSHa) adalah selisih nilai *head* yang pada sisi hisap pompa ($p/\rho g + V^2/2g$) dengan nilai tekanan uap jenuh fluida ($p_{vp}/\rho g$) pada tempat tersebut. Untuk mencegah terjadinya kavitasi, nilai *head* aliran pada sisi hisap harus diatas nilai tekanan uap jenuh fluida pada temperature kerjanya. Dalam hal ini akan dilakukan perhitungan NPSHa pada sisi hisap CEP. Dari data yang ada, di ketahui tekanan pada titik 1 dan yang di hitung adalah NPSHa pada titik 2 yang merupakan mulut impeller CEP seperti gambar 4.6 di bawah.



Gambar 4.6 Posisi mulut impeller CEP untuk perhitungan NPSHa

Tabel 4.4. Hasil Perhitungan NPSHa Model Eksisting, Model 1, Model 2, Model 3

No	Flow rate [kg/s]	ρ [kg/m ³]	Vapor pressure [pa]	Temp [°C]	D1 [m]	P1 _g [pa]	P1 absolute [pa]	V1 [m/s]	Z1 [m]	D2 [m]	P2 _g [pa]	P2 absolute [pa]	V2 [m/s]	Z2 [m]	NPSHa-2 [m]
1	180	992.26	7435	40	0.63	-83740	17585	0.582	3.48	0.4	-49865	51460	1.444	0	4.523
2	220	992.26	7585	40.4	0.63	-82100	19225	0.712	3.48	0.4	-48225	53100	1.765	0	4.676
3	263	990.20	9344	44.4	0.63	-82100	19225	0.852	3.48	0.4	-48296	53029	2.115	0	4.497



Gambar 4.7 Grafik NPSHa Model Eksisting, Model 1, Model 2 dan Model 3

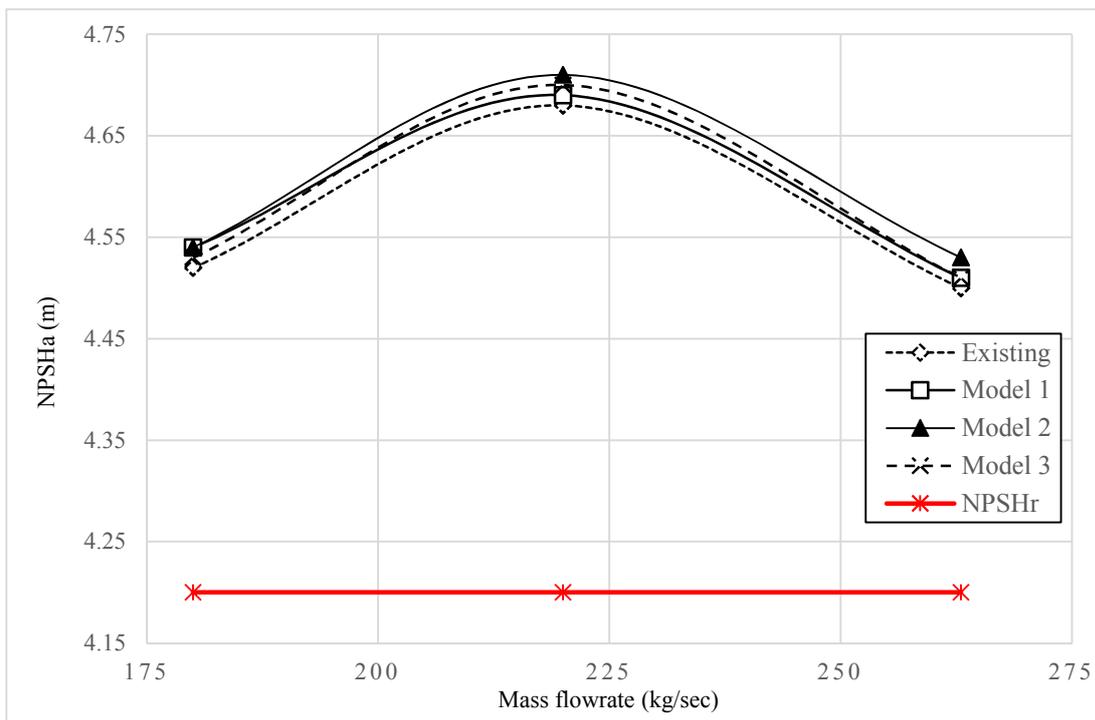
Tabel 4.4 adalah hasil perhitungan NPSHa kondisi Eksisting, Model 1, Model 2 dan Model 3 yang merupakan perhitungan dari data di lapangan dan perhitungan head loss hasil simulasi. Hasil dari tabel tersebut di buat grafik NPSHa terhadap perubahan *mass flow rate* pada gambar 4.7. Dari gambar 4.7 dapat dilihat bahwa NPSHa pada mass flow rate tertinggi mempunyai nilai paling kecil karena pada flowrate terbesar unit pembangkit pada kondisi beban (*load*) tertinggi yang menyebabkan temperatur air hotwell yang tinggi. Pada temperature yang lebih tinggi dan kondisi vacuum sangat mudah terjadi proses penguapan yang menurunkan nilai NPSHa.

Dari Gambar 4.7 terlihat bahwa pada semua variasi mass flow rate, Model 2 memiliki NPSHa paling besar, kemudian disusul Model 3, kemudian Model 1, yang semuanya lebih besar dari pada Model existing. Hal ini dapat terjadi karena Model 2 memiliki *head loss* yang paling kecil dari ketiga model yang lainnya. Model 1 dan Model 3 memiliki NPSHa yang sama dan nilainya lebih kecil dari pada Model 2 tetapi lebih besar dari pada Model Eksisting. Sedangkan Model Eksisting mempunyai nilai NPSHa yang paling kecil dari pada ketiga model yang lainnya. Hal ini terjadi



karena Model Eksisting memiliki nilai headloss yang paling besar dari pada ketiga model yang lainnya.

