



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISA ALIRAN UDARA PADA PIPA *ANNULUS PROTO-XI*
MENGUNAKAN CFD**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana teknik

BASKORO PRIYO KUSUMO

0906605265

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS INDONESIA

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JANUARI 2012



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISA ALIRAN UDARA PADA PIPA *ANNULUS PROTO-XI*
MENGUNAKAN CFD**

SKRIPSI

BASKORO PRIYO KUSUMO

0906605265

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS INDONESIA

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JANUARI 2012

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri,
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar**

Nama : Baskoro Priyo Kusumo

NPM : 0906605265

Tanda Tangan :



Tanggal : 11 Januari 2012

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :

Nama : Baskoro Priyo Kusumo

NPM : 0906605265

Program studi : Teknik Mesin

Judul Skripsi : **Analisa Aliran Udara pada Pipa *Annulus* PROTO-XI
Menggunakan CFD**

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing	: Dr. Ir. Ahmad Indra Siswantara	(.....)
Penguji	: Ir. Imansyah Ibnu Hakim, M.Eng	(.....)
Penguji	: Ir. Warjito M.Eng, Ph.D	(.....)
Penguji	: Prof. Dr. Ir. Budiarmo, M. Eng	(.....)

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 11 Januari 2012

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, karena hanya atas perkenan-Nyalah penulis dapat menyelesaikan penyusunan karya tulis ini dengan tepat waktu. Penulis ucapkan terimakasih yang sedalam-dalamnya kepada semua pihak yang telah memberikan dukungan dalam penyelesaian karya tulis ini. Terima kasih kepada :

1. Orang tua penulis yang selalu mendo'akan dan memberikan dorongan semangat pada penulis untuk menyelesaikan karya tulis ini.
2. Bapak Ahmad Indra Siswantara selaku pembimbing yang telah banyak memberi bantuan selama pembuatan karya tulis ini.
3. Riyani yang telah bersedia memberi dukungan dalam penulisan karya tulis ini.
4. Pihak-pihak di kediaman Pak Indra yang bersedia di ganggu ketenangan dan kenyamanannya dalam proses pengerjaan alat.
5. Teman-teman Teknik Mesin 2009 yang selalu memberi dorongan semangat, saran dan pendapat pada penulis dalam menyelesaikan karya tulis ini.
6. Komputer, laptop yang telah setia menemani dalam proses pembuatan karya tulis ini
7. Seluruh pihak yang tidak bisa disebutkan satu persatu atas segala bantuannya. Semoga *Allah Subhanahu wa ta'ala* memberikan balasan yang setimpal atas segala amal baik yang telah kita perbuat.

Depok, 11 Januari 2012

Penulis

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Baskoro Priyo Kusumo

NPM : 0906605265

Program Studi : Teknik Mesin

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

Analisa Aliran Udara pada Pipa Annulus

PROTO-XI Menggunakan CFD

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya tanpa meminta ijin dari saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 11 Januari 2012

Yang menyatakan,


(Baskoro Priyo Kusumo)

ABSTRAK

Mini power plant turbin gas PROTO-X1 dengan tipe yaitu radial turbin, merupakan salah satu alternatif pembangkitan daya dengan kapasitas kurang dari 200 KW. Untuk meningkatkan performa dan efisiensi turbin, perlu dilakukan penelitian aliran udara melalui pipa *annulus* menuju ruang bakar. Dengan melakukan pengujian dan simulasi pada *SOLIDWORKS FLOW SIMULATION 2010* untuk mengetahui karakteristik udara yang terjadi saat *mini power plant* dioperasikan. Sehingga dapat diketahui laju aliran *volume* udara, dan jatuh tekanan yang terjadi pada pipa *annulus*. Kondisi batas yang digunakan sebagai input data antara lain yaitu :

laju aliran volume *blower* $0.023 \text{ m}^3/\text{s}$.

Variasi laju aliran volume bahan bakar 0 L/min, 10 L/min, 14 L/min.

Berdasarkan pengujian unjuk kerja alat dan simulasi dengan mevariasi laju aliran volume bahan bakar maka didapat data sebagai berikut :

$Q_{\text{compressor}}$ $0.0066 \text{ m}^3/\text{s}$, $0.013 \text{ m}^3/\text{s}$, $0.018 \text{ m}^3/\text{s}$, dengan ΔP terbesar -122.97 Pa saat pembakaran belum dinyalakan. Data jatuh tekanan menunjukkan bahwa pada pipa *annulus* terjadi fenomena aliran balik dari ruang bakar.

Kata kunci : *Mini power plant* turbin gas PROTO-X1, laju aliran volume, *Annulus*, pipa.

ABSTRAC

Mini gas turbine power plant Proto-X1 with the type of radial turbines, is one of the alternative power generation with a capacity of less than 200 KW. To improve performance and efficiency of the turbine, necessary to study the flow of air through a pipe into the annular combustion chamber. By doing the testing and simulation in Flow Simulation SOLIDWORKS 2010 to investigate the characteristics of air that occurs as a mini power plant is operated. So it can be known air volume flow rate, and pressure drop that occurs in annular pipe. Boundary conditions are used as input data were:

volume flow rate blower 0023 m³ / s.

Variations in fuel volume flow rate 0 L / min, 10 L / min, 14 L / min.

Based on performance testing and simulation tools with mevariasi volume of fuel flow rate data is obtained as follows:

Qcompressor 0.0066 m³ / s, 0013 m³ / s, 0018 m³ / s, with the largest -122.97 Pa ΔP when combustion is not turned on. The data show that the pressure drop occurs in the annular pipe flow phenomena behind the combustion chamber.

Key words: gas turbine power plant Mini Proto-X1, the volume flow rate, Annulus, pipes.

DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	ii
KATA PENGANTAR	iii
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI	
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS	iv
ABSTRAK.....	v
ABSTRAC.....	vi
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL.....	xi
DAFTAR PERSAMAAN.....	xii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. LATAR BELAKANG.....	1
1.2. RUMUSAN MASALAH	2
1.3. TUJUAN PENULISAN	2
1.4. BATASAN MASALAH	2
1.5. METODOLOGI PENULISAN	2
1.6. SISTEMATIKA PENULISAN	2
BAB II LANDASAN TEORI.....	4
2.1. TURBIN GAS RADIAL.....	4
2.1.1. Komponen turbin gas.....	5
2.2. ALIRAN FLUIDA	7
2.2.1. Laju aliran volume	7
2.2.2. Distribusi kecepatan.....	8

2.2.3. Prinsip Bernoulli	9
2.3. <i>ORIFACE</i>	11
2.4. <i>JET</i>	14
BAB III PEMODELAN.....	17
3.1. PEMODELAN CAD.....	17
3.1.1. Disain pipa.....	18
3.2. PEMODELAN SIMULASI (<i>PRE- PROCESSOR</i>).....	20
3.2.1. <i>Physical feature</i>	20
3.2.2. <i>Initial condition</i>	22
3.2.3. <i>Meshing</i>	22
3.2.4. <i>Boundry Condition</i>	23
BAB IV HASIL SIMULASI DAN ANALISA DATA	28
4.1. <i>VALIDASI MESHING</i>	28
4.2. DATA HASIL SIMULASI.....	29
4.2.1. Tekanan.....	29
4.2.2. Kecepatan.....	31
4.3. ANALISA	33
4.3.1. Tekanan.....	33
4.3.2. Kecepatan.....	34
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	37
5.1. KESIMPULAN	37
5.2. SARAN	37
DAFTAR PUSTAKA	xvii
LAMPIRAN 1	xviii
LAMPIRAN 2.....	xix

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Turbin gas.....	4
Gambar 2.2 Diagram P-V dan T-S.....	4
Gambar 2.3 <i>Centrifugal compressor</i>	5
Gambar 2.4 <i>Centrifugal gas turbine</i>	6
Gambar 2.5 Ruang bakar.....	7
Gambar 2.6 Distribusi kecepatan	9
Gambar 2.7 Profil lubang <i>oriface</i>	12
Gambar 2.8 Jarak lubang pengukuran.....	12
Gambar 2.9 Gambar factor C	13
Gambar 2.10 Aliran <i>coflowing</i>	15
Gambar 3.1 <i>Mini power plant</i>	17
Gambar 3. 2 Diagram <i>Mini power plant</i>	17
Gambar 3.3 Pipa <i>Annulus</i> pada <i>mini power plant</i>	18
Gambar 3.4 Detail pipa	18
Gambar 3. 5 Detail pipa <i>Annulus</i>	18
Gambar 3.6 Pipa <i>Oriface</i>	19
Gambar 3.7 Detail <i>oriface</i>	19
Gambar 3.8 <i>Physical feature</i>	20
Gambar 3.9 <i>Analysis type</i>	20
Gambar 3.10 <i>Default fluid</i>	21
Gambar 3.11 <i>Wall condition</i>	21
Gambar 3..12 <i>Initial condition</i>	22
Gambar 3.13 <i>Meshing</i>	22

Gambar 3.14 Pengukuran Manometer	24
Gambar 3.15 <i>Blower</i>	25
Gambar 3.16 Pemodulan 3D	26
Gambar 4.1 <i>Meshing</i> Isometrik.....	28
Gambar 4.2 <i>Mesing front view</i>	28
Gambar 4.3 <i>Cut plot</i> tekanan varian 1	29
Gambar 4.4 <i>Flow trajectories</i> tekanan varian 1	30
Gambar 4.5 <i>Cut plot</i> tekanan varian 3	30
Gambar 4.6 <i>Flow trajectories</i> tekanan varian 3.....	30
Gambar 4.7 <i>Cut plot</i> tekanan varian 5	31
Gambar 4.8 <i>Flow trajectories</i> tekanan varian 5.....	31
Gambar 4.9 <i>Cut plot</i> kecepatan varian 1	31
Gambar 4.10 <i>Flow trajectories</i> kecepatan varian 1	32
Gambar 4.11 <i>Cut plot</i> kecepatan varian 3	32
Gambar 4.12 <i>Flow trajectories</i> kecepatan varian 3	32
Gambar 4.13 <i>Cut plot</i> kecepatan varian 5	32
Gambar 4.14 <i>Flow trajectories</i> kecepatan varian 5	33
Gambar 4.15 Perbandingan ΔP vs $Q_{compressor}$	33
Gambar 4.16 Jet profil varian 1	35
Gambar 4.17 Jet profil varian 3.....	35
Gambar 4.18 Jet profil varian 5.....	36

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 rumus <i>submerged turbulent jets</i>	15
Tabel 2.2 Rumus <i>coflowing</i>	16
Tabel 3. 1 Spesifikasi pipa	19
Tabel 3.2 Tabel hasil pengujian	23
Tabel 3.3 Pengujian <i>Oriface</i>	23
Tabel 3.4 $Q_{compressor}$	24
Tabel 3.5 Varian 1	26
Tabel 3.6 Varian 3	26
Tabel 3.7 Varian 5	27
Tabel 4.1 Data simulasi 1	29
Tabel 4.2 Kalkulasi jet	35

DAFTAR PERSAMAAN

.Persamaan 2.1	8
Persamaan 2.2	8
Persamaan 2.3	8
Persamaan 2.4	9
Persamaan 2.5	9
Persamaan 2.6	10
Persamaan 2.7	11
.Persamaan 2.8	11
Persamaan 2.9	12
Persamaan 2.10	12
Persamaan 2.11	12
Persamaan 2.12	13
Persamaan 2.13	13
Persamaan 2.14	14

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG.

