



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISIS UNJUK KERJA KOMPRESOR SENTRIFUGAL
PADA TURBIN GAS MIKRO PROTO X-2**

SKRIPSI

AHMAD MURSYID A.

0806321240

**UNIVERSITAS INDONESIA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
JULI 2012**



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISIS UNJUK KERJA KOMPRESOR SENTRIFUGAL
PADA TURBIN GAS MIKRO PROTO X-2**

SKRIPSI

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar
Sarjana Teknik**

AHMAD MURSYID A.

0806321240

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JULI 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 : Ahmad Mursyid A.

NPM : 0806321240

Tanda Tangan : 

Tanggal : 10 Juli 2012

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Ahmad Mursyid A.
NPM : 0806321240
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Analisis Unjuk Kerja Kompresor
Sentrifugal pada Turbin Gas
Mikro Proto X-2

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 : Dr. Ir. Warjito, M.Eng (.....)
Penguji : Dr. Ir. Engkos A. Kosasih, M.T (.....)
Penguji : Dr. Ir. Imansyah Ibnu Hakim, M.Eng ; (.....)
Penguji : Steven Darmawan ST., MT. (.....)

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 10 Juli 2012

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat, hidayah serta inayah-Nya kepada penulis, sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi Analisis Unjuk Kerja Kompresor Sentrifugal pada Turbin Gas Mikro Proto X-2. Penulisan skripsi ini dilakukan sebagai salah satu syarat untuk mengikuti sidang skripsi sebagai syarat demi mencapai gelar Sarjana Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis menyadari bahwa masih terdapat banyak kekurangan pada tulisan ini. Oleh karena itu kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan dari berbagai pihak.

Dalam kesempatan ini penulis juga ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu:

1. Dr. Ir. Ahmad Indra Siswantara, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan banyak waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan penulis dalam penyusunan laporan skripsi ini.
2. Steven Darmawan ST., MT., yang telah berbagi pengetahuan, membantu dalam pembuatan Turbin Gas Mikro Proto X-2, dan membantu dalam pengambilan data.
3. Laboratorium Mekanika Fluida – Departemen Teknik Mesin – FTUI atas penggunaan perangkat lunak SolidWorks 2011.
4. Kedua orang tua yang telah memberikan bantuan dan dukungan baik material maupun moral.
5. Sahabat yang telah banyak membantu dalam penyusunan dan penyelesaian laporan skripsi ini.
6. Berbagai pihak yang telah banyak membantu yang tidak dapat disebutkan satu per satu.

Akhir kata penulis berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu.

Depok, Juli 2012

Penyusun

Ahmad Mursyid A.

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

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

Nama : Ahmad Mursyid A.
NPM : 0806321240
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 :

“Analisis Unjuk Kerja Kompresor Sentrifugal pada Turbin Gas Mikro Proto X-2”

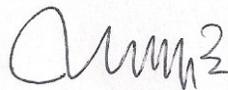
Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalih media/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat dan mempublikasikan tugas akhir saya tanpa meminta izin dari saya selama tetap mencantumkan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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 5 Juli 2011

Yang menyatakan



(Ahmad Mursyid A.)

ABSTRAK

Nama : Ahmad Mursyid A.
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Analisis Unjuk Kerja Kompresor Sentrifugal pada Turbin Gas Mikro Proto X-2

Dewasa ini, kebutuhan akan turbin gas mikro (MGT) semakin meningkat. MGT adalah pembangkit daya yang menghasilkan daya dibawah 200kW. MGT Proto X-2 adalah sebuah pembangkit daya berbahan bakar solar dengan daya yang dihasilkan sekitar 7kW. Kompresor sentrifugal merupakan salah satu komponen penting dari MGT Proto X-2 yang memiliki fungsi untuk menyuplai udara ke ruang bakar. Pemahaman yang perlu diketahui mengenai kompresor sentrifugal diantaranya fenomena fisik, kurva karakteristik, dan unjuk kerja. Eksperimen dilakukan dengan mengontrol TIT (*Temperature Inlet Turbine*) saat Turbin Gas Mikro Proto X-2 *running*. Data-data yang didapatkan kemudian diolah untuk menghasilkan kurva karakteristik, disimulasikan dengan CFD, dan dianalisis. Dari pengolahan grafik diketahui bahwa data yang didapatkan kurang mencukupi untuk dibuatkan kurva karakteristik kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2. Rasio tekanan kompresor antara perhitungan eksak dan simulasi CFD menunjukkan bahwa rasio tekanan yang dihasilkan MGT Proto X-2 masih tergolong kecil karena terjadi *surging* pada annulus MGT Proto X-2.

Kata kunci: MGT, Turbin Gas Mikro Proto X-2, kompresor sentrifugal, TIT, kurva karakteristik, rasio tekanan, *surging*

ABSTRACT

Name : Ahmad Mursyid A.
Study Program : Mechanical Engineering
Title : Performance Analysis of Centrifugal Compressor
of Micro Gas Turbine Proto X-2

Today, the need for a micro gas turbine (MGT) is increasing. MGT is a power plant that produces power below 200kW. MGT Proto X-2 is a diesel-fueled power plants with power generated approximate to 7kW. Centrifugal compressor is one important component of MGT Proto X-2 which has a function for supplying air to the combustion chamber. Phenomena that must be understanding of centrifugal compressor are physical phenomena, curve characteristics, and performance. Experiments carried out by controlling TIT (Temperature Inlet Turbine) when Micro Gas Turbine Proto X-2 running. The resulting data then processed to produce the characteristic curves, simulated by CFD, and analyzed. The resulting data are insufficient to be made centrifugal compressor curve characteristic of Micro Gas Turbine Proto X-2. Compressor pressure ratio between exact calculation and CFD simulations showed that the pressure ratio of MGT Proto X-2 is still relatively small due to surging on MGT Proto X-2 annulus.

Key words: MGT, Micro Gas Turbine proto X-2, centrifugal compressor, TIT, curve characteristic, pressure ratio, surging

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	ii
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	iii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iv
KATA PENGANTAR.....	v
LEMBAR PERSETUJUAN PUBLIKASI ILMIAH.....	vi
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	viii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xiii
DAFTAR RUMUS.....	xiv
BAB 1. PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Penelitian.....	3
1.5 Metodologi Penelitian.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
BAB 2. DASAR TEORI.....	5
2.1 Turbin Gas.....	5
2.2 Kompresor.....	10
2.3 Kompresor Sentrifugal.....	12
2.4 Mekanika Fluida.....	17
2.5 Sistem Fluida.....	19
2.6 <i>Computational Fluid Dynamics</i>	24
BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN.....	27
3.1 Peralatan dan Perlengkapan Pengujian.....	28
3.2 Skema Pengujian.....	35
3.3 Kondisi Pengujian.....	36
BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN.....	44
4.1 Data Hasil Eksperimen.....	47
4.2 Pengolahan Data Hasil Eksperimen.....	51
4.3 Grafik Pengolahan Data.....	59
4.4 Segitiga Kecepatan.....	61
4.5 Analisis CFD.....	63

BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN.....	65
5.1. Kesimpulan.....	65
5.2. Saran.....	66
DAFTAR PUSTAKA.....	67
LAMPIRAN.....	69



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Skema Siklus Bryton.....	8
Gambar 2.2	Turbin Gas Poros Tunggal.....	9
Gambar 2.3	Turbin Gas Poros Ganda.....	10
Gambar 2.4	Diagram Klasifikasi Kompresor.....	10
Gambar 2.5	Grafik rasio tekanan vs flow rate pada macam-macam kompresor.....	11
Gambar 2.6	Kurva tekanan dan kecepatan terhadap bagian inlet adial kompresor.....	12
Gambar 2.7	Komponen-komponen kompresor sentrifugal <i>single stage</i>	12
Gambar 2.8	Kurva karakteristik tiap blade.....	15
Gambar 2.9	Kurva head dan efisiensi tiap tipe blade.....	15
Gambar 2.10	<i>Stonewall region</i>	16
Gambar 2.11	Contoh kurva karakteristik kompresor sentrifugal.....	17
Gambar 2.12	Perbandingan tekanan sebagai fungsi bilangan Mach untuk aliran <i>compressible</i> dan <i>incompressible</i>	19
Gambar 2.13	Segitiga kecepatan pada inlet dan outlet impeller.....	21
Gambar 2.14	Kurva Mollier.....	22
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian.....	27
Gambar 3.2	Turbin Gas Mikro Proto X-2 bersama mahasiswa penguji.....	29
Gambar 3.3	Skema sistem pelumas dan sistem pendingin pada Turbin Gas Mikro Proto X-2.....	30
Gambar 3.4	Skema saluran bahan bakar Turbin Gas Mikro Proto X-2.....	31
Gambar 3.5	a. <i>oil cooler</i> Satria FU, b. <i>oil filter</i> Truk.....	31
Gambar 3.6	Turbin Gas Miro Proto X-2.....	31
Gambar 3.7	Kompresor Radial Garrett TA31.....	32
Gambar 3.8	Kurva karakteristik Kompresor Radial Garrett TA31.....	33
Gambar 3.9	Anemometer.....	33
Gambar 3.10	Tachometer.....	34