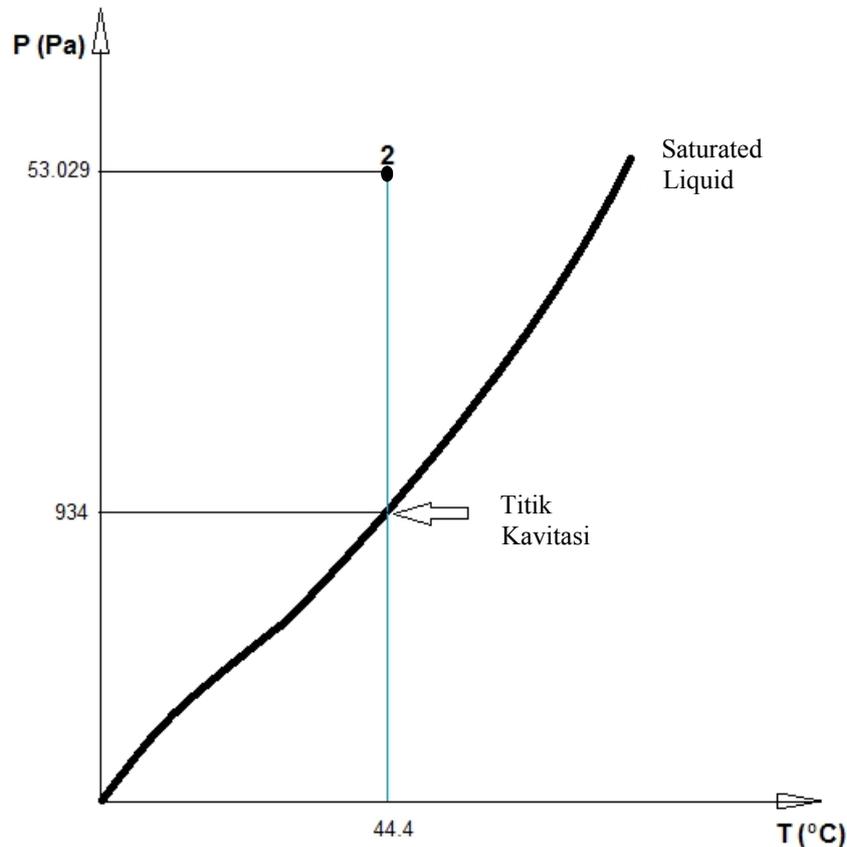
Yang bisa disimpulkan dari penjelasan di atas adalah Model 2 mempunyai potensi kavitasi yang paling kecil, kemudian di susul Model 3, kemudian di susul oleh Model 1 dan yang memiliki potensi kavitasi paling besar adalah Model Eksisting. Semakin besar nilai NPSHa, maka semakin kecil potensi kavitasi pada jalur hisap pompa.



Gambar 4.8 Grafik Perbandingan NPSHa Model Eksisting, Model 1, Model 2 dan Model 3 dengan NPSHr

Gambar 4.8 adalah grafik perbandingan NPSHa Model Eksisting, Model 1, Model 2 dan Model 3 dengan NPSHr dari CEP seperti pada tabel 3.1 yaitu sebesar 4,2 meter. Dari gambar terlihat bahwa pada semua variasi *mass flow rate*, NPSHa Model eksisting adalah yang paling dekat dengan NPSHr, artinya model Eksisting memiliki potensi kavitasi paling besar di dibandingkan dengan Model 1, Model 3 dan Model 2. Sedangkan Model 2 memiliki NPSHa paling jauh dari NPSHr, artinya Model 2 memiliki potensi kavitasi paling kecil dari pada Model Eksisting, Model 1

dan Model 3. Jika Model 2 dipasang pada kondisi aktual akan memiliki potensi terjadi kavitas paling kecil.



Gambar 4.9. Penggambaran kondisi point 2 pada *P-T Water diagram*

Gambar 4.9 adalah penggambaran posisi point 2 sebagai mulut impeller pada *P-T diagram* yang digunakan untuk membandingkan kondisi fluida kerja terhadap titik kritis kavitas. Dari gambar 4.9 dapat dijelaskan bahwa temperature kerja *condensate water* adalah 44.4°C. pada temperature tersebut mempunyai *saturated pressure* pada 935 Pa, sedangkan tekanan kerja pada mulut impeler CEP di tunjukkan pada point 2, yaitu pada tekanan 53.029 Pa. Saat ini kondisi eksisting secara perhitungan adalah aman terhadap kavitas, tetapi kondisi tersebut bisa terjadi penurunan point 2 ke tekanan yang lebih rendah, bahkan bisa lebih rendah dari titik *saturated water* akibat dari kotornya *suction filter strainer*. Rekomendasi untuk menghindari terjadinya kavitas pada CEP adalah dengan merubah suction pipe line



seperti model 2 dan menjaga kebersihan suction filter untuk menghindari kenaikan pressure drop pada sisi hisap CEP.

4.4 Kajian Finansial

Kajian finansial yang digunakan dalam studi ini adalah menggunakan *Cost Benefit Analysis* (CBA). CBA adalah suatu alat analisis dengan prosedur sistematis untuk membandingkan serangkaian biaya dan manfaat yang relevan dengan sebuah aktivitas atau proyek. Tujuan akhir yang ingin dicapai adalah membandingkan manakah yang lebih besar antara nilai biaya dan nilai manfaat secara akurat. Selanjutnya dari hasil perbandingan ini, pengambil keputusan dapat mempertimbangkan untuk dapat melanjutkan atau tidaknya dari suatu rencana proyek.

Tabel 4.5 Cost Benefit Analysis

ITEM	SATUAN	JUMLAH (Rp)	KETERANGAN
a	b	c	d
Biaya Penggantian suction pipe line CEP Unit 1 PLTU Labuan	Rp	500,000,000	
Perhitungan Lost of Opportunity			
a. <i>Lost of opportunity unit terjadi derating dikarenakan kerusakan CEP</i>			
<i>Durasi / Waktu derating yang diakibatkan oleh Perfoma CEP Drop</i>	Jam	168.00	Derating beban 50% selama 7 hari
<i>Derating yang diakibatkan oleh Penurunan perfoma CEP</i>	kW	100,000	
Potensi Energi yang hilang dengan gangguan unit	kWh	16,800,000	
Potensi Energi yang hilang dengan terjadinya gangguan unit	Kcal	14,445,399,360	
Estimasi HPP PLTU Labuan s/d Desember 2019	Rp/kWh	765.25	Laporan Keuangan s/d Desember 2019
Estimasi BPP PLTU Labuan s/d Desember 2019	Rp/kWh	621.15	
Margin	Rp/kWh	144.10	
Pendapatan yang hilang dari kehilangan produksi	Rp	2,420,863,200	
Perhitungan Cost Benefit			
Jumlah Lost of Opportunity (a) = Pendapatan yang hilang	Rp	2,420,863,200	
Cost Benefit Analysis $(\Sigma \text{lost of opportunity} - \Sigma \text{biaya Penggantian suction pipe line CEP}) / (\Sigma \text{biaya Penggantian suction pipe line CEP})$	%	484%	
Return Of Investment (ROI)	kali	4.84	

Dari tabel di atas dapat dijelaskan bahwa secara finansial, proyek penggantian suction pipe line CEP memerlukan estimasi biaya sebesar Rp. 500.000,- (Lima ratus juta rupiah) layak dilaksanakan karena memberikan CBA = 4.84 kali, artinya proyek tersebut lebih banyak memberikan manfaat dari pada biaya yang di keluarkan.



BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Hasil yang diperoleh dari penelitian Desain Alternatif untuk Mengurangi Potensi Kavitasasi Condensate Extraction Pump (CEP) Labuan dapat disimpulkan sebagai berikut.

1. Model eksisting memiliki *head loss* terbesar dari Model 1 Model 2 dan Model 3 pada setiap laju aliran yang dioperasikan.
2. Dengan *junction angle* yang lebih besar akan menaikkan nilai *head loss* dan dengan penampang lebih besar akan menurunkan nilai *head loss*.
3. Pada *mass flow rate* 263 kg/s, Model Eksisting mempunyai *head loss* total 1.91 m; Model 1 mempunyai *head loss* 1.90 m; Model 2 mempunyai *head loss* 1.88 m dan Model 3 mempunyai *head loss* 1.90 m.
4. Pada *mass flow rate* 263 kg/s, nilai NPSHa Model Eksisting adalah 4.50 m; Model 1 adalah 4.51 m; Model 2 adalah 4.53 m dan Model 3 adalah 4.51 m.
5. Nilai NPSHa Model Eksisting adalah yang paling dekat dengan NPSHr, di ikuti oleh Model 1 dan Model 3, sedangkan Model 2 memiliki nilai NPSHa yang terjauh dari NPSHr.
6. Dari analisa hasil simulasi numerik, desain model yang direkomendasikan adalah Model 2 karena mempunyai *velocity profile*, *streamline*, *streakline* dan nilai *total head loss* yang paling baik dan nilai NPSHa paling besar dari semua alternative desain, sehingga mempunyai nilai potensial kavitasasi paling kecil
7. Secara finansial, proyek penggantian suction pipe line CEP layak dilaksanakan karena memberikan CBA = 4.84 kali.

5.2 Saran.

Sebagai saran, jika dilakukan modifikasi untuk memperbaiki jalur pipa hisap CEP sebaiknya dirubah seperti Model 2 untuk memperkecil potensi kavitasasi pada CEP PLTU Labuan.



“Halaman ini sengaja kosong”



Daftar Pustaka

- [1]. Haque, M. E., Islam, M. S., Islam, M. R., Haniu, H., & Akhter, M. S. (2019). *Energy efficiency improvement of submersible pumps using in barind area of Bangladesh*. Energy Procedia, 160, 123–130.
(<https://doi:10.1016/j.egypro.2019.02.127>)
- [2]. Matlakala, M. E., Kallon, D. V. V., Simelane, S. P., & Mashinini, P. M. (2019). *Impact of Design Parameters on the Performance of Centrifugal Pumps*. Procedia Manufacturing, 35, 197–206.
(<https://doi:10.1016/j.promfg.2019.05.027>)
- [3]. Wang, C., Shi, W., Wang, X., Jiang, X., Yang, Y., Li, W., & Zhou, L. (2017). *Optimal design of multistage centrifugal pump based on the combined energy loss model and computational fluid dynamics*. Applied Energy, 187, 10–26.
(<https://doi:10.1016/j.apenergy.2016.11.046>)
- [4]. Song-Sheng Deng, Guo-Dong Li, Jin-Fa Guan, Xiao-Chen Chen, Lu-Xing Liu (2019). *Numerical Study of cavitation in centrifugal pump conveying different liquid materials*. Result in Physics
(<https://doi.org/10.1016/j.rinp.2019.02.009>)
- [5]. Jean-Piere Franc, Jean-Marie Michel (2004). *Fundamentals of Cavitation*. France: Institute National Polytechnique de Grenoble (INPG).
- [6]. Donald P, Sloteman (1995). *Avoiding cavitation in suction stage of high energy pump*. World Pumps
(<https://worldpumps.com>)
- [7]. WORLD PUMPS (2018). *Pump Cavitation and how to avoid it*
(<https://worldpumps.com>)
- [8]. Maxime Binama, Alex Muhirwa, Emmanuel Bisengimana (2016). *Cavitation Effects in Centrifugal Pumps-A Review*. Int. Journal of Engineering Research and Applications.
(<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.05.008>).



- [9]. Bruce R. Munson, Theodore H Okiishi, Wade W Huebsch (2009). *Fundamentals of Fluid Mechanics*. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- [10]. Bordoloi, D.J. & Tiwari, R. (2017) Identification of suction flow blockages and casing cavitations in centrifugal pumps by optimal support vector machine. *J Braz Soc. Mech Sci Eng.*
<https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.07.092>
- [11]. Delly, J. (2009) Pengaruh Temperatur Terhadap Terjadinya Kavitasi pada Sudu Pompa Sentrifugal. *Jurnal Ilmiah Teknik Mesin Vol.1 No.1 Tahun 2009.*
- [12]. A Yu, W P Yu, Z B Pan, X W Luo, B Ji, X Y Xu (2014). *Cavitation Performance Evaluation for a Condensate Pump*. 6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Winds
<https://doi.org/10.1088/1757-899X/52/6/062014>
- [13]. Bellary, S. A. I., & Samad, A. (2013). *Exit Blade Angle and Roughness Effect on Centrifugal Pump Performance*. ASME 2013 Gas Turbine India Conference.
<https://doi:10.1115/gtindia2013-3531>
- [14]. Luo, H., Fytanidis, D. K., Schmidt, A. R., & García, M. H. (2018). *Comparative 1D and 3D numerical investigation of open-channel junction flows and energy losses*. *Advances in Water Resources*, 117, 120–139.
<https://doi:10.1016/j.advwatres.2018.05.012>
- [15]. Gao, R., Zhang, H., Li, A., Liu, K., Yu, S., & Deng, B. (2018). *A novel low-resistance duct tee emulating a river course*. *Building and Environment*, 144, 295–304.
<https://doi:10.1016/j.buildenv.2018.08.034>
- [16]. Moran J Michael, Saphiro N Howard (2006) *Fundamentals of Engineering Thermodynamic*. C: John Wiley & Sons, Inc.