Aplikasi Turbin gas yang cukup luas saat ini seperti pada penggunaan mesin penggerak pesawat terbang dan pembangkit karena pengembangan teknologi untuk mencapai nilai ekonomisnya. Salah satu aplikasi turbin gas yang berkaitan dengan isu penyediaan energi adalah penggunaan *micro* turbin gas dengan kapasitas dibawah 200KW serta lebih mudah dalam pemanfaatannya terutama untuk daerah pedalaman yang sulit terjangkau oleh jaringan listrik negara dan perlunya pembangkit listrik yang berada di dekat daerah pemukiman.

Pada penggunaan *micro turbin gas* sebagai pembangkit tenaga listrik dipilih jenis turbin radial, karena turbin ini memiliki dimensi yang relatif kecil dengan efisiensi hingga 90%. Namun, karakteristik kerja yang serupa dengan turbin gas aksial serta rentang operasinya yang besar menjadikan *micro* turbin gas menjadi menarik untuk dianalisa. Sistem turbin gas saat ini terus mengalami perkembangan dan inovasi, yang terfokus pada dua hal, yaitu:

meningkatkan efisiensi komponen; terutama pada kompresor dan turbin memperbaiki hasil dari siklus termodinamika dengan meningkatkan temperatur masuk turbin (temperatur keluar ruang bakar).

Meskipun komponen *turbomachinery* telah memiliki nilai efisiensi yang sangat tinggi, yaitu 90%, namun nilai ini masih dapat ditingkatkan. Terlebih efisiensi thermal yang dicapai sebesar 40%. Salah satu hal yang menjadi kendala pada aplikasi turbin gas adalah unjuk kerja kompresor dan turbin yang cenderung turun seiring dengan waktu penggunaan. Suplai udara pada turbin juga harus dirancang sesuai rasio perbandingan udara dan bahan bakar untuk meningkatkan daya keluaran turbin dan juga putaran radial. Oleh karena itu perlu dilakukan analisa aliran pada turbin terutama pada

bertemunya aliran udara dari kompresor dan suplai udara luar (*Blower*) agar dapat dioptimasi lagi kinerja turbin radial tersebut. Pada permasalahan ini maka penulis melakukan analisa karakteristik aliran udara pada pipa suplai udara pada *mini power plant* tipe turbin *PROTO-XI*.

1.2. RUMUSAN MASALAH

Melakukan analisa performa aliran udara pada turbin gas *PROTO-XI* menggunakan CFD berdasarkan data pengoperasian *mini power plant*.

1.3. TUJUAN PENULISAN

1. Mengetahui fenomena karakteristik aliran yang terjadi di pipa *annulus* pada *PROTO-XI*.
2. Hasil simulasi CFD dapat digunakan sebagai referensi penelitian selanjutnya untuk meningkatkan unjuk kerja *PROTO-XI*

1.4. BATASAN MASALAH

1. Analisa aliran dalam pipa *annulus* dengan parameter berdasar data pengujian.
2. Karakteristik pipa *annulus* pada instalasi *mini power plant* turbin gas *PROTO-XI*

1.5. METODOLOGI PENULISAN

1. Memilih objek penelitian.
2. Studi literatur.
3. pengujian alat.
4. Perhitungan performa pada objek penelitian dengan batasan masalah yang telah ditentukan.
5. Menganalisa hasil perhitungan.

1.6. SISTEMATIKA PENULISAN

Sistematika penulisan laporan tugas akhir adalah sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Berisikan latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, metodologi penelitian, dan sistematika penulisan.

BAB 2 DASAR TEORI.

Memuat tentang teori dasar analisis dan performa turbin gas dan juga aliran dalam pipa.

BAB 3 PEMODELAN.

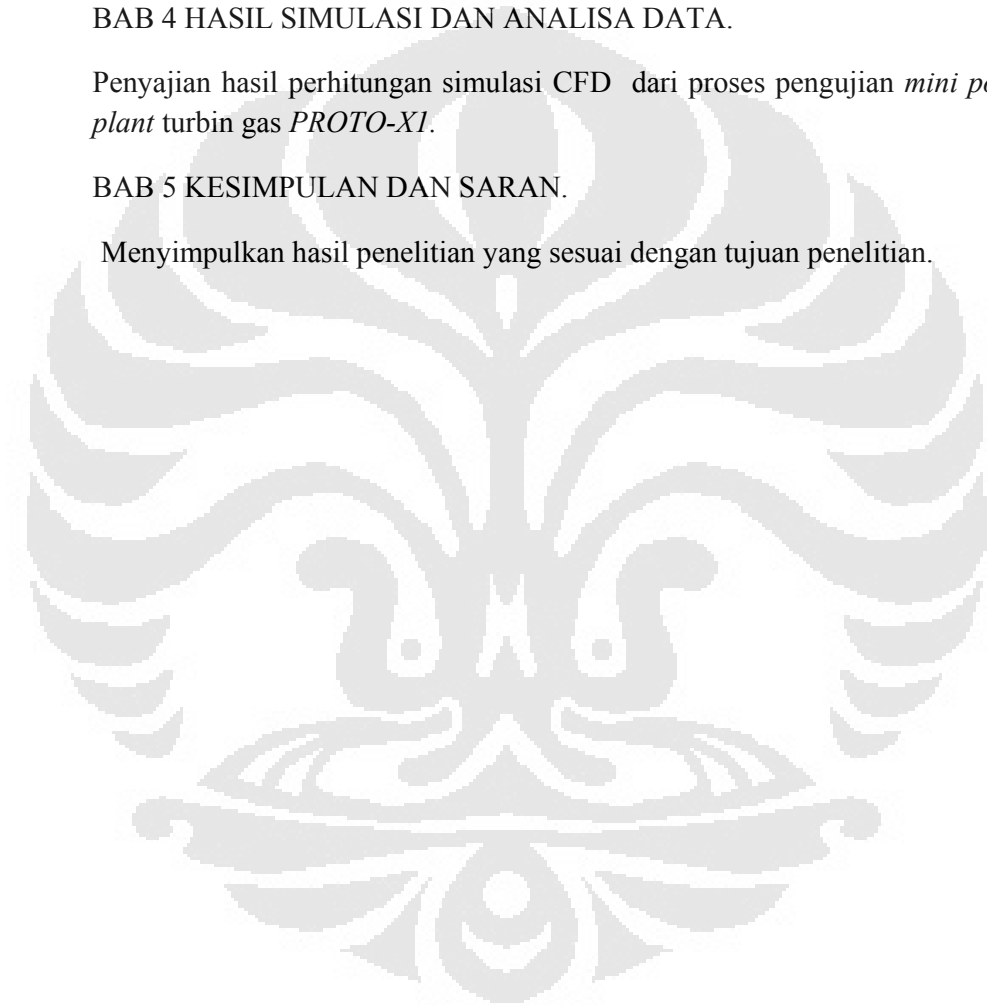
Membahas pemodelan objek penelitian dari mulai pembuatan gambar CAD, pemodelan simulasi berupa *initial condition*, *boundry condition*, dan *meshing*.

BAB 4 HASIL SIMULASI DAN ANALISA DATA.

Penyajian hasil perhitungan simulasi CFD dari proses pengujian *mini power plant* turbin gas *PROTO-XI*.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.

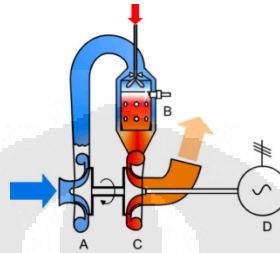
Menyimpulkan hasil penelitian yang sesuai dengan tujuan penelitian.



BAB II

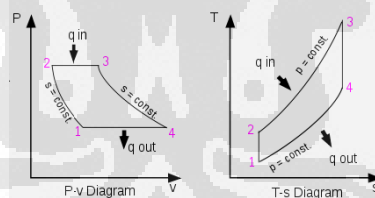
LANDASAN TEORI

2.1. TURBIN GAS RADIAL



Gambar 2.1 Turbin gas

Turbin gas merupakan peralatan pembangkit tenaga dengan memanfaatkan gas sebagai fluida untuk memutar turbin dengan pembakaran internal. Didalam turbin gas energi kinetik dikonversikan menjadi energi mekanik melalui udara bertekanan yang memutar roda turbin sehingga menghasilkan daya. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin gas.



Gambar 2.2 Diagram P-V dan T-S

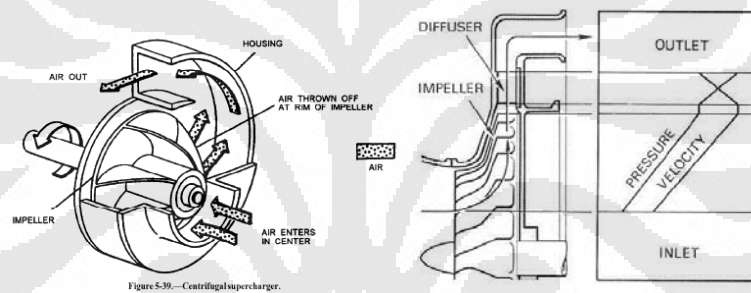
Siklus ideal untuk kerja turbin gas adalah siklus brayton. Siklus ini terdiri dari dua proses adiabatik maupun balik menjadi isotropik dan dua proses tekana tetap. Udara di atmosfer dikompresikan oleh kompresor sehingga terjadi perubahan tekanan dari P_1 menjadi P_2 dan kemudian mengalir ke ruang

bakar, di dalam ruang bakar di masukkan bahan bakar sehingga dengan adanya temperatur ruang bakar maka terjadilah pembakaran.

2.1.1. Komponen turbin gas

A. Kompresor sentrifugal.

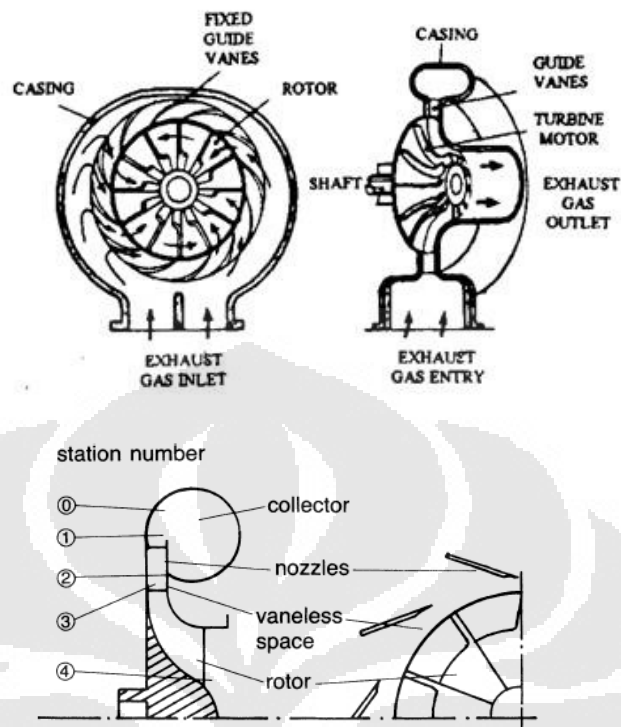
Komponen pada system turbin gas yang berfungsi untuk memberikan energi kecepatan pada gas atau udara secara kontinyu menggunakan *impeller* dengan kecepatan putaran yang sangat tinggi. Energi putaran berubah menjadi energi tekanan karena pengaruh *impeller* atau *volute* pengeluaran dari *diffuser*. Pada kompresor jenis dinamika sentrifugal bentuk geometris *impeller* menentukan hubungan aliran udara dan tekanan (*head*) yang dibangkitkan.