Gambar 3.11	Posisi fiber optik untuk tachometer di inlet kompresor tampak depan.....	34
Gambar 3.12	Susunan alat ukur pada bagian inlet kompresor tampak samping	34
Gambar 3.13	Skematik Pengujian Turbin Gas Mikro Proto X-2.....	36
Gambar 3.14	Impeller Radial Garrett TA31 hasil foto 3 dimensi.....	37
Gambar 3.15	Impeller Radial Garrett TA31 CAD.....	38
Gambar 3.16	Impeller Housing Garrett TA31.....	38
Gambar 3.17	Lids pada prototype.....	39
Gambar 3.18	Tipe Analisis Simulasi.....	40
Gambar 3.19	Boundary Condition Inlet.....	41
Gambar 3.20	Boundary Condition Outlet.....	41
Gambar 3.21	Boundary Condition Wall.....	42
Gambar 4.1	Grafik TIT vs N.....	55
Gambar 4.2	Grafik TIT vs <i>fuel flow rate</i>	56
Gambar 4.3	Grafik TIT vs <i>air flow rate</i>	56
Gambar 4.4	Grafik TIT vs AFR.....	57
Gambar 4.5	Grafik TIT vs <i>pressure ratio</i>	57
Gambar 4.6	Grafik Air Flow Rate vs Pressure Ratio	58
Gambar 4.7	Segitiga kecepatan inlet dan outlet blade impeller TA31.....	59
Gambar 4.8	Cut plot tekanan hasil simulasi SolidWorks 2011.....	60
Gambar 4.9	Cut plot temperatur hasil simulasi SolidWorks 2011.....	61
Gambar 4.10	Cut plot kecepatan hasil simulasi SolidWorks 2011.....	62
Gambar 4.11	Vektor kecepatan hasil simulasi SolidWorks.....	63

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Eksperimen 1 (running 5 menit).....	45
Tabel 4.2	Eksperimen 2 (running 20 menit).....	45
Tabel 4.3	Eksperimen 3 (running 20 menit).....	45
Tabel 4.4	Eksperimen 4 (running 16,26 menit).....	46
Tabel 4.5	Eksperimen 5 (running 13,33 menit).....	46
Tabel 4.6	Eksperimen 5 (running 20,45 menit).....	47
Tabel 4.7	Pengolahan Data 1.....	48
Tabel 4.8	Pengolahan Data 2.....	49
Tabel 4.9	Pengolahan Data 3.....	49
Tabel 4.10	Pengolahan Data 4.....	50
Tabel 4.11	Pengolahan Data 5.....	50
Tabel 4.12	Pengolahan Data 6.....	51
Tabel 4.13	Pengolahan Data dengan TIT acuan 300°C.....	52
Tabel 4.14	Pengolahan Data dengan TIT acuan 350°C.....	52
Tabel 4.15	Pengolahan Data dengan TIT acuan 400°C.....	53
Tabel 4.16	Pengolahan Data dengan TIT acuan 450°C.....	53
Tabel 4.17	Pengolahan Data dengan TIT acuan 500°C.....	53
Tabel 4.18	Pengolahan Data dengan TIT acuan 550°C.....	54
Tabel 4.19	Pengolahan Data dengan TIT acuan 600°C.....	54

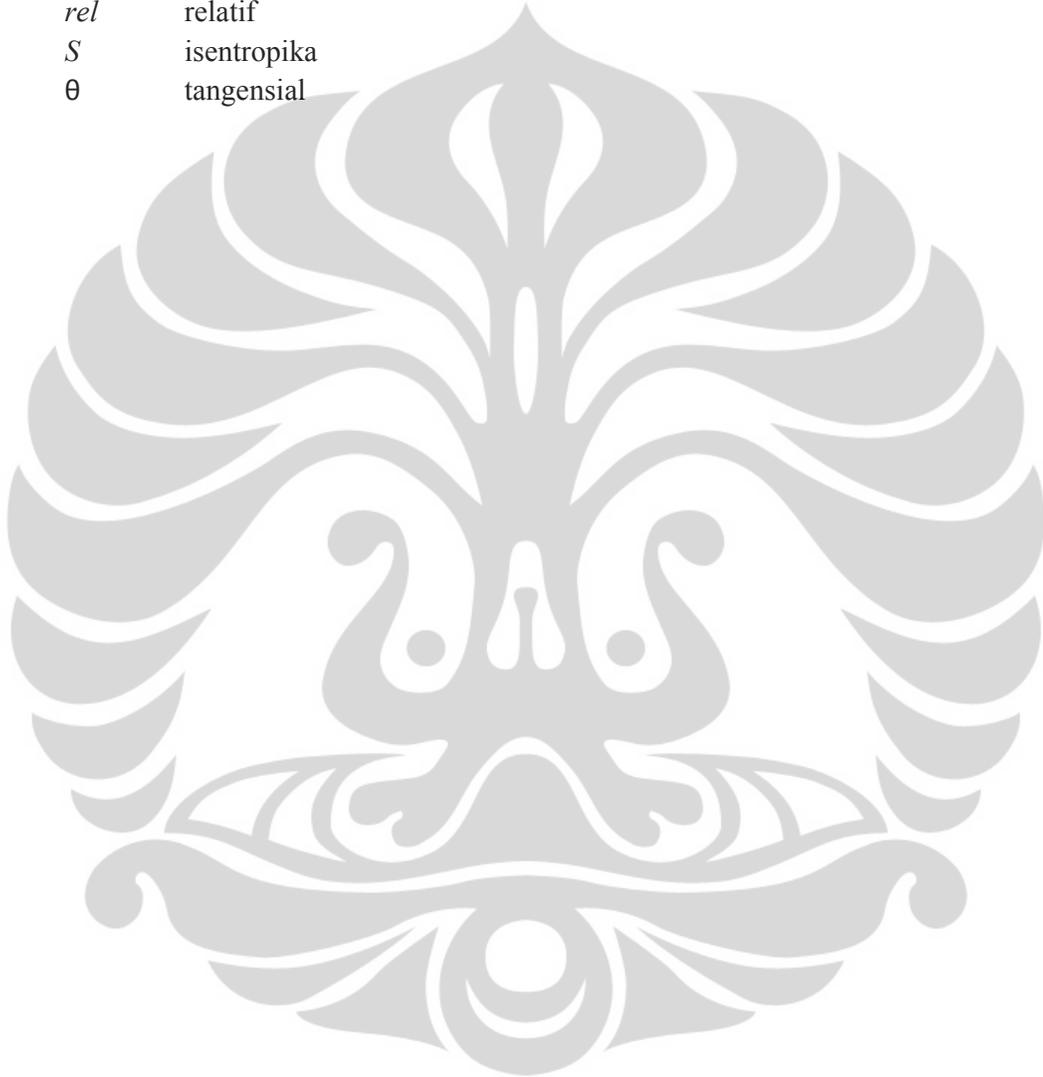
DAFTAR NOTASI

Nomenclatur

A	Luas permukaan (m^2)
D	diameter (m)
E	energi (kJ)
E	Euler Head (Ws/N)
f	frekuensi (Hz)
F	gaya (N)
h	entalpi spesifik (kJ/kg K)
M	Mach number
m	massa (kg)
N	kecepatan putar (rpm)
P	tekanan (Pa)
Q	kalor (kW)
R	konstanta gas ideal (kJ/kmol K)
Re	Reynolds number
r	rasio tekanan
r	jari-jari (m)
T	temperatur (K)
U	kecepatan sudu (m/s)
v	speed (m/s)
V	volume (m^3)
W	kerja (kJ)
W	kecepatan relatif (m/s)
x, y, z	koordinat
Z	jumlah sudu
α	sudut alir absolut ($^\circ$)
β	sudut alir relatif ($^\circ$)
η	efisiensi %
ρ	massa jenis (kg/m^3)
σ	faktor slip
ω	kecepatan sudut (rad/s)

Subskrip

<i>c</i>	kompresor
<i>i</i>	inlet
<i>max</i>	maksimum
<i>min</i>	minimum
<i>r</i>	radial
<i>rel</i>	relatif
<i>S</i>	isentropika
θ	tangensial



BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Selama kurun waktu 30 tahun (2000-2030), kebutuhan energi final di Indonesia diasumsikan meningkat sebesar 5,7% per tahun dari 3.429,08 PetaJoule pada tahun 2000 menjadi 14.089,34 PetaJoule pada tahun 2030 (Joko Santosa, 2005). Meningkatnya kebutuhan energi tersebut, menjadikan penelitian-penelitian terkait pembangkit energi terbarukan, PLTN, dan pembangkit energi skala mikro semakin banyak. Penelitian-penelitian tersebut didukung oleh semakin banyaknya investasi-investasi pada bidang pembangkit energi.

Pembangkit energi skala mikro banyak dibutuhkan untuk lingkungan pedesaan, lingkungan kantor skala kecil dan perumahan. Pembangkit energi skala mikro, diantaranya Turbin Mikro Hidro, Turbin Uap Mikro dan Turbin Gas Mikro (MGT). Pembangkit energi skala mikro memiliki beberapa keunggulan, diantaranya biaya pemeliharaan dan operasi yang rendah, pengoperasian yang mudah, dan bersifat *mobile*.