LAMPIRAN

Lampiran 1. Perhitungan Head loss model eksisting pada mass flow rate 180 kg/s

Inlet 1 377.4592 ton/h 104.032 kg/s 0.45

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m ² /s ²)
Mayor	Pipa lurus 1	0.1057	0.5843	992.2	0.000604	0.3565	0.48	0.0009375	460.701	0.019960	0.002530
	Pipa Lurus 2	0.1057	0.5843	992.2	0.000604	0.4200	0.48	0.0009375	460.701	0.019960	0.002981
	pipa lurus 3	0.1057	0.3392	992.2	0.000604	0.3450	0.63	0.0009375	351.011	0.020135	0.000634
										K_L	
Minor	entrance	0.1057	0.5843	992.2	0.000604					0.8	0.136550
	Elbow 1	0.1057	0.5843	992.2	0.000604					0.2	0.034138
	Diffuser	0.1057	0.5843	992.2	0.000604					0.273	0.046542
										Total :	0.223376

Inlet 2 272.5409 ton/h 75.1153 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m ² /s ²)
Mayor	Pipa lurus 4	0.0763	0.4219	992.2	0.000604	0.3565	0.48	0.0009375	332.645	0.020174	0.001333
	Pipa lurus 5	0.0763	0.4219	992.2	0.000604	1.0400	0.48	0.0009375	332.645	0.020174	0.003890
	Pipa lurus 6	0.0763	0.4219	992.2	0.000604	3.6050	0.48	0.0009375	332.645	0.020174	0.013483
										K_L	
Minor	entrance	0.0763	0.4219	992.2	0.000604					0.8	0.071189
	Elbow 2	0.0763	0.4219	992.2	0.000604					0.2	0.017797
	Elbow 3	0.0763	0.4219	992.2	0.000604					0.2	0.017797
	Junction	0.0763	0.4219	992.2	0.000604					1.1	0.097885
										Total :	0.223376
										Selisih	0.000000

Lampiran 2. Perhitungan Head loss model eksisting pada mass flow rate 220 kg/s

Inlet 1 461.6197 ton/h 127.228 kg/s 0.45

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m ² /s ²)
Mayor	Pipa lurus 1	0.1292	0.7145	992.2	0.000604	0.3565	0.48	0.0009375	563.422	0.019857	0.003765
	Pipa Lurus 2	0.1292	0.7145	992.2	0.000604	0.4200	0.48	0.0009375	563.422	0.019857	0.004436
	pipa lurus 3	0.1292	0.4148	992.2	0.000604	0.3450	0.63	0.0009375	429.274	0.020002	0.000942
										K_L	
Minor	entrance	0.1292	0.7145	992.2	0.000604					0.8	0.204231
	Elbow 1	0.1292	0.7145	992.2	0.000604					0.2	0.051058
	Diffuser	0.1292	0.7145	992.2	0.000604					0.273	0.069611
										Total :	0.334042

Inlet 2 333.3803 ton/h 91.8833 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m ² /s ²)
Mayor	Pipa lurus 4	0.0933	0.5160	992.2	0.000604	0.3565	0.48	0.0009375	406.902	0.020035	0.001981
	Pipa lurus 5	0.0933	0.5160	992.2	0.000604	1.0400	0.48	0.0009375	406.902	0.020035	0.005780
	Pipa lurus 6	0.0933	0.5160	992.2	0.000604	3.6050	0.48	0.0009375	406.902	0.020035	0.020035
										K_L	
Minor	entrance	0.0933	0.5160	992.2	0.000604					0.8	0.106520
	Elbow 2	0.0933	0.5160	992.2	0.000604					0.2	0.026630
	Elbow 3	0.0933	0.5160	992.2	0.000604					0.2	0.026630
	Junction	0.0933	0.5160	992.2	0.000604					1.1	0.146465
										Total :	0.334042
										Selisih	0.000000



Lampiran 3. Perhitungan Head loss model eksisting pada mass flow rate 263 kg/s

Inlet 1 551.5836 ton/h 152.023 kg/s 0.45

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m/s ²)
Mayor	Pipa lurus 1	0.1544	0.8538	992.2	0.000604	0.3565	0.48	0.0009375	673.226	0.019780	0.005355
	Pipa Lurus 2	0.1544	0.8538	992.2	0.000604	0.4200	0.48	0.0009375	673.226	0.019780	0.006308
	pipa lurus 3	0.1544	0.4956	992.2	0.000604	0.3450	0.63	0.0009375	512.934	0.019903	0.001339
										KL	
Minor	entrance	0.1544	0.8538	992.2	0.000604					0.8	0.291592
	Elbow 1	0.1544	0.8538	992.2	0.000604					0.2	0.072898
	Diffuser	0.1544	0.8538	992.2	0.000604					0.273	0.099387
										Total :	0.476878

Inlet 2 398.4164 ton/h 109.808 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m/s ²)
Mayor	Pipa lurus 4	0.1115	0.6167	992.2	0.000604	0.3565	0.48	0.0009375	486.281	0.019931	0.002815
	Pipa lurus 5	0.1115	0.6167	992.2	0.000604	1.0400	0.48	0.0009375	486.281	0.019931	0.008212
	Pipa lurus 6	0.1115	0.6167	992.2	0.000604	3.6050	0.48	0.0009375	486.281	0.019931	0.028466
										KL	
Minor	entrance	0.1115	0.6167	992.2	0.000604					0.8	0.152134
	Elbow 2	0.1115	0.6167	992.2	0.000604					0.2	0.038034
	Elbow 3	0.1115	0.6167	992.2	0.000604					0.2	0.038034
	Junction	0.1115	0.6167	992.2	0.000604					1.1	0.209184
										Total :	0.476878
										Selisih	0.000000