Gambar 2.3 *Centrifugal compressor*

B. Turbin Generator.

Turbin ini berfungsi untuk menggerakkan kompresor sebagai suplai udara bertekanan ke dalam ruang bakar, turbin ini menggerakkan kompresor karena di hubungkan dengan 1 poros yang sama. Jenis turbin yang digunakan adalah turbin sentrifugal karena dapat dirakit dengan system yang kompak dan dapat bekerja bersama kompresor dengan satu poros. energi tekan yang bekerja untuk menggerakkan.



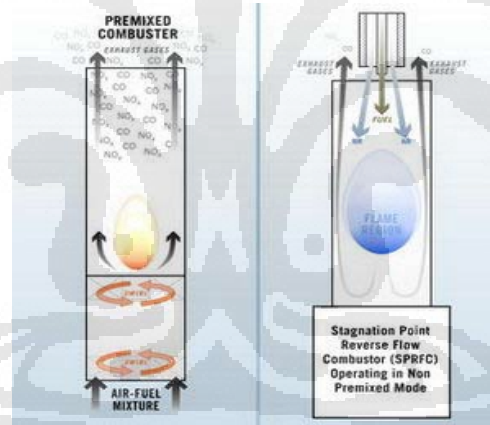
Gambar 2.4 *Centrifugal gas turbine*

C. Ruang bakar.

Ruang Bakar. Pada bagian ini terjadi proses pembakaran antara bahan bakar dengan fluida kerja yang berupa udara bertekanan tinggi dan bersuhu tinggi. Hasil pembakaran ini berupa energi panas yang diubah menjadi energi kinetik dengan mengarahkan udara panas tersebut ke transition pieces yang juga berfungsi sebagai nozzle. Fungsi dari keseluruhan sistem adalah untuk mensuplai energi panas ke siklus turbin. Sistem pembakaran ini terdiri dari komponen-komponen berikut yang jumlahnya bervariasi tergantung besar frame dan penggunaan turbin gas. Komponen-komponen itu adalah :

- a. *Combustion Chamber*, berfungsi sebagai tempat terjadinya pencampuran antara udara yang telah dikompresi dengan bahan bakar yang masuk.
- b. *Combustion Liners*, terdapat didalam combustion chamber yang berfungsi sebagai tempat berlangsungnya pembakaran.

- c. *Fuel Nozzle*, berfungsi sebagai tempat masuknya bahan bakar ke dalam combustion liner.
- d. *Ignitors (Spark Plug)*, berfungsi untuk memercikkan bunga api ke dalam combustion chamber sehingga campuran bahan bakar dan udara dapat terbakar.
- e. *Transition Fieces*, berfungsi untuk mengarahkan dan membentuk aliran gas panas agar sesuai dengan ukuran nozzle dan sudu-sudu turbin gas.
- f. *Cross Fire Tubes*, berfungsi untuk meratakan nyala api pada semua combustion chamber.
- g. *Flame Detector*, merupakan alat yang dipasang untuk mendeteksi proses pembakaran terjadi.



Gambar 2.5 Ruang bakar

2.2. ALIRAN FLUIDA

2.2.1. Laju aliran volume

Laju aliran volume disebut juga debit aliran (Q) yaitu jumlah volume aliran per satuan waktu. Laju aliran bisa didapatkan dengan persamaan kontinuitas dimana berbunyi fluida yang tak termampatkan, hasil kali antara kelajuan aliran fluida dalam suatu wadah dengan luas penampang wadah selalu konstan. Debit aliran dapat dituliskan pada persamaan sebagai berikut :

$$Q = A \times V \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.1}$$

$$A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2 \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.2}$$

Dimana :

V = Kecepatan aliran [m/s]

$A_{1,2}$ = Luas penampang pipa [m²]

Q = Debit aliran [m³/s]

D = Diameter

μ = viskositas dinamik fluida [kg/ms]

Selain persamaan di atas dapat juga menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Q = \frac{V}{t} \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.3}$$

Dimana :

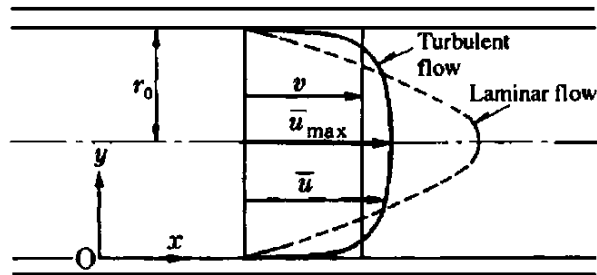
v = Volume aliran [m³]

Q = Debit aliran [m³/s]

t = waktu aliran [s]

2.2.2. Distribusi kecepatan

Distribusi kecepatan adalah distribusi aliran dalam pipa antara jarak aliran terhadap permukaan pipa. Distribusi aliran ini berbeda antara aliran laminar dan aliran turbulen. Distribusi aliran digunakan untuk melihat profil aliran kecepatan dalam pipa.



Gambar 2.6 Distribusi kecepatan

Distribusi Kecepatan *laminar dan turbulent* pada pipa bulat

Untuk aliran laminar maka berlaku persamaan sebagai berikut :

$$v = \frac{1}{2} v_c \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.4}$$

$$v = v_c \left[1 - \frac{r^2}{R^2} \right] = v_c \left[1 - \frac{(R-y)^2}{R} \right] \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.5}$$

Dimana :

V = Kecepatan rata-rata aliran [m/s]

v_c = Kecepatan aliran pada pusat pipa [m/s]

v = Kecepatan aliran dalam jarak r atau y waktu aliran [m/s]

r = Jarak kecepatan aliran v dari titik pusat diameter dalam pipa [m]

y = Jarak kecepatan aliran v dari permukaan dalam pipa [m]

R = Jari-jari pipa [m]

2.2.3. Prinsip Bernoulli

Prinsip Bernoulli adalah sebuah istilah di dalam mekanika fluida yang menyatakan bahwa pada suatu aliran fluida, peningkatan pada kecepatan fluida akan menimbulkan penurunan tekanan pada aliran tersebut. Prinsip ini sebenarnya merupakan penyederhanaan dari Persamaan Bernoulli yang menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada jalur aliran

yang sama. Prinsip ini diambil dari nama ilmuwan Belanda/Swiss yang bernama *Daniel Bernoulli*.

Dalam bentuknya yang sudah disederhanakan, secara umum terdapat dua bentuk persamaan Bernoulli; yang pertama berlaku untuk aliran tak-termampatkan (*incompressible flow*), dan yang lain adalah untuk fluida termampatkan (*compressible flow*).

A. Aliran tak termampatkan.

Aliran tak-termampatkan adalah aliran fluida yang dicirikan dengan tidak berubahnya besaran kerapatan massa (densitas) dari fluida di sepanjang aliran tersebut. Contoh fluida tak-termampatkan adalah: air, berbagai jenis minyak, emulsi, dll. Bentuk Persamaan Bernoulli untuk aliran tak-termampatkan adalah sebagai berikut:

$$p + \rho gh + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{konstan} \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.6}$$

di mana:

v = kecepatan fluida [m/s]

g = percepatan gravitasi bumi [m/s²]

h = ketinggian relatif terhadap suatu referensi [m]

p = tekanan fluida [Pa]

ρ = densitas fluida [Kg/m³]

Persamaan di atas berlaku untuk aliran tak-termampatkan dengan asumsi-asumsi sebagai berikut:

- Aliran bersifat tunak (*steady state*)
- Tidak terdapat gesekan (*inviscid*)

Dalam bentuk lain, Persamaan Bernoulli dapat dituliskan sebagai berikut:

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.7}$$

B. Aliran termampatkan

Aliran termampatkan adalah aliran fluida yang dicirikan dengan berubahnya besaran kerapatan massa (densitas) dari fluida di sepanjang aliran tersebut. Contoh fluida termampatkan adalah: udara, gas alam, dll. Persamaan Bernoulli untuk aliran termampatkan adalah sebagai berikut:

$$\frac{v^2}{2} + \phi + \omega = \text{konstanta} \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.8}$$

Di mana :

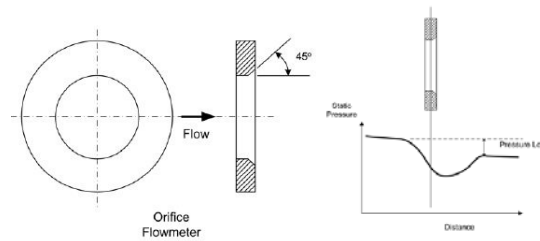
- ϕ = Energi potensial gravitasi persatuan massa, jika gravitasi konstan maka $\phi = g \times h$.
- ω = entalpi fluida persatuan massa

- $\omega = \epsilon + \frac{p}{\rho}$ di mana ϵ adalah energi termodinamika per satuan massa, juga disebut sebagai energi internal spesifik.

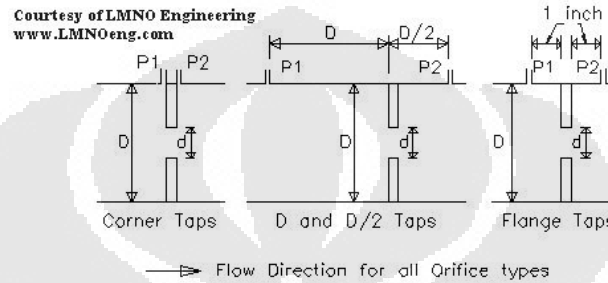
2.3. ORIFACE

Oriface adalah salah satu alat ukur yang digunakan untuk mengukur laju aliran volume (Q) dan juga kecepatan aliran (v) dengan basis beda tekanan.