Turbin gas mikro didefinisikan sebagai pembangkit energi yang menghasilkan daya dibawah 200 kiloWatt (Jong Joon Lee, 2007). Dalam satu dekade terakhir, MGT telah diproyeksikan sebagai salah satu sistem pembangkit daya maupun termal yang prospektif, baik secara teknis, dimensi, biaya, maupun aspek lingkungan (Visser, 2011).

Turbin Gas Mikro Proto X-2 adalah *prototype* dari Turbin Gas skala mikro yang nantinya akan diproduksi massal untuk kebutuhan pembangkit daya sekitar 7 kiloWatt (kW) menggunakan bahan bakar *bioenergy*. Agar rencana tersebut dapat terealisasi, maka diperlukan penelitian-penelitian terkait komponen-komponen pada turbin gas, yaitu: turbin, kompresor, dan ruang bakar. Hasil dari penelitian-penelitian tersebut kemudian dapat dijadikan acuan untuk *improvement* Turbin Gas Proto X-2.

Salah satu komponen terpenting dalam turbin gas adalah kompresor. Kompresor berperan untuk memberi suplai udara bertekanan ke ruang bakar. Di ruang bakar, udara bertekanan bertemu bahan bakar dan percikan api menghasilkan pembakaran. Bila suplai udara bertekanan ke ruang bakar kurang dari rasio udara-bahan bakar yang telah ditentukan oleh *manufacturer* turbin gas, maka proses pembakaran yang terjadi tidak sempurna bahkan bisa tidak terjadi proses pembakaran. Sedangkan bila sebaliknya, akan terjadi pemborosan bahan bakar bahkan pembakaran yang terjadi dapat merusak turbin.

Kajian pada kompresor sentrifugal meliputi fenomena fisik, kurva karakteristik, dan unjuk kerja. Fenomena fisik yang terjadi di kompresor sentrifugal diantaranya, segitiga kecepatan pada impeller, distribusi tekanan, distribusi temperatur, dan distribusi kecepatan. Selain itu, setiap kompresor sentrifugal memiliki kurva karakteristik yang menunjukkan wilayah kerjanya, daerah *surgin*, dan daerah *choking*. Unjuk kerja kompresor sentrifugal dapat diketahui dari efisiensinya, *air fuel ratio*, dan rasio tekanan yang dihasilkan.

1.2 Perumusan Masalah

Perlunya pemahaman mengenai fenomena fisik, kurva karakteristik, dan unjuk kerja pada kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2 untuk dapat dilakukan *improvement*.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian, yaitu:

- a. Memahami kurva karakteristik kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2.
- b. Mampu menjelaskan fenomena fisik yang terjadi pada kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2.
- c. Mengetahui unjuk kerja dari kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2.

1.4 Batasan Penelitian

Batasan penelitian meliputi kurva karakteristik, fenomena fisik, unjuk kerja, dan simulasi kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2 menggunakan CFD dengan *software* SolidWorks 2011.

1.5 Metodologi Penelitian

Metodologi penulis untuk melakukan penelitian adalah sebagai berikut:

- a. Menentukan topik penelitian.
- b. Studi literatur.
- c. Mengumpulkan data-data pendukung awal penelitian.
- d. Melaksanakan tahap pengumpulan data.
- e. Perhitungan performa pada objek penelitian dengan batasan masalah yang telah ditentukan.
- f. Menganalisa hasil perhitungan.
- g. Membuat kesimpulan.

1.6 Sistematika Penulisan

Agar tesis ini memiliki struktur yang baik dan tujuan penulisan dapat tercapai dengan baik, maka penulisan tesis ini akan mengikuti sistematika penulisan sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Bagian ini menjelaskan latar belakang penelitian, permasalahan, tujuan penelitian, batasan penelitian, metodologi penelitian, dan sistematika penulisan.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini berisi landasan teori yang berhubungan dengan penelitian ini. Landasan teori yang dibahas meliputi turbin gas, kompresor, kompresor sentrifugal, mekanika fluida, sistem fluida, dan CFD.

BAB III METODE PENELITIAN

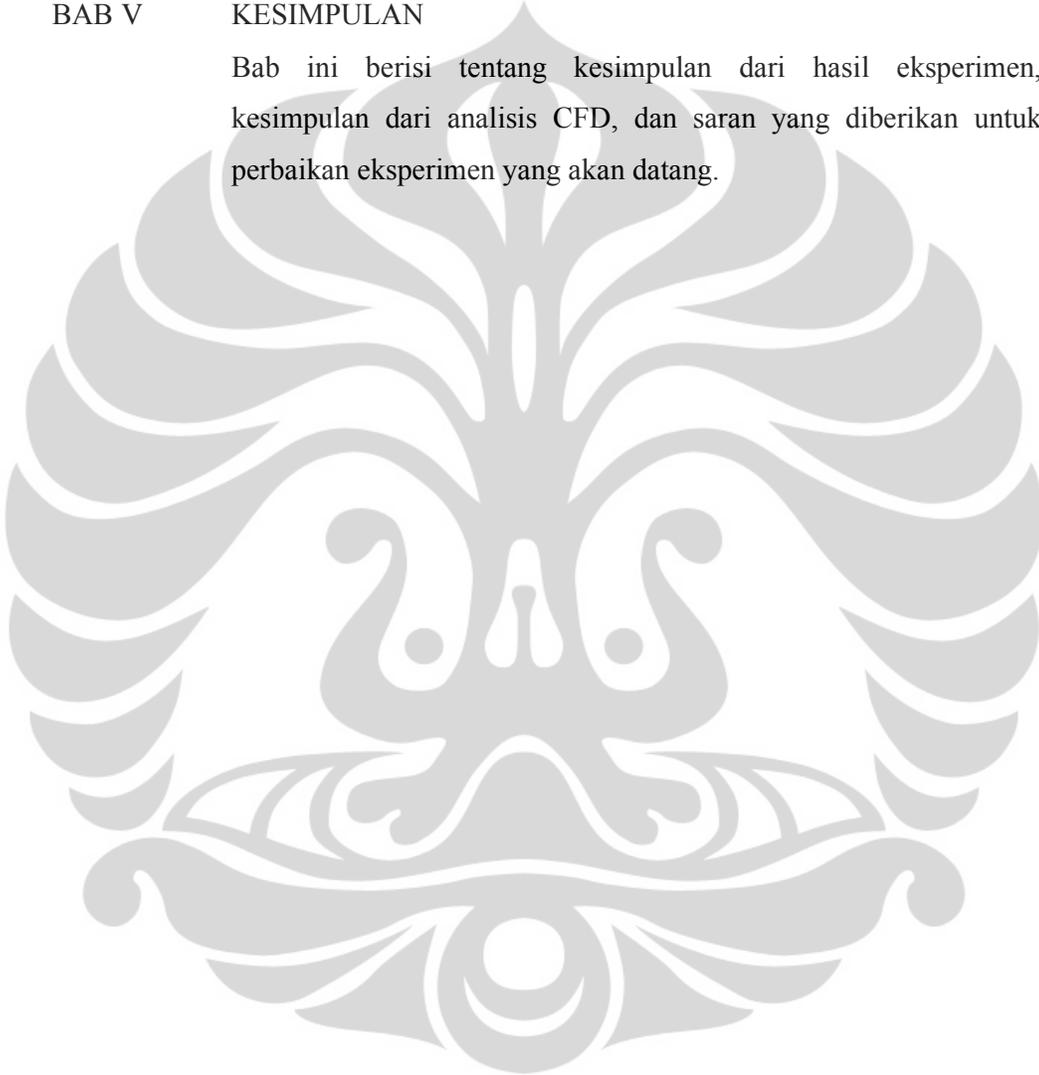
Bab ini berisi diagram alir penelitian, peralatan dan perlengkapan penelitian, skematik penelitian, dan kondisi pengujian.

BAB IV HASIL DAN ANALISIS

Bab ini berisi hasil eksperimen, pengolahan data, grafik, segitiga kecepatan impeller Garrett TA3, dan analisis CFD kompresor sentrifugal Turbin ags Mikro Proto X-2.

BAB V KESIMPULAN

Bab ini berisi tentang kesimpulan dari hasil eksperimen, kesimpulan dari analisis CFD, dan saran yang diberikan untuk perbaikan eksperimen yang akan datang.



BAB 2 DASAR TEORI

2.1 Turbin Gas

Turbin gas adalah suatu *prime mover* (penggerak utama) yang memanfaatkan gas sebagai fluida kerja. Turbin gas umum digunakan pada *power plant* dan pesawat terbang. Proses pembakaran pada turbin gas terjadi secara kontinu (terus-menerus). Di dalam sistem turbin gas energi kimia dari proses pembakaran dikonversikan menjadi energi mekanik berupa putaran yang menggerakkan roda turbin sehingga menghasilkan daya.