Lampiran 4. Perhitungan Head loss Model 1 pada mass flow rate 180 kg/s

Inlet 1 375.495 ton/h 103.491 kg/s 0.045

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m/s ²)
Mayor	Pipa lurus 1	0.1051	0.5812	992.2	0.000604	0.2000	0.48	0.09375	458.304	0.098357	0.006923
	Pipa Lurus 2	0.1051	0.5812	992.2	0.000604	0.4200	0.48	0.09375	458.304	0.098357	0.014537
	Pipa Lurus 3	0.1051	0.3374	992.2	0.000604	3.4485	0.63	0.07143	349.184	0.085297	0.026576
Minor	entrance	0.1051	0.5812	992.2	0.000604					0.5	0.084458
	Elbow 1	0.1051	0.5812	992.2	0.000604					0.9	0.152024
										Total :	0.284519

Inlet 2 274.505 ton/h 75.6566 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m/s ²)		
Mayor	Pipa lurus 3	0.0769	0.4249	992.2	0.000604	0.2000	0.48	0.09375	335.043	0.098373	0.003700		
	Pipa lurus 4	0.0769	0.4249	992.2	0.000604	5.9075	0.48	0.09375	335.043	0.098373	0.109296		
										KL			
Minor	entrance	0.0769	0.4249	992.2	0.000604					0.5	0.045137		
	Elbow 2	0.0769	0.4249	992.2	0.000604					0.9	0.081247		
	Junction	0.0769	0.4249	992.2	0.000604					0.5	0.045137		
										Total :	0.284516		
Total flow		650 ton/h	179.147 kg/s									Selisih	0.000002



Lampiran 5. Perhitungan Head loss Model 1 pada mass flow rate 220 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m ² /s ²)
Inlet 1 462.145 ton/h 127.372 kg/s 0.045											
Mayor	Pipa lurus 1	0.1294	0.7154	992.2	0.000604	0.2000	0.48	0.09375	564.063	0.098349	0.010485
	Pipa Lurus 2	0.1294	0.7154	992.2	0.000604	0.4200	0.48	0.09375	564.063	0.098349	0.022019
	Pipa Lurus 3	0.1294	0.4153	992.2	0.000604	3.4485	0.63	0.07143	429.763	0.085285	0.040252
Minor	entrance	0.1294	0.7154	992.2	0.000604					0.5	0.127935
	Elbow 1	0.1294	0.7154	992.2	0.000604					0.9	0.230283
Total :											0.430974
Inlet 2 337.855 ton/h 93.1166 kg/s											
Mayor	Pipa lurus 3	0.0946	0.5230	992.2	0.000604	0.2000	0.48	0.09375	412.363	0.098362	0.005605
	Pipa lurus 4	0.0946	0.5230	992.2	0.000604	5.9075	0.48	0.09375	412.363	0.098362	0.165544
Minor	entrance	0.0946	0.5230	992.2	0.000604					0.5	0.068374
	Elbow 2	0.0946	0.5230	992.2	0.000604					0.9	0.123074
	Junction	0.0946	0.5230	992.2	0.000604					0.5	0.068374
Total :											0.430971
Total flow											800 ton/h 220.489 kg/s
Selisih											0.000003

Lampiran 6. Perhitungan Head loss Model 1 pada mass flow rate 263 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m ² /s ²)
Inlet 1 548.795 ton/h 152.443 kg/s 0.045											
Mayor	Pipa lurus 1	0.1536	0.8495	992.2	0.000604	0.2000	0.48	0.09375	669.823	0.098344	0.014785
	Pipa Lurus 2	0.1536	0.8495	992.2	0.000604	0.4200	0.48	0.09375	669.823	0.098344	0.031048
	Pipa Lurus 3	0.1536	0.4931	992.2	0.000604	3.4485	0.63	0.07143	510.341	0.085278	0.056756
Minor	entrance	0.1536	0.8495	992.2	0.000604					0.5	0.180407
	Elbow 1	0.1536	0.8495	992.2	0.000604					0.9	0.324732
Total :											0.607728
Inlet 2 401.205 ton/h 111.446 kg/s											
Mayor	Pipa lurus 3	0.1123	0.6210	992.2	0.000604	0.2000	0.48	0.09375	489.684	0.098355	0.007903
	Pipa lurus 4	0.1123	0.6210	992.2	0.000604	5.9075	0.48	0.09375	489.684	0.098355	0.233428
Minor	entrance	0.1123	0.6210	992.2	0.000604					0.5	0.096420
	Elbow 2	0.1123	0.6210	992.2	0.000604					0.9	0.173555
	Junction	0.1123	0.6210	992.2	0.000604					0.5	0.096420
Total :											0.607725
Total flow											950 ton/h 263.889 kg/s
selisih											0.000003



Lampiran 7. Perhitungan Head loss Model 2 pada mass flow rate 180 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m/s ²)
Inlet 1 360.907 ton/h 100.252 kg/s 0.045											
Mayor	Pipa lurus 1	0.1010	0.3243	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	335.618	0.085299	0.001424
	Pipa Lurus 2	0.1010	0.3243	992.2	0.000604	4.0850	0.63	0.07142857	335.618	0.085299	0.029084
										K^L	
Minor	entrance	0.1010	0.3243	992.2	0.000604					0.02	0.001052
	Elbow 1	0.1010	0.3243	992.2	0.000604					0.2	0.010517
										Total :	0.042076
Inlet 2 289.093 ton/h 80.3036 kg/s											
Mayor	Pipa lurus 3	0.0809	0.2598	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	268.836	0.085315	0.000914
	Pipa lurus 4	0.0809	0.2598	992.2	0.000604	5.9075	0.63	0.07142857	268.836	0.085315	0.026992
										K^L	
Minor	entrance	0.0809	0.2598	992.2	0.000604					0.02	0.000675
	Elbow 2	0.0809	0.2598	992.2	0.000604					0.2	0.006748
	Junction	0.0809	0.2598	992.2	0.000604					0.2	0.006748
										Total :	0.042076
Total flow 650 ton/h 180.556 kg/s										Selisih	0.000000

Lampiran 8. Perhitungan Head loss Model 2 pada mass flow rate 220 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m/s ²)
Inlet 1 444.192 ton/h 123.387 kg/s 0.045											
Mayor	Pipa lurus 1	0.1244	0.3991	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	413.068	0.085287	0.002157
	Pipa Lurus 2	0.1244	0.3991	992.2	0.000604	4.0850	0.63	0.07142857	413.068	0.085287	0.044050
										K^L	
Minor	entrance	0.1244	0.3991	992.2	0.000604					0.02	0.001593
	Elbow 1	0.1244	0.3991	992.2	0.000604					0.2	0.015931
										Total :	0.063730
Inlet 2 355.808 ton/h 98.8356 kg/s											
Mayor	Pipa lurus 3	0.0996	0.3197	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	330.877	0.085300	0.001384
	Pipa lurus 4	0.0996	0.3197	992.2	0.000604	5.9075	0.63	0.07142857	330.877	0.085300	0.040880
										K^L	
Minor	entrance	0.0996	0.3197	992.2	0.000604					0.02	0.001022
	Elbow 2	0.0996	0.3197	992.2	0.000604					0.2	0.010222
	Junction	0.0996	0.3197	992.2	0.000604					0.2	0.010222
										Total :	0.063730
Total flow 800 ton/h 222.222 kg/s										Selisih	0.000001