Oriface pengukur aliran umumnya memiliki lubang dengan takik (*bevel*) 45°, pada *oriface* pengukur aliran karena bentuk lubangnya yang mempunyai takik yang berarti mengurangi jarak tempuh dari aliran tersebut mengalami perbedaan penampang melintang maka profil tekanan yang melewati lubang *oriface* akan menurun, tetapi kemudian akan kembali seperti semula dan terdapat sedikit hilang tekanan permanen sehingga perbedaan tekanan *upstream* dan tekanan *downstream* tidak terlalu besar



Gambar 2.7 Profil lubang orifice



Gambar 2.8 Jarak lubang pengukuran

Persamaan yang digunakan untuk menghitung laju aliran volume yaitu :

$$\beta = \frac{d}{D} \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.9}$$

$$Q_{\text{teori}} = A_2 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)/\rho}{1 - (A_2/A_1)^2}} \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.10}$$

Untuk mengkompensasi factor geometri dari bentuk lubang *orifice* maka ditambahkan nilai C_d sehingga Q_{teori} dimodifikasi menjadi :

$$Q_{\text{aktual}} = A_2 C_d \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)/\rho}{1 - \beta^4}} \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.11}$$

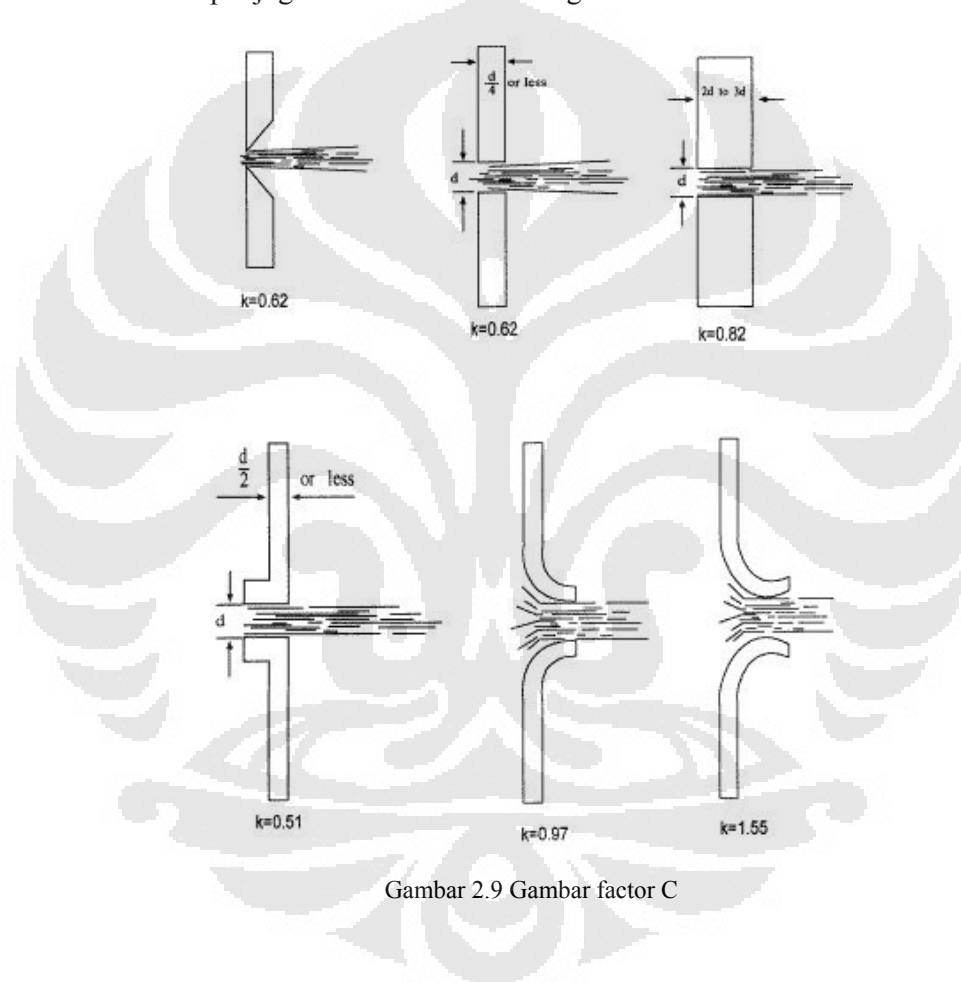
Dengan memasukan koefisien meter yang di definisikan :

$$C = \frac{C_d}{\sqrt{1-\beta^4}} \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.12}$$

$$C = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + \frac{0.9L_1\beta^4}{D(1-\beta^4)} - 0.0337\frac{L_2}{D}\beta^3 + 91.71\beta^{2.8}R_e^{-0.75}$$

.....Persamaan 2.13

Nilai C dapat juga diambil berdasarkan gambar ini :



Gambar 2.9 Gambar factor C

Sehingga persamaan untuk mencari nilai laju aliran volume yang melalui lubang *Oriface* :

$$Q_{\text{aktual}} = A_2 C \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \dots \dots \dots \text{Persamaan 2.14}$$

where:

Q	= Laju aliran volume	[m ³ /s]
C_d	= coefficient of discharge	
C	= Koefisien aliran <i>Oriface</i>	
A_1	= Luas penampang pipa	[m ²]
A_2	= Luas penampang <i>orifice</i>	[m ²]
d_1	= Diameter pipa	[m]
d_2	= Diameter <i>oriface</i>	[m]
β	= Rasio diameter orifice terhadap pipa	
V_1	= Kecepatan alir <i>upstream</i>	[m/s]
V_2	= Kecepatan alir <i>downstream</i>	[m/s]
P_1	= Tekanan fluida <i>upstream</i>	[kg/(m·s ²)]
P_2	= Tekanan fluida <i>downstream</i>	[kg/(m·s ²)]
ρ	= Densitas fluida	[kg/m ³]

2.4. JET

JET adalah sumber energy dan momentum yang terdapat pada fluida dengan perumusan dasar menggunakan viskositas fluida dinamik.

SUBMERGED JETS adalah fenomena peredaman *JET* yang diakibatkan adanya fluida yang sejenis dengan fluida *JET* yang menjadi kondisi batasnya.

Aturan dalam menentukan jenis aliran *JET* yaitu :

$Re > 3000$ = Turbulen

$Re < 2000$ = Laminer

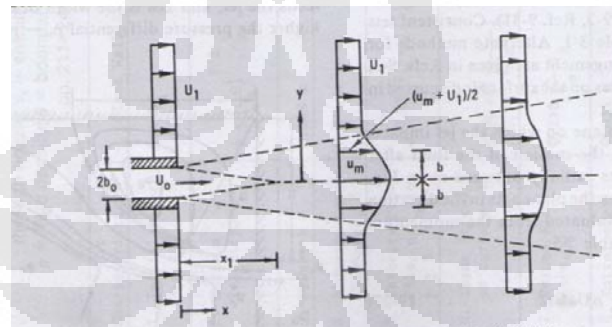
Jet Characteristic ^(a)	Plane Jet	Axisymmetric (i.e., round) Jet	Radial Jet
1. Length of Initial Region, x_1	$12 b_0$	$10 r_0$	$4(R_0 b_0)^{1/2}$
2. Centerline Velocity, u_m	$3.4 \left(\frac{b_0}{x}\right)^{1/2} U_0$	$12 \frac{r_0}{x} U_0$	$3.5 \frac{(R_0 b_0)^{1/2}}{r^{1/2} (R_0 - r)^{1/2}}$
3. Velocity Profile ^(b) , u/u_m	$e^{-57(y/x)^2}$	$e^{-94(r/x)^2}$	$e^{-57(y/r)^2}$
4. Width, b	$0.11 x$	$0.086 x$	$0.11 r$
5. Volume Flow Rate, Q	$0.44 \left(\frac{x}{b_0}\right)^{1/2} Q_0$	$0.16 \frac{x}{r_0} Q_0$	--
6. Entrainment Velocity, v_e	$0.053 u_m$	$0.031 u_m$	--
7. Kinetic Energy, E ($E_0 = \rho U_0^2 b_0^2$)	$2.6 \left(\frac{b_0}{x}\right)^{1/2} E_0$	$8.2 \frac{r_0}{x} E_0$	--
8. Centerline Species Concentration, ΔT_m	$3.0 \left(\frac{b_0}{x}\right)^{1/2} \Delta T_0$	$10 \frac{r_0}{x} \Delta T_0$	--
9. Species Concentration Width, $b_{\Delta T}$	$0.14 x$	$0.11 x$	--
10. Species Concentration Profile, $\Delta T/\Delta T_m$	$e^{-35(y/x)^2}$	$e^{-57(r/x)^2}$	--

(a) With the exception of frame 1, these characteristics are valid only in the fully developed region of the jet, $x > x_1$ for the plane and axisymmetric jets, $r > x_1$ for the radial jet.

(b) These forms give $u/u_m = 1/2$ at y (or r) = b with b from frame 4. See text for more accurate formula for plane jet.

Tabel 2. 1 rumus *submerged turbulent jets*

Salah satu tipe aplikasi *jet* yang sering digunakan yaitu *jets in coflowing* adalah *Jet in coflowing*, yaitu tipe *jet* yang arah aliran fluida sekitarnya sama dengan arah aliran *jet*, atau sering disebut *compound jets*

Gambar 2.10 Aliran *coflowing*

Jet Characteristic (a)	Plane Jet	Axisymmetric (i.e., round) Jet														
Length of Initial Region, x_1	$\left(12 + 40 \frac{U_1}{U_o}\right) x$	$\left(10 + 24 \frac{U_1}{U_o}\right) r_o$														
Centerline Velocity, $u_m - U_1$	$3.5 \left(\frac{b_o}{x}\right)^{1/2} [U_o(U_o - U_1)]^{1/2}$	$12 \frac{r_o}{x} [U_o(U_o - U_1)]^{1/2}$														
Inline Velocity, $(u - U_1)/(u_m - U_1)$	$e^{-0.693(y/b)^2}$	$e^{-0.693(r/b)^2}$														
Width, b	αx , where <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>U_1/U_o</th> <th>α</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>0.10</td></tr> <tr><td>0.1</td><td>0.08</td></tr> <tr><td>0.2</td><td>0.06</td></tr> <tr><td>0.3</td><td>0.04</td></tr> <tr><td>0.5</td><td>0.03</td></tr> <tr><td>0.6</td><td>0.02</td></tr> </tbody> </table>	U_1/U_o	α	0	0.10	0.1	0.08	0.2	0.06	0.3	0.04	0.5	0.03	0.6	0.02	$r_o \left(\frac{x}{x_1}\right)^{1-U_1/U_o}$
U_1/U_o	α															
0	0.10															
0.1	0.08															
0.2	0.06															
0.3	0.04															
0.5	0.03															
0.6	0.02															
Centerline Species Concentration, $\Delta T_m / \Delta T_o$	$\sim \frac{1}{x^{1/2}}$ (See text)	$\sim \frac{1}{x}$ (See text)														
Species Concentration Profile, $\Delta T / \Delta T_m$	$e^{-0.35(y/b)^2}$	$e^{-0.35(r/b)^2}$														

Tabel 2.2 Rumus *coflowing*

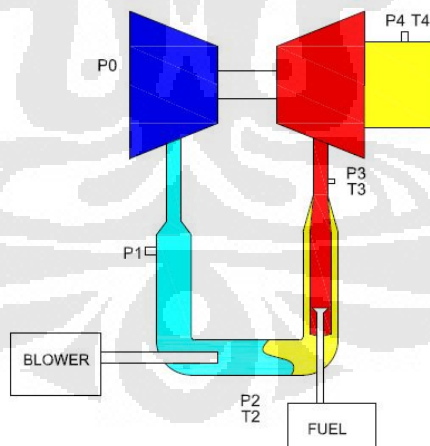
BAB III PEMODELAN

2.1. PEMODELAN CAD

Pemodelan dalam CAD ini diperlukan sebagai media yang akan dianalisa oleh *software* CFD, sehingga akan memudahkan dalam menentukan batasan aliran udara dan perhitungan oleh computer.