Turbin gas dibandingkan *reciprocating engine* memiliki keunggulan untuk dijadikan pembangkit energi, yaitu: turbin gas memiliki rasio *power/density* lebih besar dibandingkan *reciprocating engine*. Namun, turbin gas juga memiliki kekurangan dibandingkan *reciprocating engine*, diantaranya: *manufacturing* turbin gas lebih mahal dibandingkan *reciprocating engine*, turbin gas memerlukan bahan bakar lebih banyak dibandingkan *reciprocating engine* pada rpm idle (rpm minimum agar *engine* tetap menyala), dan turbin gas tidak sesuai jika digunakan untuk beban yang fluktuasi (berubah-ubah).

Turbin gas menghasilkan proses pembakaran dengan cara mencampur udara bertekanan tinggi, hasil kompresi dari kompressor, dengan bahan bakar gas atau bahan bakar cair (solar), serta pemicu dari busi di ruang bakar. Gas bertekanan tinggi hasil proses pembakaran tersebut kemudian digunakan untuk memutar turbin. Bagian turbin yang berputar disebut rotor, sedangkan bagian turbin yang diam disebut stator atau rumah turbin. Rotor memutar poros daya yang menggerakkan beban (generator, kompressor, pompa, dan lain-lain).

Komponen dari turbin gas yaitu :

a. Air Inlet Section

Berfungsi untuk menyaring kotoran dan debu yang terbawa dalam udara sebelum masuk ke kompresor.

b. Compressor Section

Berfungsi untuk mengkompresikan udara yang berasal dari inlet air section hingga bertekanan tinggi sehingga pada saat putaran tinggi mampu menyuplai kebutuhan udara yang akan digunakan untuk proses pembakaran.

c. Combustion Section

Pada bagian ini terjadi perpindahan energi kimia menjadi energi kinetik yaitu proses pembakaran antara bahan bakar dengan fluida kerja yang berupa udara bertekanan tinggi dan bersuhu tinggi. Hasil pembakaran ini berupa energi panas yang akan disuplai ke siklus turbin.

d. Turbin Section

Merupakan tempat terjadinya konversi energi kinetik menjadi energi mekanik yang digunakan sebagai penggerak kompresor dan perlengkapan lainnya.

e. Exhaust Section

Adalah bagian akhir turbin gas yang berfungsi sebagai saluran pembuangan gas panas sisa yang keluar dari turbin gas.

Terdapat 2 (dua) sistem turbin gas berdasarkan siklus gas buangnya, yaitu: sistem terbuka dan sistem tertutup. Pada turbin gas sistem terbuka, gas buang dialirkan ke lingkungan tanpa diolah lagi untuk dialirkan kembali ke ruang bakar. Sedangkan pada sistem tertutup, gas buang dimanfaatkan kembali panasnya untuk proses pembakaran selanjutnya yang kemudian dialirkan ke dalam ruang bakar.

Jenis siklus turbin gas adalah Siklus Bryton. Siklus Bryton adalah siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh pembuat mesin turbin atau *manufacturer* dalam analisa untuk *upgrading performance*. Siklus Bryton berkaitan erat dengan Hukum Termodinamika I. Hukum Termodinamika I mengatakan bahwa kenaikan energi kalor pada suatu sistem sebanding dengan kenaikan energi dalam dan kenaikan kerja yang dilakukan oleh sistem tersebut.

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta W \quad (2.1)$$

Siklus Brayton ini terdiri dari:

- Proses 1→2 *isentropic compression*

Volume kontrol pada proses ini diasumsikan adiabatik, energi kinetik dan potensial diabaikan, steady state, dan menggunakan prinsip konservasi massa dan energi. Sehingga persamaan energinya menjadi

$$\begin{aligned} 1 \rightarrow 2: (q_{in} - q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) &= h_2 - h_1 \\ 1 \rightarrow 2: W_{in} = W_{compressor} &= h_2 - h_1 \end{aligned} \quad (2.2)$$

- Proses 2→3 *combustion*

Volume kontrol pada proses ini diasumsikan isobarik, energi kinetik dan potensial diabaikan, steady state, dan menggunakan prinsip konservasi massa dan energi. Sehingga persamaan energinya menjadi

$$\begin{aligned} 2 \rightarrow 3: (q_{in} - q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) &= h_3 - h_2 \\ 2 \rightarrow 3: q_{in} &= h_3 - h_2 \end{aligned} \quad (2.3)$$

- Proses 3→4 *isentropic expansion*

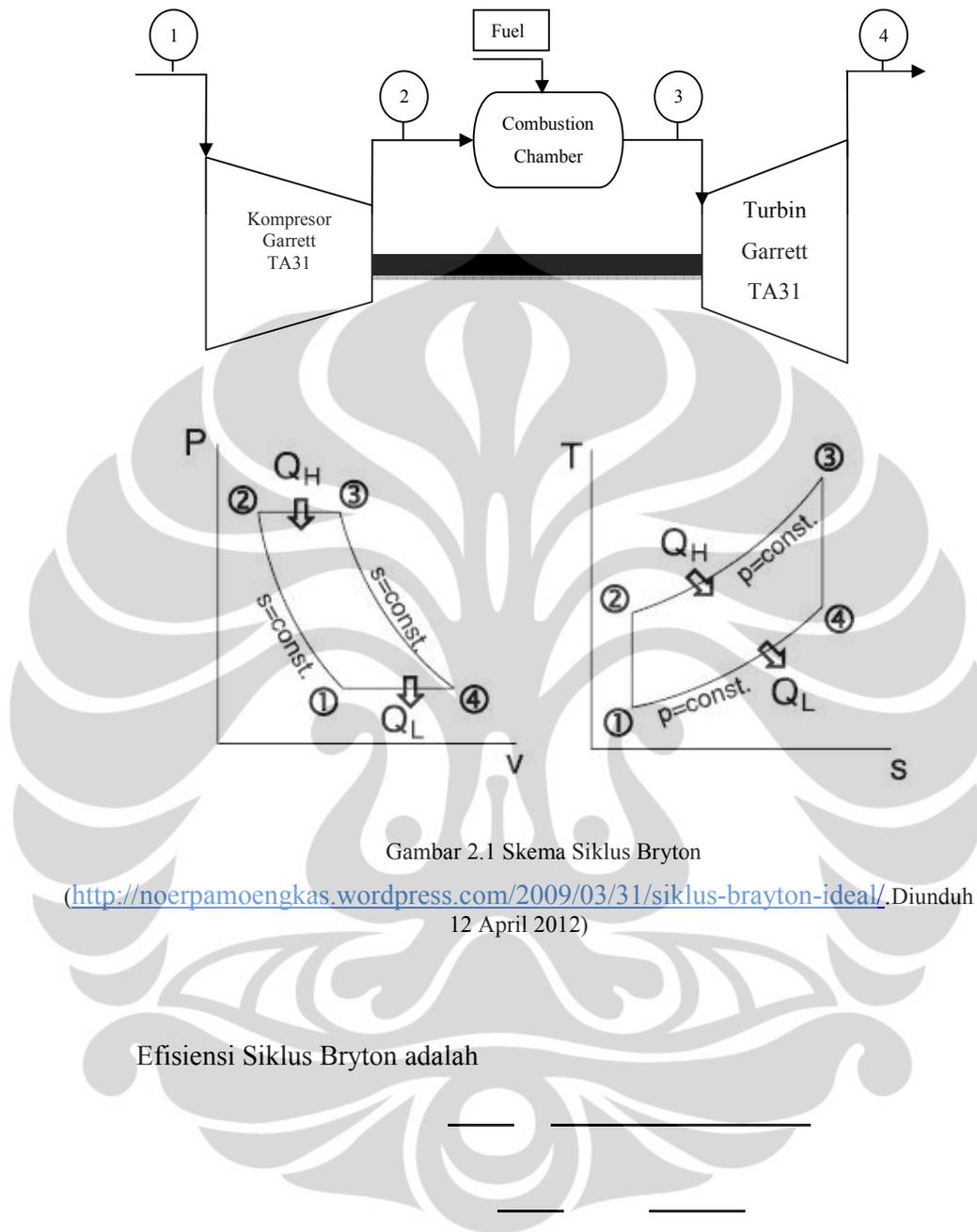
Volume kontrol pada proses ini diasumsikan adiabatik, energi kinetik dan potensial diabaikan, steady state, dan menggunakan prinsip konservasi massa dan energi. Sehingga persamaan energinya menjadi

$$\begin{aligned} 3 \rightarrow 4: (q_{in} - q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) &= h_4 - h_3 \\ 3 \rightarrow 4: -W_{out} = -W_{turbine} &= h_4 - h_3 \\ 3 \rightarrow 4: W_{out} = W_{turbine} &= h_3 - h_4 \end{aligned} \quad (2.4)$$

- Proses 4→1 *exhaust*

Volume kontrol pada proses ini diasumsikan isobarik, energi kinetik dan potensial diabaikan, steady state, dan menggunakan prinsip konservasi massa dan energi. Sehingga persamaan energinya menjadi

$$\begin{aligned} 4 \rightarrow 1: (q_{in} - q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) &= h_1 - h_4 \\ 4 \rightarrow 1: q_{out} &= h_4 - h_1 \end{aligned} \quad (2.5)$$