Lampiran 9. Perhitungan Head loss Model 2 pada mass flow rate 263 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ ₃ (kg/m ³)	μ ₂ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL _{2 2} (m/s ²)
Inlet 1 527.476 ton/h 146.521 kg/s 0.045											
Mayor	Pipa lurus 1	0.1477	0.4740	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	490,516	0.085279	0.003041
	Pipa Lurus 2	0.1477	0.4740	992.2	0.000604	4.0850	0.63	0.07142857	490,516	0.085279	0.062111
										K^L	
Minor	entrance	0.1477	0.4740	992.2	0.000604					0.02	0.002246
	Elbow 1	0.1477	0.4740	992.2	0.000604					0.2	0.022465
										Total :	0.089863
Inlet 2 422.524 ton/h 117.368 kg/s											
Mayor	Pipa lurus 3	0.1183	0.3797	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	392,918	0.085290	0.001951
	Pipa lurus 4	0.1183	0.3797	992.2	0.000604	5.9075	0.63	0.07142857	392,918	0.085290	0.057641
										K^L	
Minor	entrance	0.1183	0.3797	992.2	0.000604					0.02	0.001441
	Elbow 2	0.1183	0.3797	992.2	0.000604					0.2	0.014414
	Junction	0.1183	0.3797	992.2	0.000604					0.2	0.014414
										Total :	0.089863
Total flow 950 ton/h 263.889 kg/s										Selisih	0.000000

Lampiran 10. Perhitungan Head loss Model 3 pada mass flow rate 180 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ ₃ (kg/m ³)	μ ₂ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL _{2 2} (m/s ²)
Inlet 1 390.812 ton/h 108.559 kg/s 0.045											
Mayor	Pipa lurus 1	0.1094	0.3512	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	363,428	0.085295	0.001670
	Pipa Lurus 2	0.1094	0.3512	992.2	0.000604	1.9103	0.63	0.07142857	363,428	0.085295	0.015947
										K^L	
Minor	entrance	0.1094	0.3512	992.2	0.000604					0.02	0.001233
	Elbow 1	0.1094	0.3512	992.2	0.000604					0.2	0.012332
										Total :	0.031182
Inlet 2 259.188 ton/h 71.9967 kg/s											
Mayor	Pipa lurus 3	0.0726	0.2329	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	241,027	0.085324	0.000735
	Pipa lurus 4	0.0726	0.2329	992.2	0.000604	4.4500	0.63	0.07142857	241,027	0.085324	0.016345
										K^L	
Minor	entrance	0.0726	0.2329	992.2	0.000604					0.02	0.000542
	Elbow 2	0.0726	0.2329	992.2	0.000604					0.2	0.005424
	Junction	0.0726	0.2329	992.2	0.000604					0.3	0.008136
										Total :	0.031182
Total flow 650 ton/h 180.556 kg/s										Selisih	0.000000



Lampiran 11. Perhitungan Head loss Model 3 pada mass flow rate 220 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m/s ²)
Inlet 1 480.9968 ton/h 133.61 kg/s 0.045											
Mayor	Pipa lurus 1	0.1347	0.4322	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	447.293	0.085283	0.002529
	Pipa Lurus 2	0.1347	0.4322	992.2	0.000604	1.9103	0.63	0.07142857	447.293	0.085283	0.024154
										K^L	
Minor	entrance	0.1347	0.4322	992.2	0.000604					0.02	0.001868
	Elbow 1	0.1347	0.4322	992.2	0.000604					0.2	0.018680
										Total :	0.047231
Inlet 2 319.0032 ton/h 88.612 kg/s											
Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m/s ²)
Mayor	Pipa lurus 3	0.0893	0.2866	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	296.651	0.085308	0.001113
	Pipa lurus 4	0.0893	0.2866	992.2	0.000604	4.4500	0.63	0.07142857	296.651	0.085308	0.024755
										K^L	
Minor	entrance	0.0893	0.2866	992.2	0.000604					0.02	0.000822
	Elbow 2	0.0893	0.2866	992.2	0.000604					0.2	0.008216
	Junction	0.0893	0.2866	992.2	0.000604					0.3	0.012325
										Total :	0.047230
Total flow 800 ton/h 222.222 kg/s										Selisih	0.000000

Lampiran 12. Perhitungan Head loss Model 3 pada mass flow rate 263 kg/s

Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m/s ²)
Inlet 1 571.18 ton/h 158.661 kg/s 0.045											
Mayor	Pipa lurus 1	0.1599	0.5132	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	531.158	0.085276	0.003566
	Pipa Lurus 2	0.1599	0.5132	992.2	0.000604	1.9103	0.63	0.07142857	531.158	0.085276	0.034057
										K^L	
Minor	entrance	0.1599	0.5132	992.2	0.000604					0.02	0.002634
	Elbow 1	0.1599	0.5132	992.2	0.000604					0.2	0.026342
										Total :	0.066598
Inlet 2 378.82 ton/h 105.228 kg/s											
Headloss		flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (N.s/m ²)	L (m)	D (m)	e/D	Re	f	hL (m/s ²)
Mayor	Pipa lurus 3	0.1061	0.3404	992.2	0.000604	0.2000	0.63	0.07142857	352.276	0.085296	0.001569
	Pipa lurus 4	0.1061	0.3404	992.2	0.000604	4.4500	0.63	0.07142857	352.276	0.085296	0.034904
										K^L	
Minor	entrance	0.1061	0.3404	992.2	0.000604					0.02	0.001159
	Elbow 2	0.1061	0.3404	992.2	0.000604					0.2	0.011587
	Junction	0.1061	0.3404	992.2	0.000604					0.3	0.017380
										Total :	0.066599
Total flow 950 ton/h 263.889 kg/s										Selisih	0.000000