Gambar 3.1 *Mini power plant*



Gambar 3.2 Diagram *Mini power plant*.

2.1.1. Disain pipa.

1. Pipa yang di analisa.

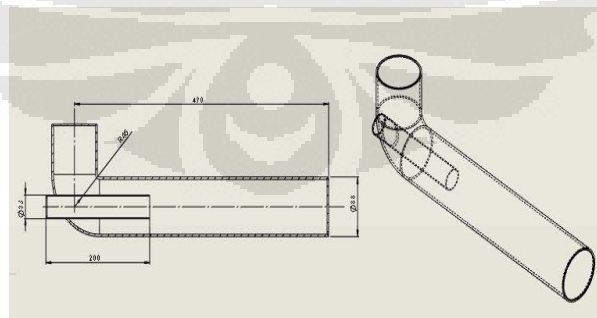
Pada bagian pipa ini dianalisa karena terjadi efek tekanan balik yang disebabkan laju aliran udara *blower* bertemu dengan laju aliran *compressor*.



Gambar 3.3 Pipa *Annulus* pada *mini power plant*



Gambar 3.4 Detail pipa



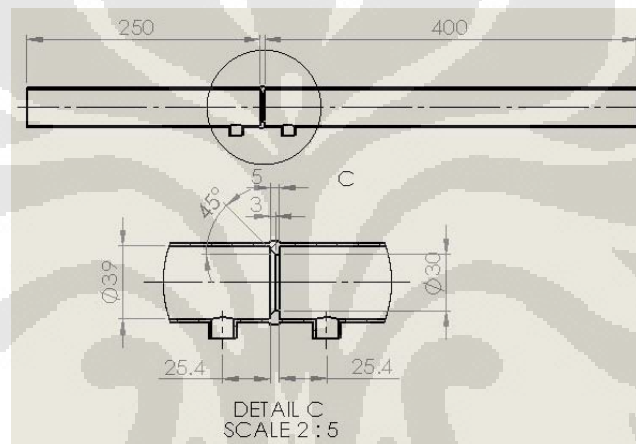
Gambar 3.5 |Detail pipa *Annulus*

2. Pipa orifice



Gambar 3.6 Pipa Oriface

3. Detail pipa orifice



Gambar 3.7 Detail oriface

4. Spesifikasi pipa

Spesifikasi	Keterangan
Material pipa	PVC
Material fitting	PVC
Dimensi	3" dan 1.25"

Tabel 3. 1 Spesifikasi pipa

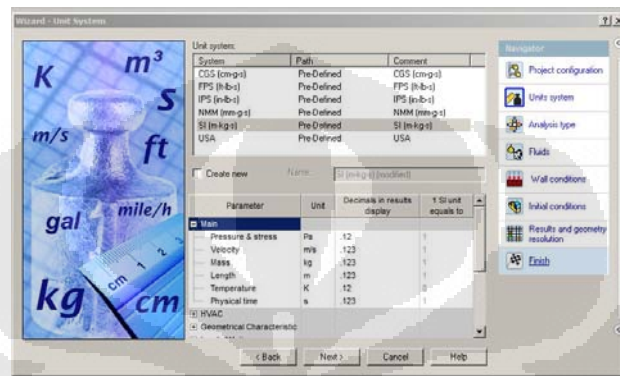
2.2. PEMODELAN SIMULASI (*PRE- PROCESSOR*)

2.2.1. *Physical feature*

Pada tahapan ini ditentukan:

1. Jenis satuan yang digunakan

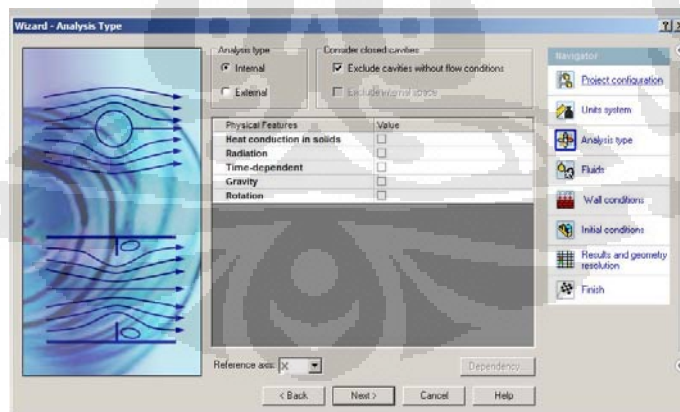
Satuan yang digunakan yaitu Si (*Internasional Standart*)



Gambar 3.8 *Physical feature*

2. Jenis analisa yang digunakan.

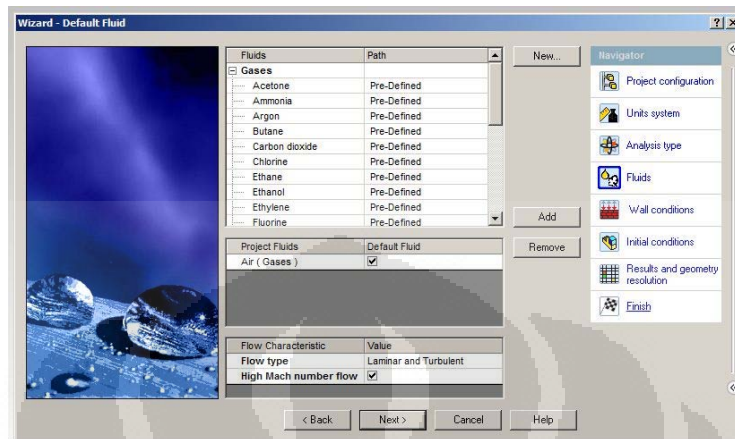
Pada tahap ini ditentukan metode atau jenis analisa yang akan digunakan dalam simulasi. Metode yang digunakan yaitu aliran dalam pipa (*internal*).



Gambar 3.9 *Analysis type*

3. Jenis fluida.

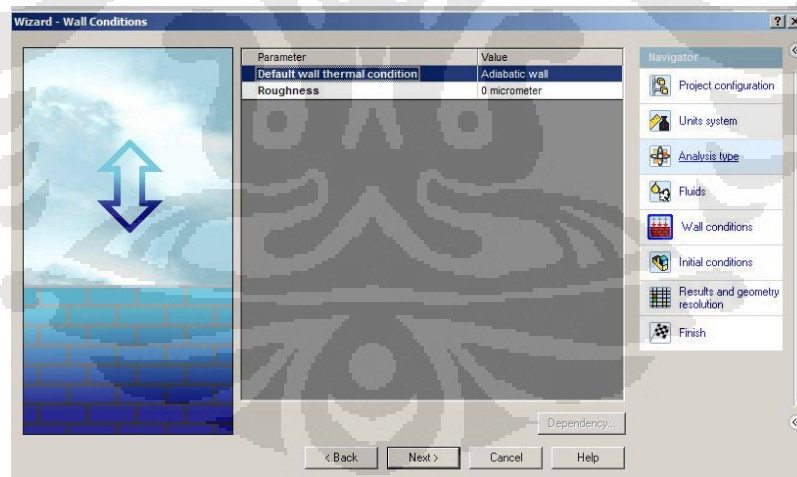
Fluida yang akan dianalisis yaitu udara.



Gambar 3.10 *Default fluid*

4. Kondisi dinding pipa.

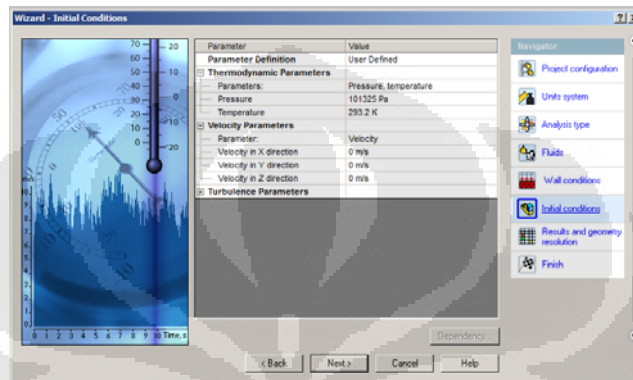
Dalam melakukan analisa pipa kita menentukan kondisi dinding pipa dan jenis kondisi termodinamika, tetapi dalam analisa ini kondisi dinding diabaikan atau tidak terjadinya pertukaran kalor pada dinding pipa.



Gambar 3.11 *Wall condition*

2.2.2. Initial condition

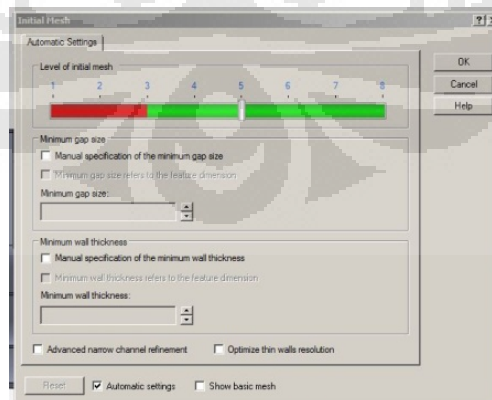
Kondisi awal (Initial condition) adalah kondisi lingkungan yang disimulasikan menurut keadaan yang sebenarnya pada saat dilakukan pengujian alat dengan kondisi lingkungan saat pengujian $T = 293.2 \text{ K}$, tekanan lingkungan diasumsikan $P_0 = 101325 \text{ Pa}$ dan percepatan gravitasi = 9.81 m/s^2 .



Gambar 3..12 Initial condition

2.2.3. Meshing

Untuk mendapatkan keakuratan dan juga kecepatan dalam menganalisa fluida maka perlu dilakukan pengaturan Meshing, dalam analisa ini Meshing diatur sesuai rekomendasi yaitu level 3 awal karena keterbatasan kemampuan computer. Dalam analisa ini ditentukan level meshing adalah 5 untuk mendapatkan keakuratan hasil analisa dan menyesuaikan kemampuan computer dalam mengolah data.