Efisiensi Siklus Bryton adalah

$$\eta = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H}$$

Dari grafik diketahui tekanan konstan pada 2 dan 4. Jadi, rasio tekanan adalah

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \quad (2.7)$$

Universitas Indonesia

$$\frac{T_2}{T_1} = r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} = r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Jadi, efisiensi Siklus Bryton dapat juga dituliskan

$$\eta = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.8)$$

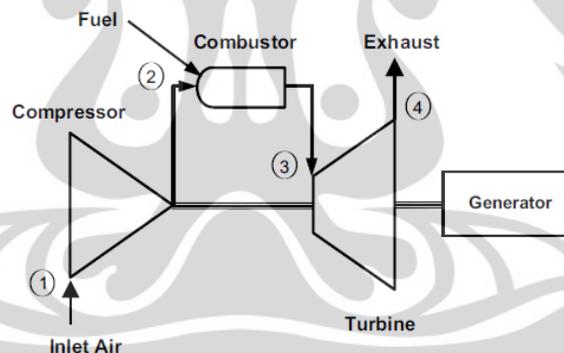
Back Work Ratio adalah besarnya rasio kerja yang dihasilkan turbin untuk memutar kompresor. Back Work Ratio Siklus Bryton adalah

$$BWR = \frac{W_{compressor}}{W_{turbin}} \quad (2.9)$$

Berdasarkan jumlah porosnya, turbin gas dibagi menjadi 2, yaitu:

a. Turbin Gas Poros Tunggal (*Gas Turbine Single Shaft*)

Turbin gas poros tunggal digunakan untuk menggerakkan beban yang tetap, seperti generator listrik yang menghasilkan energi listrik untuk keperluan industri.

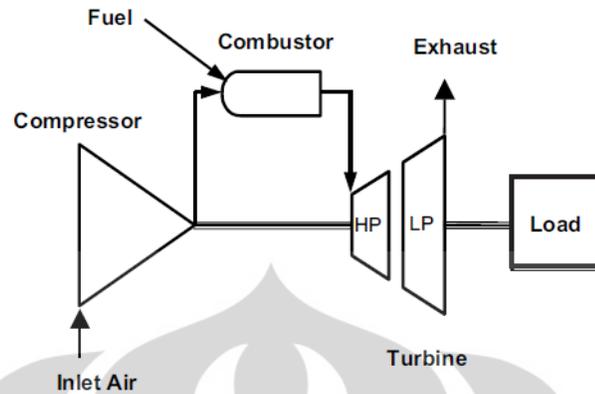


Gambar 2.2 Turbin Gas Poros Tunggal

(<http://www.muellerenvironmental.com/documents/GER3567H.pdf>, hal 3.
Diunduh 12 April 2012)

b. Turbin Gas Poros Ganda (*Gas Turbine Double Shaft*)

Turbin gas poros ganda terdiri dari turbin bertekanan tinggi (turbin utama) dan turbin bertekanan rendah (turbin daya), dimana turbin gas ini digunakan untuk menggerakkan beban yang berubah-ubah (fluktuatif) seperti kompresor pada unit proses.

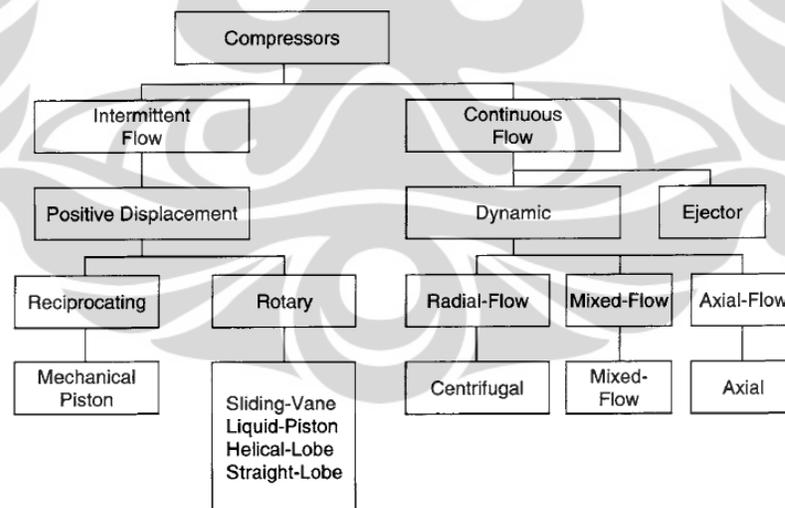


Gambar 2.3 Turbin Gas Poros Ganda

(<http://www.muellerenvironmental.com/documents/GER3567H.pdf>, hal 4.
Diunduh 12 April 2012)

2.2 Kompresor

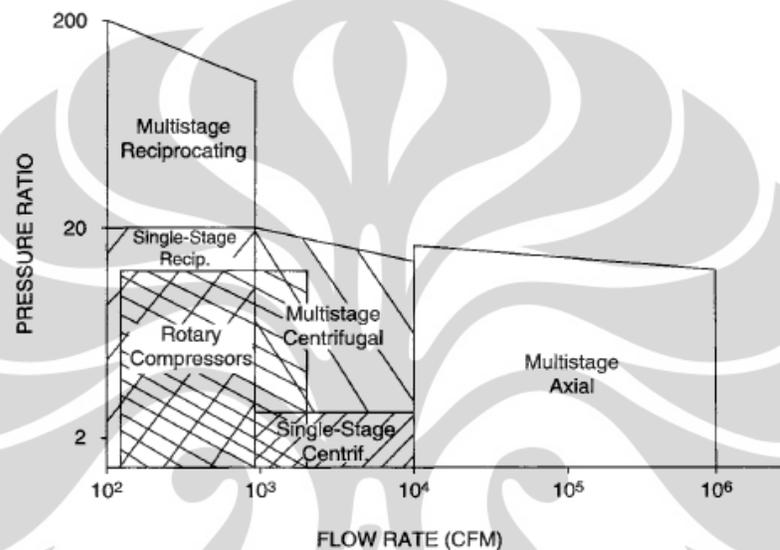
Kompresor terbagi atas 2 jenis berdasarkan jenis kompresinya, yaitu: kompresi secara *intermittent* dan kontinu. Kompresi *intermittent* terjadi pada kompresor *positive displacement*. Sedangkan kompresi kontinu terjadi pada kompresor dinamik.



Gambar 2.4 Diagram Klasifikasi Kompresor

(Brown, Royce N. (2005). *Compressors Selection and Sizing*. Elsevier Science & Technology Books. hal.2)

Tiga jenis kompresor yang umum digunakan adalah *reciprocating compressor*, kompresor sentrifugal dan kompresor aksial. Dua faktor utama yang dijadikan acuan dalam penggunaan jenis kompresor adalah debit dan rasio tekanan.



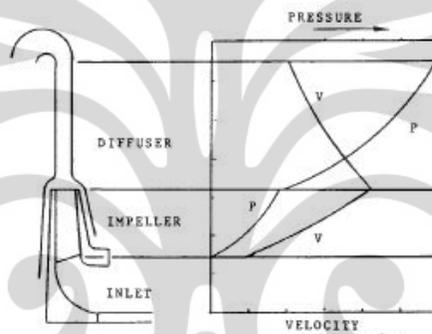
Gambar 2.5 Grafik rasio tekanan dan flow rate pada macam-macam kompresor (Brown, Royce N. (2005). *Compressors Selection and Sizing*. Elsevier Science & Technology Books. hal.3)

Dari grafik terlihat bahwa *reciprocating compressor* digunakan pada debit yang rendah dan range rasio tekanan besar. Kompresor sentrifugal digunakan pada debit yang rendah dan range rasio tekanan cukup besar. Sedangkan kompresor aksial digunakan pada debit yang besar dan range rasio tekanan rendah.

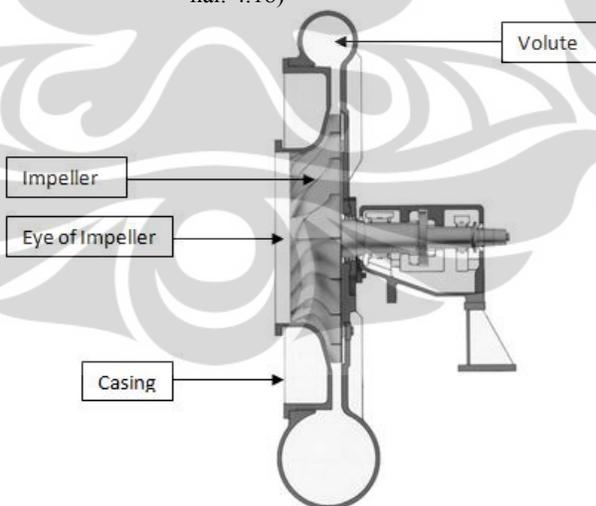
Jenis kompresor yang digunakan pada Turbin Mikro Proto X-2 adalah kompresor sentrifugal. Kompresor ini digerakkan oleh turbin yang satu poros dengan kompresor.

2.3 Kompresor Sentrifugal

Kompresor sentrifugal tergolong jenis kompresi kontinu. Hal ini disebabkan udara yang dikompresi oleh impeller kompresor sentrifugal akan terjadi secara terus-menerus. Putaran impeller kompresor menghasilkan gaya sentrifugal dengan kecepatan udara ke arah luar impeller. Tangensial dari kecepatan udara ke arah luar ini kemudian menjadi udara bertekanan begitu bertumbukan dengan diffuser. Pada gambar 2.7 terlihat tekanan udara meningkat sedangkan kecepatan udara semakin berkurang ketika udara mulai meninggalkan impeller.