Lampiran 13. Perhitungan validasi pada mass flow rate 180 kg/s

Data Eksperiment						Simulasi					
No	Parameter	Unit	Inlet 1	Inlet 2	Outlet	No	Unit	Inlet 1	Inlet 2	Outlet	
			Value					Value			
1	Diameter	m	0.48	0.48	0.63	1	m	0.48	0.48	0.63	
		kg/sec	122.78	57.78	180.56		kg/sec	122.78	57.78	180.56	
3	Cross section area	m ²	0.1809	0.1809	0.3116	3	m ²	0.1809	0.1809	0.3116	
4	Vacuum cond	kpa	-93.72	-93.72		4	kpa				
		pa	-93720	-93720			pa				
5	Density (at 40°C)	kg/m ³	992.2	992.2	992.2	5	kg/m ³	992.2	992.2	992.2	
6	Elevation head (Z)	m	1.8265	1.8265	0	6	m	1.8265	1.8265	0	
7	Pressure	kpa	-83.578	-83.578	-83.74	7	kpa	-83.342	-83.238	-83.74	
		pa	-83578	-83578	-83740		pa	-83342	-83238	-83740	
8	Velocity	m/s	0.684	0.322	0.584	8	m/s	0.687	0.323	0.650	
9	P/ρ	m ² /sec ²	-84.23	-84.23	-84.40	9	m ² /sec ²	-84.00	-83.89	-84.40	
10	$\left(\frac{p_i}{\rho} + \frac{\alpha_i \bar{V}_i^2}{2} + gz_i \right)$	m ² /sec ²	-66.08	-66.26	-84.228	10	m ² /sec ²	-65.84	-65.92	-84.19	
11	Headloss (9-10)	m ² /sec ²	18.15	17.96		11	m ² /sec ²	18.34	18.26		
12	Headloss (9-10)	m	1.85	1.83		12	m	1.87	1.86		

Lampiran 14. Perhitungan validasi pada mass flow rate 220 kg/s

Data Eksperiment						Simulasi					
No	Parameter	Unit	Inlet 1	Inlet 2	Outlet	No	Unit	Inlet 1	Inlet 2	Outlet	
			Value					Value			
1	Diameter	m	0.48	0.48	0.63	1	m	0.48	0.48	0.63	
2	Flow	ton/h				2	ton/h				
		kg/sec	150.16	70.67	220.83		kg/sec	150.16	70.67	220.83	
3	Cross section area	m ²	0.1809	0.1809	0.3116	3	m ²	0.1809	0.1809	0.3116	
4	Vacuum cond	kpa	-93.10	-93.10		4	kpa	-91.65	-91.65		
		pa	-93100	-93100			pa	-91650	-91650		
5	Density (at 40°C)	kg/m ³	992.2	992.2	992.2	5	kg/m ³	992.2	992.2	992.2	
6	Elevation head (Z)	m	1.8265	1.8265	0	6	m	1.8265	1.8265	0	
7	Pressure	kpa	-81.848	-81.800	-82.1	7	kpa	-81.445	-81.281	-82.019	
		pa	-81848	-81848	-82100		pa	-81445	-81281	-82019	
8	Velocity	m/s	0.837	0.394	0.714	8	m/s	0.837	0.394	0.714	
9	P/ρ	m ² /sec ²	-82.49	-82.49	-82.75	9	m ² /sec ²	-82.09	-81.92	-82.66	
10	$\left(\frac{p_i}{\rho} + \frac{\alpha_i \bar{V}_i^2}{2} + gz_i \right)$	m ² /sec ²	-64.22334	-64.49591	-82.49	10	m ² /sec ²	-63.81719269	-63.9245	-82.4086	
11	Headloss (9-10)	m ² /sec ²	18.27	17.99		11	m ² /sec ²	18.59	18.48		
12	Headloss (9-10)	m	1.86	1.83		12	m	1.8952	1.8842		



Lampiran 15. Perhitungan validasi pada mass flow rate 263 kg/s

Data Eksperiment						Simulasi					
No	Parameter	Unit	Inlet 1	Inlet 2	Outlet	No	Unit	Inlet 1	Inlet 2	Outlet	
			Value					Value			
1	Diameter	m	0.48	0.48	0.63	1	m	0.48	0.48	0.63	
		kg/sec	153.22	110.67	263.89		kg/sec	153.22	110.67	263.89	
3	Cross section area	m ²	0.1809	0.1809	0.3116	3	m ²	0.1809	0.1809	0.3116	
4	Vacuum cond	kpa	-91.65	-91.65		4	kpa				
		pa	-91650	-91650			pa				
5	Density (at 40°C)	kg/m ³	992.2	992.2	992.2	5	kg/m ³	992.2	992.2	992.2	
6	Elevation head (Z)	m	1.8265	1.8265	0	6	m	1.8265	1.8265	0	
7	Pressure	kpa	-81.367	-81.367	-82.1	7	kpa	-81.096	-80.913	-82.019	
		pa	-81367	-81367	-82100		pa	-81096	-80913	-82019	
8	Velocity	m/s	0.854	0.617	0.854	8	m/s	0.854	0.617	0.854	
9	P/ρ	m ² /sec ²	-82.01	-82.01	-82.75	9	m ² /sec ²	-81.73	-81.55	-82.66	
10	$\left(\frac{p_i}{\rho} + \frac{a_i \bar{V}_i^2}{2} + gz_i \right)$	m ² /sec ²	-63.724	-63.898	-82.381	10	m ² /sec ²	-63.45	-63.44	-82.30	
11	Headloss (9-10)	m ² /sec ²	18.66	18.48		11	m ² /sec ²	18.85	18.86		
12	Headloss (9-10)	m	1.90	1.88		12	m	1.92	1.92		

Lampiran 16. Rekap Perhitungan validasi pada flow rate 180 kg/s; 220 kg/s dan 263 kg/s

Head loss [m]	total flow 180 kg/s		total flow 220 kg/s		total flow 263 kg/s	
	Inlet 1	Inlet 2	Inlet 1	Inlet 2	Inlet 1	Inlet 2
Experiment	1.85	1.83	1.86	1.83	1.90	1.88
Simulation	1.87	1.86	1.90	1.88	1.92	1.92
Error	-1.08%	-1.65%	-1.75%	-2.65%	-1.01%	-1.99%



Lampiran 17. Perhitungan Headloss Eksisting pada flow rate 180kg/s; 180kg/s dan 263kg/s.