Gambar 3.13 Meshing

2.2.4. Boudry Condition

Penentuan kondisi batas sangat diperlukan dalam analisa CFD karena sebagai dasar input data yang akan dianalisa. Kondisi batas disesuaikan dengan data hasil pengujian alat, data pengujian sebagai berikut:

1. Data pengujian unjuk kerja alat

Var	Mf (L/min)	P _{atm} (Pa)	T ₂ (°C)	P ₂ (Pa)	T ₃ (°C)	P ₃ (Pa)	N (RPM)
1	0	101325	40	2000	38	1000	2821
2	7	101325	40	3000	260	1500	3074
3	10	101325	41	3500	300	2000	6791
4	12	101325	41	4000	442	2500	7576
5	14	101325	41	4500	495	3000	7743
6	15	101325	42	8000	540	50	8470

Tabel 3.2 Tabel hasil pengujian

Untuk mengetahui berapa laju aliran volume dari *compressor* saat di variasikannya laju aliran volume bahan bakar maka perlu dihitung menggunakan *orifice*

Data pengujian *compressor* menggunakan *orifice*

Var	mf (L/min)	Δh (m)	A ₁ (m)	A ₂ (m)	D (m)	d (m)
1	0	0.014	0.001194365	0.000706725	0.039	0.03
2	7	0.02	0.001194365	0.000706725	0.039	0.03
3	10	0.059	0.001194365	0.000706725	0.039	0.03
4	12	0.069	0.001194365	0.000706725	0.039	0.03
5	14	0.105	0.001194365	0.000706725	0.039	0.03
6	15	0.122	0.001194365	0.000706725	0.039	0.03

Tabel 3.3 Pengujian *Oriface*



Gambar 3.14 Pengukuran Manometer

Berdasarkan table 3.3 maka laju aliran volume dari *compressor* dapat dihitung sebagai berikut :

Contoh perhitungan pada varian 1

$$\Delta P = (\rho_{air} - \rho_{udara}) g \Delta h_1 = 136.9 \text{ Pa}$$

$$\beta = \frac{d}{D} = 0.8$$

Dengan menggunakan persamaan 2.13 dan gambar 2.9 maka dapat diketahui nilai $C = 0.615$

$$Q_{aktual \text{ var } 1} = A_2 C \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} = 0.0066 \text{ m}^3/\text{s}$$

Hasil perhitungan.

Var	mf (L/min)	$Q_{compressor}$ (m^3/s)
1	0	0.006643094
2	7	0.007940016
3	10	0.013637426
4	12	0.014747926
5	14	0.018192863
6	15	0.019610394

Tabel 3.4 $Q_{compressor}$

P_1	= Tekanan compressor.	T_3	= Temperatur masuk turbin.
P_{atm}	= Tekanan lingkungan.	P_3	= Tekanan masuk turbin.
mf	= Laju aliran bahan bakar	N	= Putaran turbin dan <i>compressor</i>
P_2	= Tekanan masuk ruang bakar.	T_2	= Temperatur masuk ruang bakar.

2. Data *blower*.

Blower digunakan untuk mensuplai udara pada saat awalmenjalankan mesin, karena runag bakar memerlukan suplai udara dari luar yang lebih besar tekanannya dari tekanan lingkungan.



Gambar 3.15 *Blower*

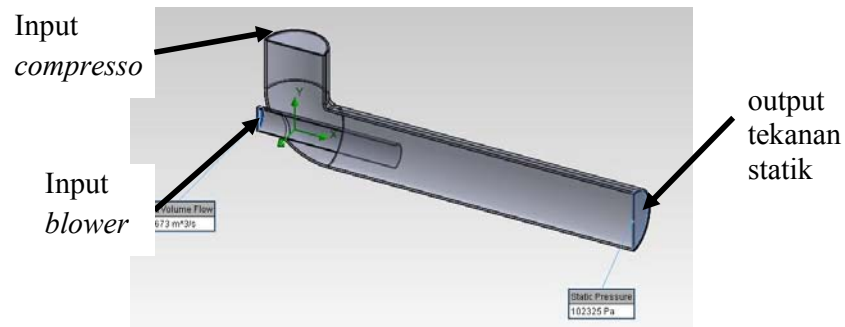
Spesifikasi.

Laju aliran = $0.023 \text{ m}^3/\text{s}$.

3. Input data simulasi.

Berdasarkan data pengujian maka, didapat boundry condition sebagai input data pada simulasi CFD, untuk menganalisa aliran dalam pipa pada mini plant gas turbine PROTO-X1.

Simulasi dilakukan berdasarkan varian data yang didapat dengan mengambil sampel data 3 varian untuk menggambarkan kebutuhan suplai udara pembakaran pada turbin gas PROTO-X1.



Gambar 3.16 Pemodulan 3D

a. Varian 1

Varian 1 yaitu proses awal penyalaan mesin tanpa melakukan pembakaran dengan suplai udara melalui blower, *compressor* masuk kedalam system suplai udara.

Laju aliran volume <i>blower</i>	0.023 (m³/s)
Laju aliran volume <i>compressor</i>	0.0066 (m³/s)
Output tekanan statik	103325 (Pa)

Tabel 3.5 Varian 1

b. Varian 3

Varian 3 diambil sebagai sampel simulasi karena suplai udara dari *compressor* pada system telah meningkat akibat proses pembakaran.

Laju aliran volume <i>blower</i>	0.023 (m³/s)
Laju aliran volume <i>compressor</i>	0.013 (m³/s)
Output tekanan statik	104825 (Pa)

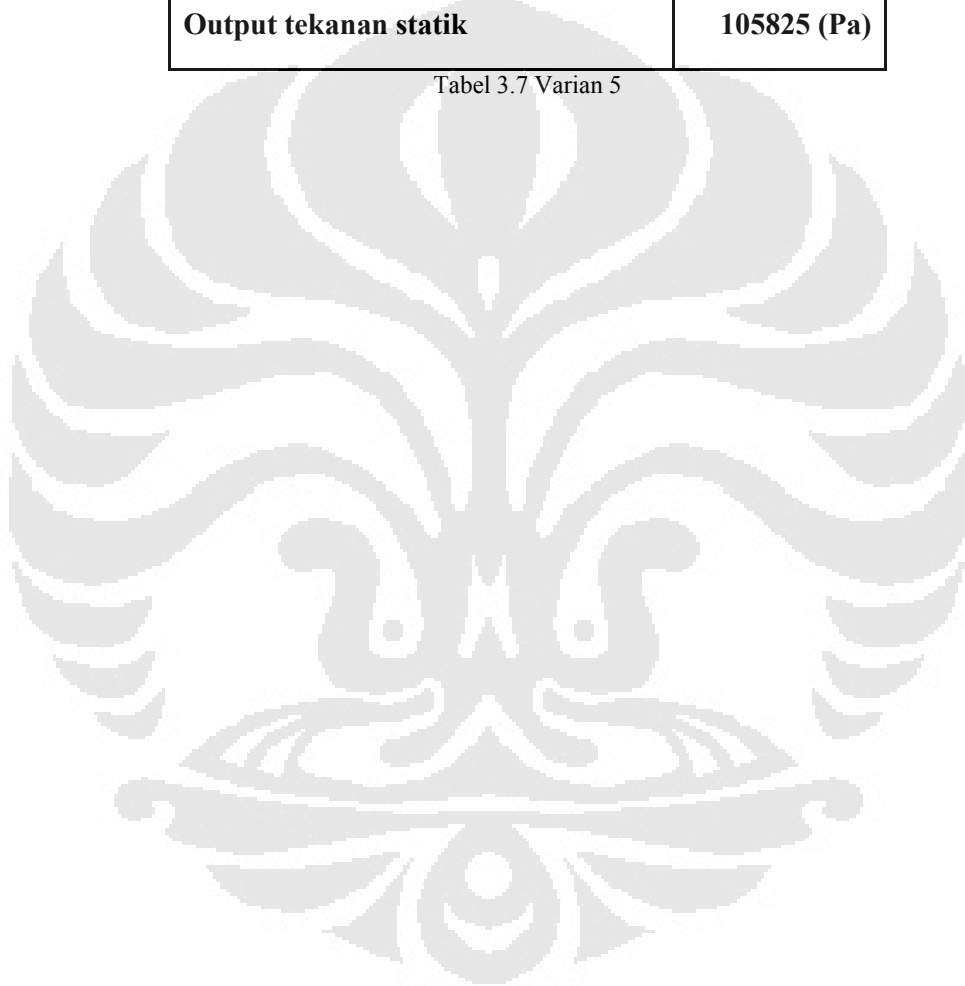
Tabel 3.6 Varian 3

c. Varian 5

Varian 5 diambil sebagai sampel simulasi karena merupakan data maksimum yang stabil dapat diambil pada saat pengujian *mini power plant*.

Laju aliran volume <i>blower</i>	0.023 (m³/s)
Laju aliran volume <i>compressor</i>	0.018 (m³/s)
Output tekanan statik	105825 (Pa)

Tabel 3.7 Varian 5



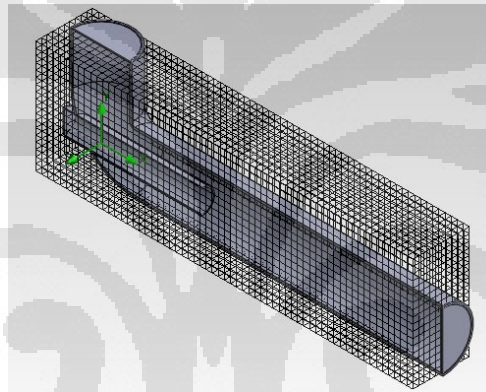
BAB IV

HASIL SIMULASI DAN ANALISA DATA

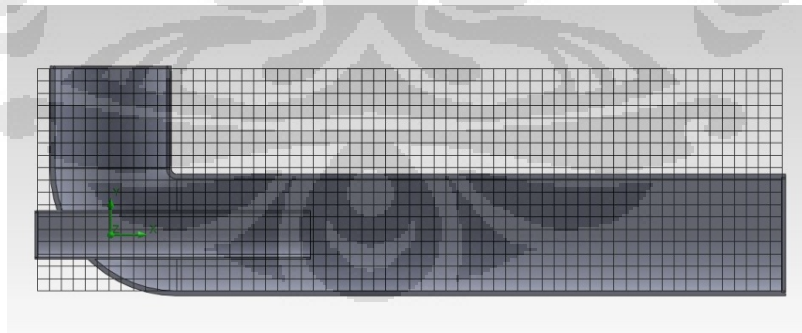
4.1. VALIDASI MESHING

Untuk memastikan analisa CFD telah tepat sesuai dengan sampel data yang dilakukan maka perlu dilakukan validasi terhadap *meshing* yang ada pada perangkat lunak CFD. Dengan memvariasikan tingkatan *meshing* yang digunakan maka dipilih tingkat yang paling sesuai yaitu level 5

Berdasarkan perbandingan nilai maka *meshing* yang digunakan yaitu tingkat ketelitian 5.



Gambar 4.1 *Meshing* Isometrik



Gambar 4.2 *Mesing front view*

4.2. DATA HASIL SIMULASI

Simulasi pada *SOLIDWORKS FLOW SIMULATION 2010*, ditentukan beberapa target perhitungan (*surface goal*) yang nantinya hasil dari target perhitungan digunakan sebagai bahan analisa aliran dalam pipa *annulus*. Dengan memvariasikan laju aliran massa bahan bakar untuk meningkatkan kerja *compressor*.