Gambar 2.6 Kurva tekanan dan kecepatan terhadap bagian inlet radial kompresor (Hanlon, Paul C. (2001). *Compressors Handbook*. New York : R. R. Donnelley & Sons Company. hal. 4.18)



Gambar 2.7 Komponen – komponen kompresor sentrifugal *single stage* (Hanlon, Paul C. (2001). *Compressors Handbook*. New York : R. R. Donnelley & Sons Company. hal. 4.3. Telah diolah kembali)

Kompresor sentrifugal muncul pertama kali akibat permintaan suplai udara yang cukup besar untuk turbin pada skala kecil. Meskipun penggunaan kompresor sentrifugal telah digantikan oleh kompresor axial pada *engine* pesawat terbang. Namun, kompresor sentrifugal masih tetap digunakan pada *turbocharger*.

Komponen – komponen kompresor sentrifugal *single stage* antara lain:

- a. Casing
Casing adalah bagian terluar dari kompresor. Casing memiliki fungsi sebagai pelindung terhadap pengaruh dari luar, pelindung dan penumpu bagaian – bagian yang bergerak, dan tempat kedudukan bagian – bagian yang diam.
- b. Impeller
Impeller adalah bagian yang berputar dan berfungsi untuk memberi energi kinetik dengan putarannya ke udara agar mengalir dari *eye* impeller ke outlet impeller.
- c. Bantalan (*bearing*)
Bearing adalah bagian yang berfungsi untuk mendukung beban radial dan beban aksial yang berputar, memperkecil gesekan, dan menjaga agar putaran tetap *center*.
- d. *Shaft*
Shaft atau poros berfungsi untuk meneruskan daya dari penggerak ke impeller. Pada Turbin Gas Proto X-2, shaft berfungsi menghubungkan turbin dengan impellernya yang terletak dalam *turbocharger*.
- e. *Guide Vane*
Guide vane terletak dibagian *suction* impeller yang menempel pada dinding dalam. Fungsi utamanya adalah untuk mengarahkan aliran agar udara dapat masuk ke impeller dengan distribusi yang merata.
- f. Eye Seal
Eye seal berada di sekeliling bagian *suction* impeller dan ditumpu oleh dinding dalam. Eye seal berfungsi untuk mencegah aliran yang kembali dari sisi outlet impeller ke sisi inlet impeller.
- g. Diffuser
Diffuser terletak setelah outlet impeller. Diffuser berfungsi untuk mengarahkan aliran fluida begitu keluar dari outlet impeller dan mengubah

Universitas Indonesia

energi kinetik yang keluar dari outlet impeller menjadi energi tekanan begitu bertumbukan dengan diffuser.

Kompresor sentrifugal yang hadir dewasa ini didesain sedemikian rupa untuk memenuhi standar rasio tekanan dan *losses* yang kemungkinan akan terjadi berdasarkan permintaan pasar. Rasio tekanan akan naik seiring dengan kecepatan angular impeller, tetapi setiap kompresor memiliki batas kecepatan angular yang dipengaruhi oleh kekuatan materialnya. Untuk material light alloy, maka memiliki batas kecepatan 460 m/s yang memberi rasio tekanan maksimum 4:1. Sedangkan untuk material seperti titanium dimungkinkan untuk mencapai rasio tekanan 7:1. Bagian diffuser, tepatnya setelah outlet impeller, dibuat melingkar, jika dilihat dari tampak samping, untuk mengurangi *losses* yang akan timbul akibat gesekan yang terjadi antara udara dan dinding dalam casing.

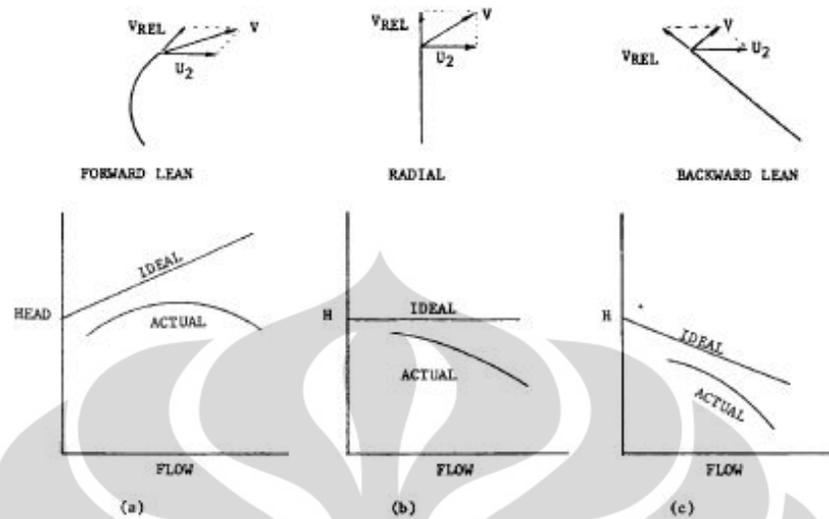
Karakteristik kompresor sentrifugal ditentukan oleh impeller dan geometri diffuser. Secara sederhana, energi kinetik akibat gaya sentrifugal diberikan ke udara melalui impeller. Diffuser kemudian mengurangi kecepatan udara dan mengubah energi kinetik menjadi energi tekanan.

Ada tiga aspek penting dari kurva karakteristik kompresor sentrifugal, yaitu kurva kemiringan, stonewall dan surge.

a. Kurva karakteristik

Yang dimaksud kurva karakteristik adalah kurva kemiringan kompresor antara head dan debit udara yang dikompresi. Kurva kemiringan dipengaruhi oleh bentuk blade. *Forward lean blade* membuat kurva kemiringan bernilai positif (semakin tinggi debit, maka semakin tinggi pula head), *radial lean blade* membuat kurva kemiringan bernilai konstan terhadap head, dan *backward lean blade* membuat kurva kemiringan bernilai negatif (semakin tinggi debit, maka head semakin kecil).

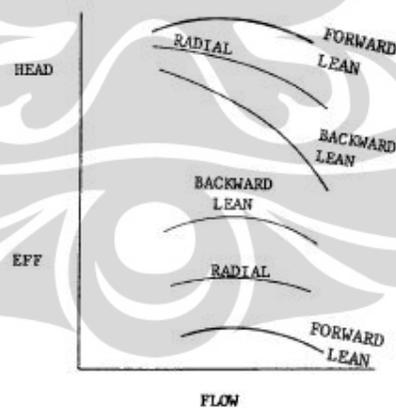
Bentuk blade berpengaruh terhadap kurva kemiringan karena memiliki besar sudut berbeda. Semakin tinggi sudut blade impeller, maka semakin rendah efisiensi dari kompresor. Hal ini terlihat pada gambar 2.11. Tipe *backward lean blade* memiliki efisiensi tertinggi karena sudut blade impeller paling kecil. Namun, memiliki head aktual paling rendah. Besarnya



Gambar 2.8 Kurva karakteristik pada tiap tipe blade

(Hanlon, Paul C. (2001). *Compressors Handbook*. New York : R. R. Donnelley & Sons Company. hal. 4.12)

sudut blade impeller dapat dipilih berdasarkan efisiensi dan head yang ingin dihasilkan. Pada zaman modern, tipe *backward lean blade* sangat sering digunakan karena sangat efisien.

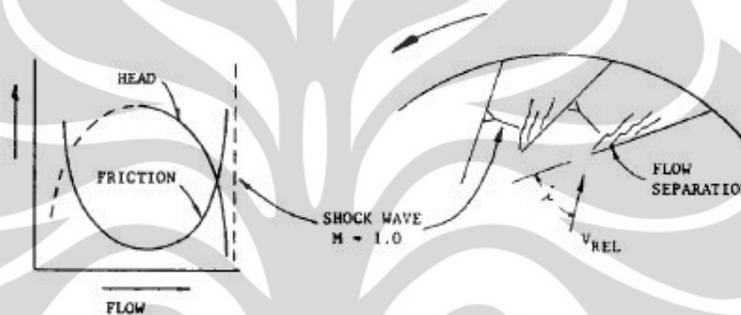


Gambar 2.9 Kurva head dan efisiensi pada tiap tipe blade

(Hanlon, Paul C. (2001). *Compressors Handbook*. New York : R. R. Donnelley & Sons Company. hal. 4.22)

b. Stonewall (or choking)

Stonewall adalah kondisi ketika debit terus meningkat dan head semakin kecil. Akibat *mass flow* terlalu tinggi, impeller seperti membentur dinding saat kontak dengan udara. Hal ini diakibatkan *mass flow* terlalu besar sehingga menyebabkan bilangan Mach mendekati 1. *Choking* memberikan efek negatif pada unjuk kerja kompresor dan bahkan mampu merusak kompresor.