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	179.4248	84.4352	263.86	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.48	0.48	0.63	m
4	Velocity	0.85	0.61	0.97	m/s
5	Pressure	-81096	-80913	-82019	Pa
6	elevasi	0		-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.74	m ² /s ²
				1.91	m

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	150.1644	70.6656	220.83	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.48	0.48	0.63	m
4	Velocity	0.83		0.8	m/s
5	Pressure	-81445	-81281	-82019	Pa
6	elevasi	0		-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.52	m ² /s ²
				1.89	m

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	122.7808	57.7792	180.56	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.48	0.48	0.63	m
4	Velocity	0.68		0.65	m/s
5	Pressure	-83342	-83328	-83740	Pa
6	elevasi	0		-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.34	m ² /s ²
				1.87	m



Lampiran 18. Perhitungan Headloss Model 1 pada flow rate 180kg/s; 180kg/s dan 263kg/s.

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	152.44	111.45	263.89	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.48	0.48	0.63	m
4	Velocity	0.85	0.62	0.98	m/s
5	Pressure	-82975.34	-82778.49	-83740	Pa
6	elevasi	0	0	-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.56969	m ² /s ²
				1.892934	m

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	128.37	93.85	222.2	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.48	0.48	0.63	m
4	Velocity	0.71	0.52	0.82	m/s
5	Pressure	-83186.03	-83048.06	-83740	Pa
6	elevasi	0	0	-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.39214	m ² /s ²
				1.874836	m

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	104.304	76.251	180.555	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.63	0.48	0.63	m
4	Velocity	0.583	0.426	0.66	m/s
5	Pressure	-83740	-83363	-83740	Pa
6	elevasi	0		-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			17.87011	m ² /s ²
				1.821622	m



Lampiran 19. Perhitungan Headloss Model 2 pada flow rate 180kg/s; 180kg/s dan 263kg/s.

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	146.521	117.368	263.88	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.63	0.63	0.63	m
4	Velocity	0.58	0.27	0.99	m/s
5	Pressure	-82857.7	-82872.3	-83740	Pa
6	elevasi	0	0	-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.49	m ² /s ²
				1.88	m

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	123.387	98.83	222.22	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.63	0.63	0.63	m
4	Velocity	0.48	0.23	0.83	m/s
5	Pressure	-83106.2	-83118.9	-83740	Pa
6	elevasi	0	0	-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.33	m ² /s ²
				1.87	m

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	100.252	80.303	180.55	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.63	0.63	0.63	m
4	Velocity	0.39	0.18	0.66	m/s
5	Pressure	-83315.2	-83325.5	-83740	Pa
6	elevasi	0	0	-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.20	m ² /s ²
				1.86	m



Lampiran 19. Perhitungan Head loss Model 3 pada flow rate 180kg/s; 180kg/s dan 263kg/s

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	158.661	105.228	263.889	Unit
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.63	0.63	0.63	m
4	Velocity	0.51	0.34	0.85	m/s
5	Pressure	-82734.37	-82733	-83740	Pa
6	elevasi	0	0	-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.70	m ² /s ²
				1.91	m

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	133.61	88.612	222.222	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.63	0.63	0.63	m
4	Velocity	0.43	0.28	0.82	m/s
5	Pressure	-83056.44	-83053.33	-83740	Pa
6	elevasi	0	0	-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.36	m ² /s ²
				1.87	m

No	Parameter	Inlet1	Inlet2	Outlet	Unit
1	Mass flow rate	108.559	71.997	180.556	kg/s
2	Rho	992.2	992.2	992.2	kg/m ³
3	Diameter	0.63	0.63	0.63	m
4	Velocity	0.35	0.32	0.65	m/s
5	Pressure	-83282.72	-83281.4	-83740	Pa
6	elevasi	0	0	-1.8265	m
7	Gravity	9.81	9.81	9.81	m/s ²
8	Headloss			18.23	m ² /s ²
				1.86	m

BIOGRAFI PENULIS



Penulis bernama lengkap David Wijaya, lahir di Tulungagung Jawa Timur pada tanggal 10 Oktober 1983 yang merupakan anak terakhir dari 8 bersaudara dari pasangan Bapak Soekardi Soewondo dan Ibu Sarmiati. Penulis mengenyam pendidikan pertama di SDN Kendalbulur II pada tahun 1990 s/d 1996 kemudian melanjutkan sekolah di SLTPN 1 Tulungagung di kelas F. Pada tahun 1999 penulis melanjutkan pendidikan di kelas 1-5 dan 2-5 SMU Negeri Boyolangu Tulungagung dan naik ke 3 IPA 2 dan lulus pada tahun 2002. Pada tahun yang sama, penulis melanjutkan pendidikan jenjang Strata 1 di Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi 10 Nopember Surabaya dan menyelesaikan pendidikan selama 5 tahun, dan wisuda pada bulan September tahun 2007.

Pada tahun yang 2007 penulis memasuki dunia kerja dan di terima bekerja di PT Indonesia Epson Indutry (PT. IEI) yang berlokasi di Cikarang Bekasi. Pada perusahaan tersebut penulis bekerja sebagai Part Engineering. Pada awal tahun 2008 penulis di kirim ke Jepang untuk persisapan proses produksi Ink Jet Printer Model terbaru yang di produksi oleh Epson, yaitu Model Mishima dan Hugo sampai dengan proses Produksi massa bisa di laksanakan dengan sukses. Pada akhir tahun 2008 penulis pindah ke PT Indonesia Power, yaitu perusahaan yang bergerak di bidang penyediaan energi listrik yang mengoperasikan pembangkit listrik dari ujung barat Indonesia di Sumatra utara sampai dengan ujung timur Indonesia yaitu di Pulau Papua. Selama bekerja di PT Indonesia Power, penulis pernah bertugas sebagai tim Operasi mulai dari Operator Lokal, Operator Central Control Room (CCR), Supervisor Operasi, Supervisor Senior Operasi dan saat ini sebagai Ahli Madya Engineering Turbine dan Auxiliary.

Pada tahun 2018 penulis berkesempatan melanjutkan pendidikan jenjang Strata-2 di bidang Manajemen Energi di tempat yang sama saat menempuh sarjana, yaitu Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Pada bulan Maret tahun 2020 penulis diberi kemudahan Allah S.W.T untuk menyelesaikan pendidikan S-2.

Email : davidsoewondo45@gmail.com