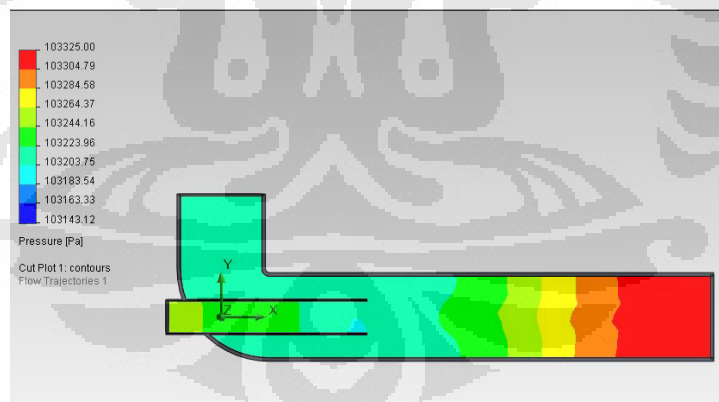
Var	Mf (L/m)	Q _{blower} (m ³ /s)	Q _{compressor} (m ³ /s)	N (rpm)	P ₂ (Pa)	v (m/s)	P ₁ (Pa)	ΔP (Pa)
1	0	0.023	0.0066	2821	103325	5.7	103221.2	-122.97
3	10	0.023	0.013	6791	104825	6.7	104746.4	-107.66
5	14	0.023	0.018	7743	105825	7.7	105766.33	-94.14

Tabel 4.1 Data simulasi 1

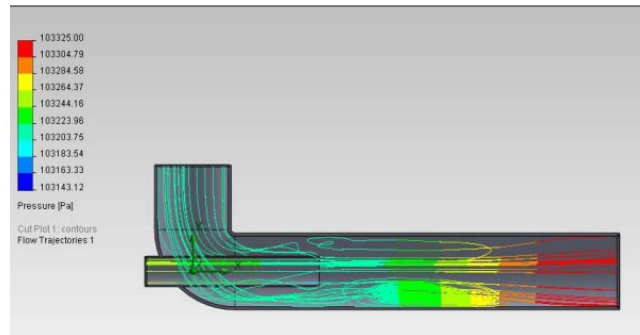
4.2.1. Tekanan

Dari proses kalkulasi *FLOW SIMULATION*, maka di dapat visualisasi distribusi tekanan yang terjadi dalam pipa *annulus*

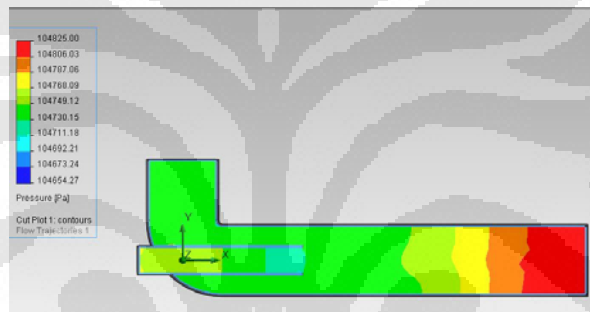
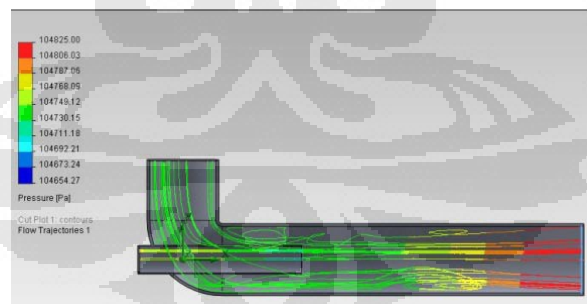
1. Varian 1



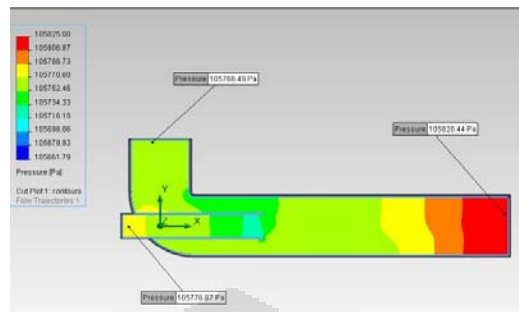
Gambar 4.3 *Cut plot* tekanan varian 1

Gambar 4.4 *Flow trajectories* tekanan varian 1

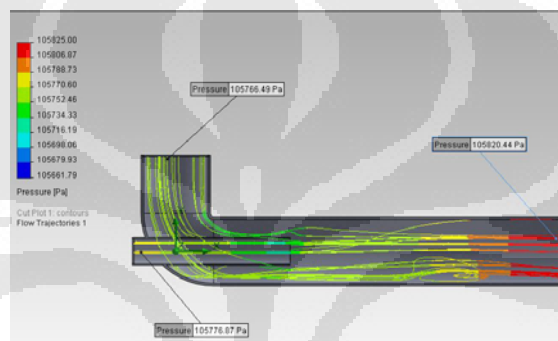
2. Varian 3

Gambar 4.5 *Cut plot* tekanan varian 3Gambar 4.6 *Flow trajectories* tekanan varian 3

3. Varian 5



Gambar 4.7 Cut plot tekanan varian 5

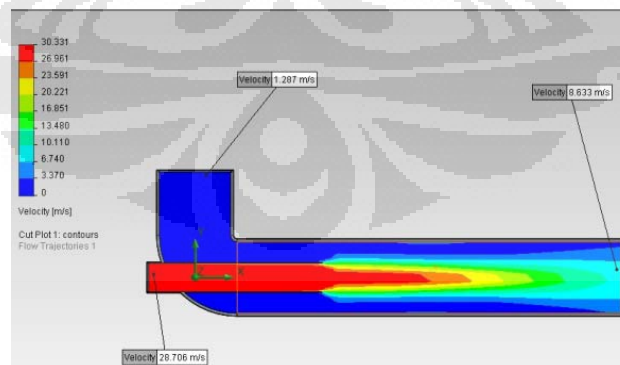


Gambar 4.8 Flow trajectories tekanan varian 5

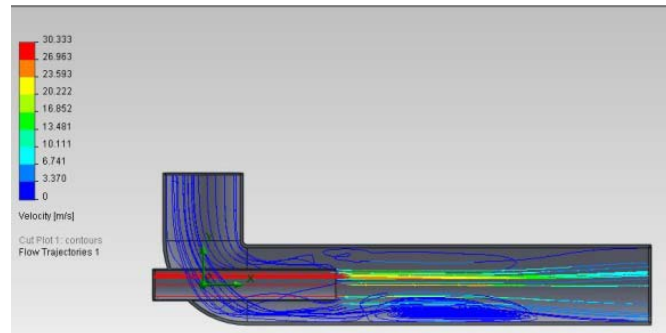
4.2.2. Kecepatan

Dari proses kalkulasi *FLOW SIMULATION*, maka di dapat visualisasi distribusi kecepatan yang terjadi dalam pipa *annulus*.

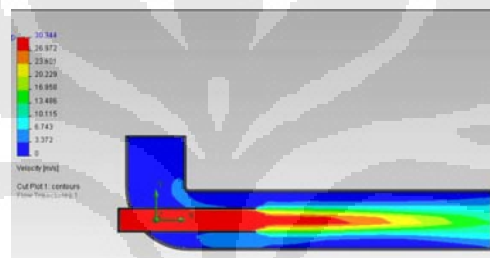
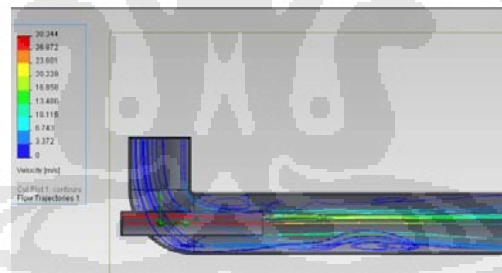
1. Varian 1



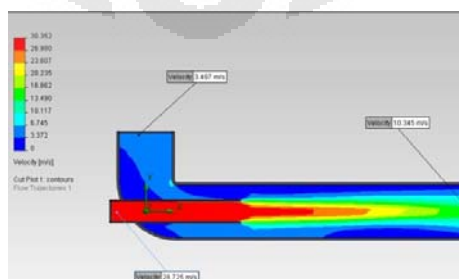
Gambar 4.9 Cut plot kecepatan varian 1

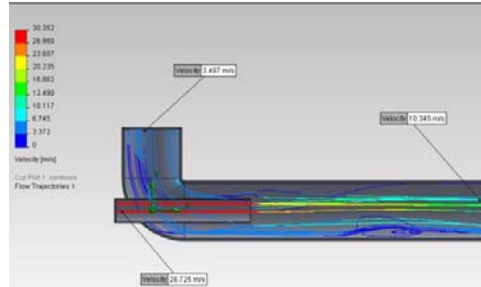
Gambar 4.10 *Flow trajectories* kecepatan varian 1

2. Varian 3

Gambar 4.11 *Cut plot* kecepatan varian 3Gambar 4.12 *Flow trajectories* kecepatan varian 3

3. Varian 5

Gambar 4.13 *Cut plot* kecepatan varian 5

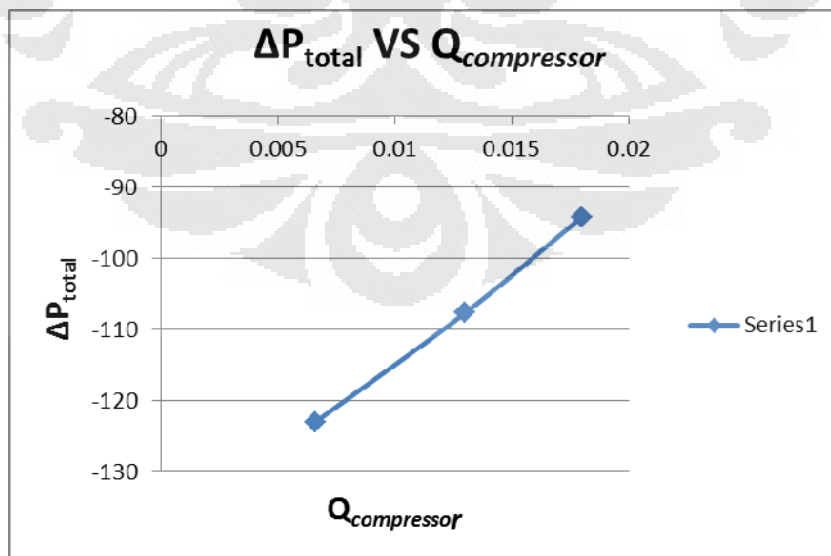
Gambar 4.14 *Flow trajectories* kecepatan varian 5

4.3. ANALISA

Data yang diperoleh dari hasil kalkulasi CFD berupa tabel dan gambar, maka dapat menunjukkan karakteristik aliran yang terjadi pada pipa *annulus* yang kemudian dihitung menggunakan MS. Excel adalah sebagai berikut :

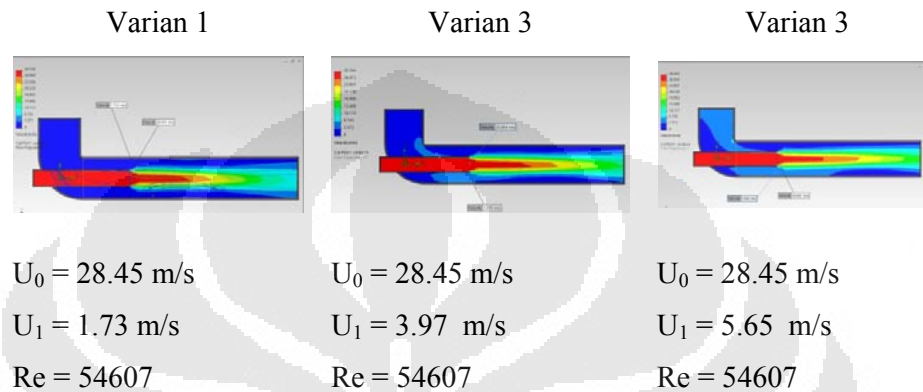
4.3.1. Tekanan

Dapat diamati pada tabel 4.1 pada kolom $\Delta P_{total} = P_{1total} - P_{2total}$ bernilai (-), menunjukkan bahwa terjadi aliran balik (*back flow*) menuju *compressor* dan *blower* dari ruang bakar, yang menyebabkan tekanan total yang terukur pada P_2 lebih besar dari pada P_1 *compressor* . Dapat dilihat pada gambar 4.4, 4.6, 4.8 yang menunjukkan profil tekanan aliran, dimana tekanan pada sisi output *annulus* lebih besar dan juga terjadi pusaran udara yang disebabkan oleh tekanan dari *compressor* dan *blower* tertahan oleh tekanan balik.