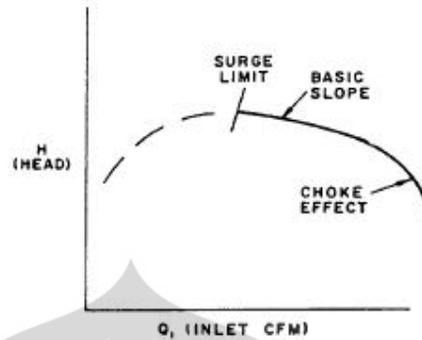


Gambar 2.10 *Stonewall region*

(Hanlon, Paul C. (2001). *Compressors Handbook*. New York : R. R. Donnelley & Sons Company. hal. 4.22)

c. Surging

Surging adalah daerah dimana head dan debit berbanding lurus pada kurva karakteristik kompresor. *Surging* terjadi saat rasio tekanan terus meningkat melewati surge limit, sedangkan *mass flow* ke kompresor terus berkurang. Kurangnya input *mass flow* menyebabkan adanya *backflow* pada sisi discharge kompresor sehingga menimbulkan tegangan bending pada semua komponen kompresor dan mampu merusak impeller. Jadi, surging adalah fenomena yang harus dihindari.



Gambar 2.11 Contoh kurva karakteristik kompresor sentrifugal
(Hanlon, Paul C. (2001). *Compressors Handbook*. New York : R. R. Donnelley & Sons Company. hal. 4.19)

2.4 Mekanika Fluida

Pada setiap pergerakan partikel fluida terdapat aplikasi Hukum Kedua Newton. Turunan dari Hukum Kedua Newton adalah Hukum Bernoulli.

$$F = ma \quad (2.10)$$

Persamaan Bernoulli digunakan dengan asumsi-asumsi fluida *inviscid* (viskositas fluida nol), adiabatik (tidak ada perpindahan kalor kecuali radiasi), *incompressible flow*, diterapkan sepanjang *streamline* dan *steady flow* (tidak terjadi perubahan menurut waktu pada suatu lokasi tertentu dalam medan aliran).

$$p + \frac{1}{2}\rho V^2 + \gamma z = \text{konstan disepanjang streamline} \quad (2.11)$$

Pada kenyataannya, kondisi fluida “ideal” seperti diasumsikan di atas tidak ada. Namun, banyak situasi di “dunia nyata” yang dapat dimodelkan oleh Persamaan Bernoulli karena aliran tersebut mendekati keadaan seperti diasumsikan di paragraf sebelumnya. Viskositas nol adalah bentuk pengabaian terhadap besarnya nilai viskositas karena dianggap memiliki efek relatif jauh lebih kecil dibandingkan efek perbedaan tekanan dan gravitasi. Partikel-partikel aliran *steady flow* mengalir disepanjang lintasannya yaitu *streamline*. *Streamline* adalah garis yang menyinggung tangensial terhadap semua titik vektor kecepatan di seluruh medan aliran. Artinya untuk menerapkan Hukum Kedua Newton harus berdasarkan koordinat *streamline*-nya. Fluida *compressible* tidak dapat dimasukkan ke dalam persamaan Hukum Kedua Newton ataupun Hukum

Bernoulli di atas karena untuk sebuah gas ideal, kerapatan (ρ) bervariasi tergantung terhadap tekanan (p) dan temperatur (T).

$$p = \rho RT \quad (2.12)$$

Namun, pada beberapa kasus, asumsi fluida *incompressible* dapat digunakan pada fluida *compressible* apabila rasio perbedaan tekanan antara dua titik di sepanjang medan aliran relatif kecil.

Persamaan Bernoulli adalah sebuah pernyataan matematika. Ketika partikel fluida bergerak, gaya gravitasi dan tekanan melakukan kerja pada partikel tersebut. Suku p pada Persamaan Bernoulli, menunjukkan kerja yang dilakukan oleh tekanan pada partikel fluida (tekanan statik). Suku γz menunjukkan kerja yang dilakukan oleh gravitasi (tekanan hidrostatik). Suku $\frac{1}{2}\rho V^2$ menunjukkan kerja yang dilakukan oleh energi kinetik (tekanan dinamik). Persamaan Bernoulli mengatakan bahwa jumlah tekanan statik, tekanan dinamik, dan tekanan hidrostatik disebut sebagai tekanan total dan konstan sepanjang *streamline*. Persamaan Bernoulli selain didapat dari menurunkan Hukum Kedua Newton, dapat diturunkan dari hukum pertama dan kedua termodinamika.

Untuk fluida *compressible* digunakan asumsi keadaan aliran isentropik (entropi konstan) dan *steady flow* dari gas sempurna. Aliran-aliran isentropik adalah proses adiabatik *reversible*, tidak ada gesekan ataupun perpindahan kalor, dan sangat banyak mendekati situasi fisik.

$$\left(\frac{k}{k-1}\right)\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 = \left(\frac{k}{k-1}\right)\frac{p_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 \quad (2.13)$$

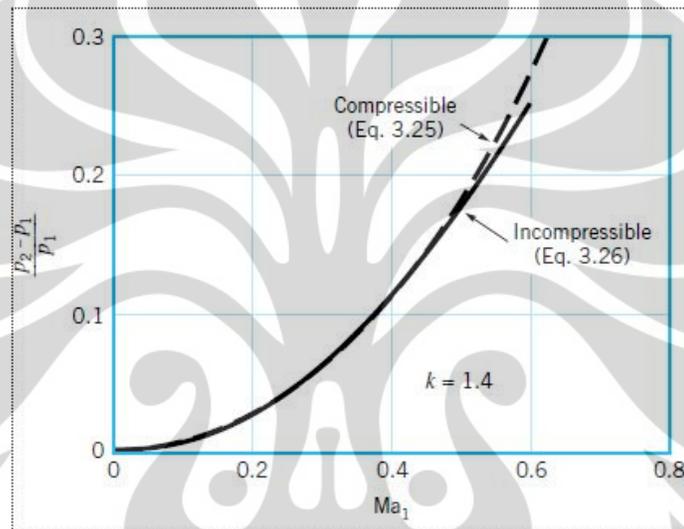
Nilai k pada persamaan 4.6 adalah rasio kalor jenis. Persamaan 4.6 dapat dituliskan dalam bentuk tak berdimensi sebagai berikut.

$$\frac{p_2 - p_1}{p_1} = \left[\left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_1^2\right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \quad (2.14)$$

Untuk fluida *incompressible*, digunakan persamaan tak berdimensi sebagai berikut.

$$\frac{p_2 - p_1}{p_1} = \frac{kMa_1^2}{2} \quad (2.15)$$

Plot dari persamaan 4.7 dan 4.8 terdapat pada gambar 2.17. pada grafik terlihat bahwa hasil aliran untuk *incompressible* dan *compressible* bersesuaian sampai bilangan Mach mendekati 0,3. Untuk bilangan Mach yang lebih besar, hasil antar keduanya semakin meningkat. Jadi, dapat disimpulkan bahwa suatu aliran gas sempurna dapat dianggap *incompressible* bila bilangan Machnya kurang dari 0,3.



Gambar 2.12 Perbandingan tekanan sebagai fungsi bilangan Mach untuk aliran *incompressible* dan *compressible*

(Bruce R. Munson, Donald F. Yong, Theodore H. Okiishi. (2003). *Mekanika Fluida edisi keempat jilid1*. Jakarta : PT. Gelora Aksara Pratama. hal. 161)

2.5 Sistem Fluida

Sistem fluida untuk kompresor sentrifugal atau mesin-mesin fluida lainnya memiliki dasar segitiga kecepatan. Kecepatan udara yang masuk ke kompresor memiliki tiga komponen, kecepatan aksial, kecepatan radial, dan kecepatan tangensial. Setiap mesin fluida memiliki tipe segitiga kecepatan masing-masing. Perbedaannya dapat berupa urutan terbentuknya segitiga kecepatan maupun garis yang dijadikan acuan untuk menentukan besarnya sudut.

Urutan terbentuknya segitiga kecepatan pada kompresor sentrifugal dimulai dari sisi inlet impeller. Udara masuk ke *eye* inlet impeller dengan

Universitas Indonesia

kecepatan absolut C_1 yang kemudian berpindah ke bagian *inducer*. Bagian *inducer* mengalirkan udara ke blade dan membuat aliran radial. Energi dialirkan ke udara oleh blade yang berotasi, sehingga meningkatkan tekanan statik dari r_1 ke r_2 . Udara mengalir ke outlet impeller dengan kecepatan C_2 . Sudut $\beta_2 = 0^\circ$, sedangkan kecepatan relatif W_2 memiliki sudut β'_2 karena terjadi slip. U_1 adalah kecepatan sudu inlet, dimana $U_1 = \omega \cdot r_1$. ω adalah kecepatan angular dari impeller dan r_1 adalah jari-jari dalam impeller. U_2 adalah kecepatan sudu outlet, dimana $U_2 = \omega \cdot r_2$. r_2 adalah jari-jari luar impeller. Penjelasan segitiga kecepatan tersebut dapat dilihat pada gambar 2.16.