Gambar 4.15 Perbandingan ΔP vs $Q_{compressor}$.

4.3.2. Kecepatan

Dalam kasus ini analisa distribusi kecepatan yang terjadi pada pipa *annulus* menggunakan pendekatan *jet in coflowing*, yaitu *jet* yang diikuti oleh fluida yang mempunyai arah aliran yang sama. Dari hasil simulasi didapat data kecepatan aliran yang terjadi di dalam pipa yaitu :



Berdasarkan ketentuan bahwa $Re > 3000$, dan $U_0 / U_1 < 0.5$ maka ditetapkan bahwa terjadi proses turbulen dalam pipa tersebut. Untuk memastikan bahwa kecepatan aliran udara tersebut dapat berkembang penuh maka perlu di hitung bidang panjang (X_1) dan lebar bentuk aliran berkembang penuh (b)

Dengan persamaan menggunakan persamaan (tabel 2.1 dan 2.2) maka dapat dihitung :

1. *Plane jet* varian 1

$$x_1 = 12b_0 = 12 \times 0.015 = 0.18 \text{ m}$$

$$x = \frac{x_1}{\left(12 + 40 \frac{U_1}{U_0}\right)} = 0.0062 \text{ m}$$

$$b = ax = 0.0055 \text{ m}$$

2. Axisymmetric jet varian 1

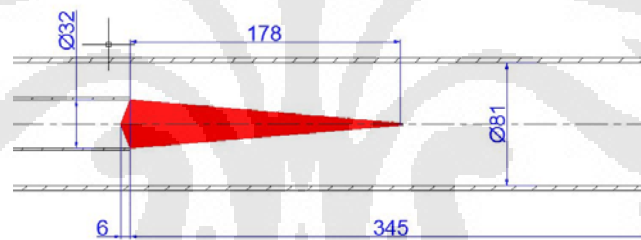
$$x_1 = \left(10 + 24 \frac{U_1}{U_0}\right) r_0 = 0.17 \text{ m}$$

$$b = r_0 \left(\frac{x}{x_1}\right)^{1-U_1/U_0} = 0.00065 \text{ m}$$

Var	Plane			Axisymmetric	
	x_1	x	b	x_1	b
1	0.18	0.0062	0.00055	0.17	0.00065
3	0.18	0.0028	0.0144	0.20	0.00037
5	0.18	0.0020	0.0108	0.22	0.00033

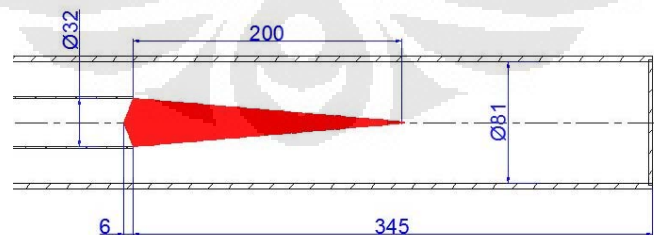
Tabel 4.2 Kalkulasi jet

Varian 1



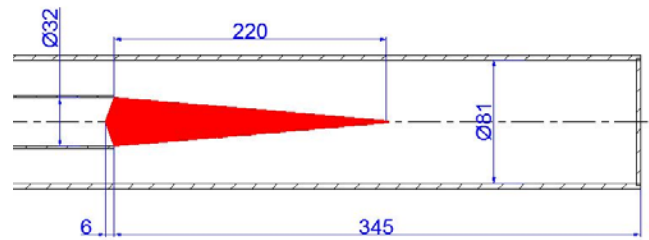
Gambar 4.16 Jet profil varian 1

Varian 3



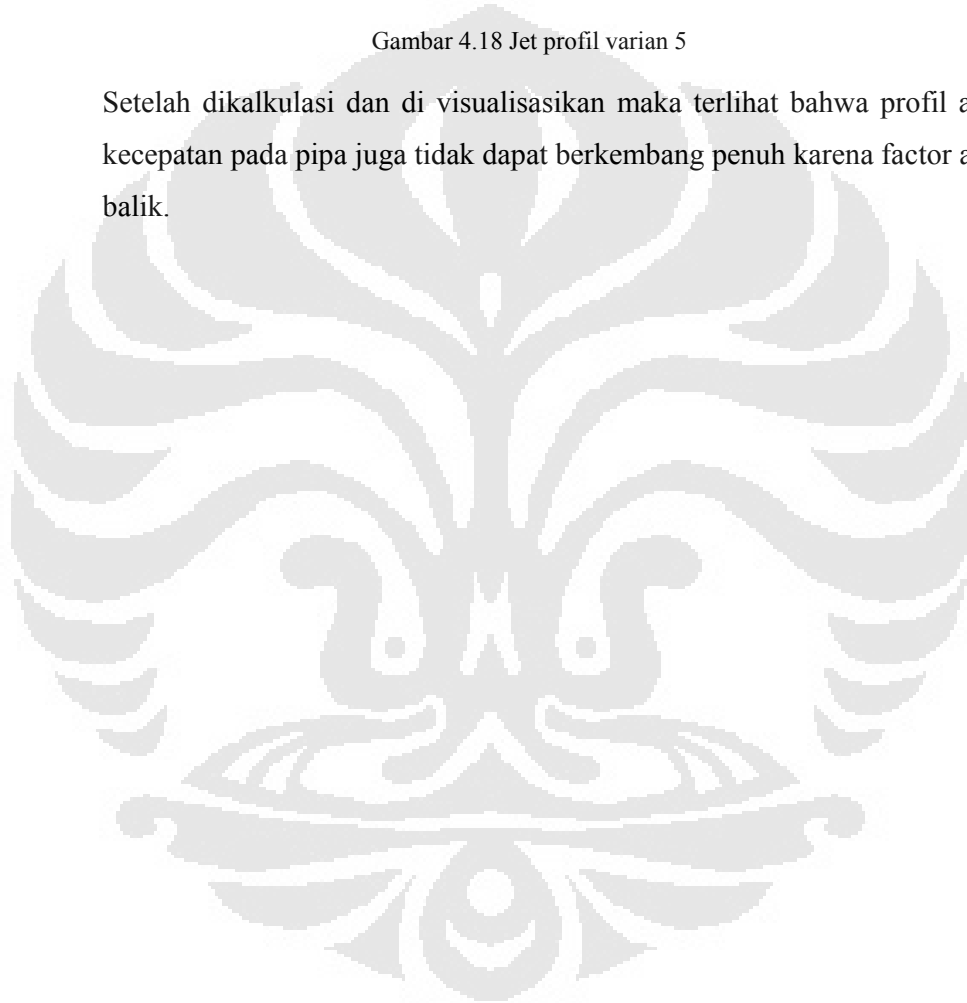
Gambar 4.17 Jet profil varian 3

Varian 5



Gambar 4.18 Jet profil varian 5

Setelah dikalkulasi dan di visualisasikan maka terlihat bahwa profil aliran kecepatan pada pipa juga tidak dapat berkembang penuh karena factor aliran balik.



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. KESIMPULAN

Setelah dilakukan analisa maka dapat disimpulkan bahwa :

1. Profil aliran tekanan dan kecepatan udara terhambat karena terjadi tekanan balik, tetapi seiring dengan peningkatan putaran *compressor* maka tekanan balik makin mengecil. Hal ini dapat dilihat ΔP paling tinggi terjadi pada saat belum terjadi proses pembakaran atau laju aliran bahan bakar 0 L/min, yaitu -122.97 Pa. Kemudian ΔP menurun pada proses pembakaran dengan laju aliran 10 L/min, yaitu -107,66 Pa. Dan saat laju aliran bahan bakar 14 L/min, ΔP menurun -94.14 Pa
2. Dengan memvariasikan suplai aliran bahan bakar pada laju aliran volume 0 L/min, 10 L/min, 14 L/min maka dapat diketahui laju aliran volume udara dari *compressor* yaitu 0.0066 m³/s, 0.013 m³/s dan 0.018 m³/s.

5.2. SARAN

1. Perlu di lakukan peninjauan ulang kembali mengenai dimensi saluran menuju ruang bakar, karena menyebabkan jatuh tekanan yang cukup besar.



Gambar 5.1 Saluran menuju turbin

2. Pada penelitian selanjutnya diperlukannya alat-ukur yang mempunyai tingkat ketelitian dan *range* operasi kerja yang lebih baik agar mendapatkan variasi data yang lebih baik dan banyak.

DAFTAR PUSTAKA

- Handbook GT85-2 Two shaft Gas turbine.* (1980). Nottingham: TQ International.
- Fox, R. W., Mcdonald, A. T., & Pitchard, P. J. (2003). *Introduction to Fluid Mechanics 6th Edition.* Bogota DC: Jhon willy & Sons Inc.
- Giampaolo, A. (2006). *Gas Turbine Handbook Principle and Paractice.* Liburn: The Fairmont Press.
- Holman.J.P, J. I. (1985). *Metode Pengukuran teknik.* Jakarta: Elangga.
- Robert D. Blevins, P. (1984). *Applied Fluid Dynamic Handbook.* New York: Van nostrand reinhold company.
- Septiadi, W. N. (2008). Studi experimentalr orifice flow meterdengan variasi tebal dan posisi pengukuran beda tekanan aliran melintasi orifice. *Jurnal ilmiah teknik mesin CAKRAM Vol. 2.*
- Wibisono, N. (2009). Orifice dan restraction orifice.
- Wibowo, M. P. (2010). *SIMULASI CFD PERFORMA TURBIN RADIAL INWARD FLOW RADIAL.* Depok: Fakultas teknik Universitas Indonesia.

LAMPIRAN 1

DATA SIMULASI

FLOW SIMULATION SOLIDWORK 2010



LAMPIRAN 2

TABEL STANDART