Persamaan Euler untuk kerja per detiknya adalah

$$E = \frac{W}{mg} = \frac{U_2 C_{x2} - U_1 C_{x1}}{g} \quad (m) \quad (2.16)$$

Persamaan 2.9 setara dengan persamaan 2.10 berikut

$$E = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (m) \quad (2.17)$$

Dimana C_x adalah komponen kecepatan absolut searah kecepatan tangensial. Sedangkan E adalah Euler head yang menunjukkan head ideal atau teoritis oleh impeller.

Pada gambar 2.16, nilai α_1 dianggap $= 90^\circ$, sehingga $C_{x1} = 0$ dan $C_{r1} = C_1$. Persamaan 2.9 menjadi

$$E = \frac{W}{mg} = \frac{U_2 C_{x2}}{g} = \frac{U_2^2}{g} \quad (2.18)$$

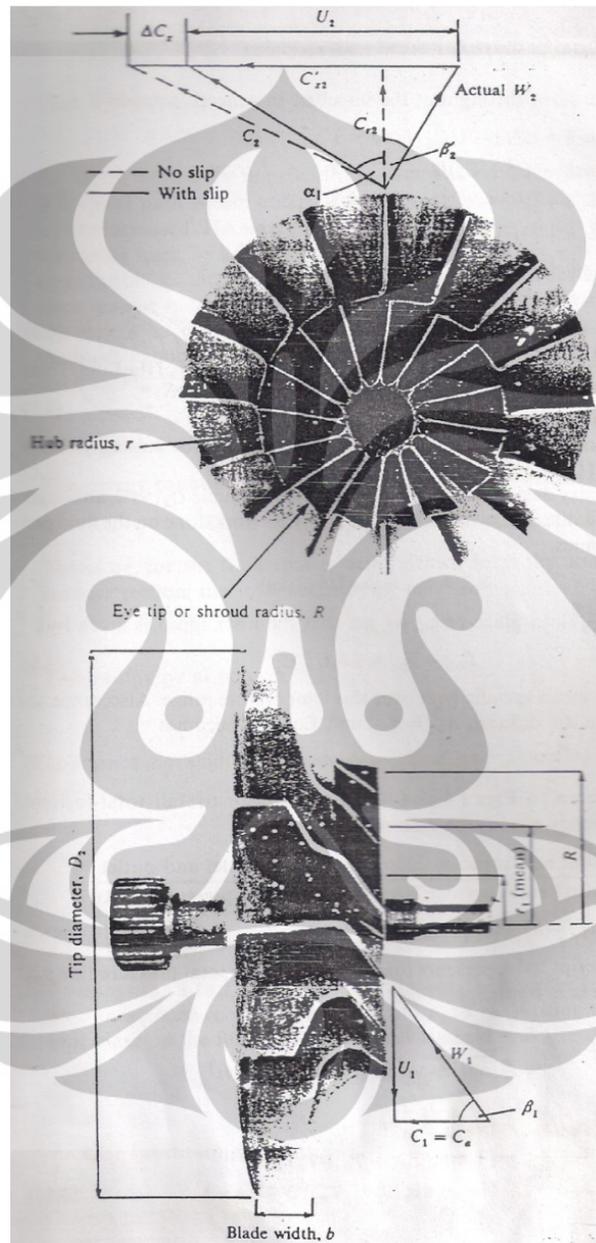
Slip faktor yang tepat untuk *radial vanes* adalah Slip Faktor The Sanitz. Dengan $\beta_2 = 0^\circ$, maka persamaan 2.9 menjadi:

$$\sigma_s = 1 - \frac{0,63\pi}{Z}$$

$$E = \sigma_s \frac{U_2^2}{g} \quad W/(N/s) \quad (2.19)$$

Persamaan 2.13 adalah perhitungan teoritikal kerja terhadap udara, bagaimanapun hasil aktual hanya bisa didapat dari eksperimen. Daya total per unit berat dari aliran dikalikan dengan faktor power input ψ , yang nilainya antara 1,035 dan 1,040. Sehingga persamaan 2.10 menjadi

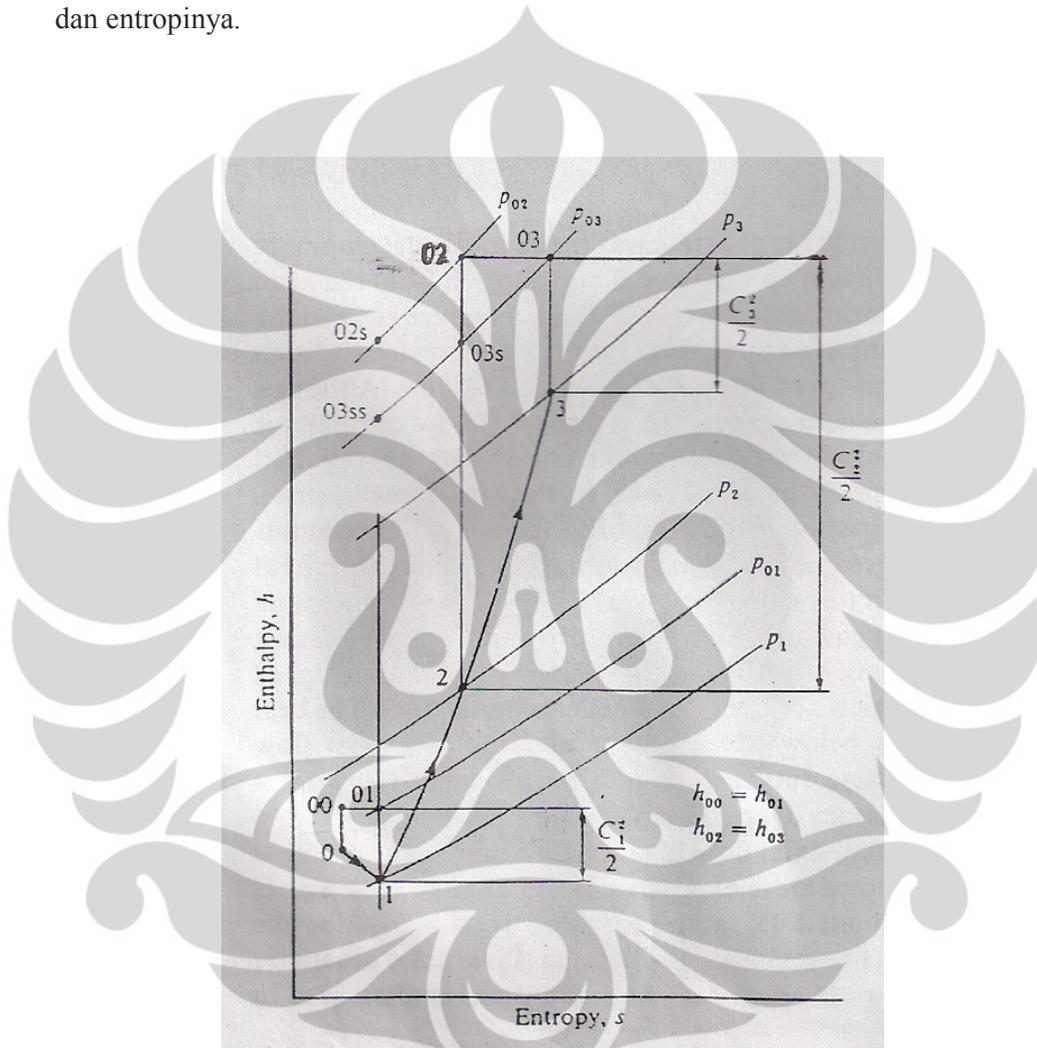
$$E = \psi \sigma_s \frac{U_2^2}{g} \quad \left(W / \left(\frac{N}{s} \right) \right) \quad (2.20)$$



Gambar 2.13 Segitiga kecepatan pada inlet dan outlet impeller kompresor sentrifugal (Sayers, A.T. (1992). *Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines*. India: Thomson Press. hal. 133)

2.5.1 Kurva Mollier

Kelakuan termodinamika untuk *compressible flow* tentu berbeda dengan *incompressible flow*. Pada *compressible flow*, seperti yang telah dijelaskan pada subbab Mekanika Fluida, kerapatan sangat tergantung pada tekanan dan temperatur. Oleh karena itu, digunakan kurva Mollier untuk mengetahui entalpi dan entropinya.



Gambar 2.14 Kurva Mollier

(Sayers, A.T. (1992). *Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines*. India: Thomson Press. hal. 134)

Subscript 0 bila diikuti angka lain (1, 2, 3) menunjukkan pada kondisi total, sedangkan bila tidak diikuti angka lain menunjukkan kondisi awal. *Subscript 1, 2, dan 3* mengacu pada kondisi di inlet impeller, outlet impeller, dan diffuser

Universitas Indonesia

bila sebelumnya diawali angka 0, sedangkan bila angka – angka tersebut berdiri sendiri menunjukkan suatu kondisi. *Subscript* s menunjukkan kondisi isentropi dan ss kondisi akhir pada saat isentropi. Kondisi 0 nilai total entalpinya ditunjukkan oleh titik 00, kondisi 1 nilai total entalpinya ditunjukkan oleh titik 01, kondisi 2 nilai total entalpinya ditunjukkan oleh titik 02, dan kondisi 3 nilai total entalpinya ditunjukkan oleh titik 03. Nilai $h_{00} = h_{01}$ karena posisi kedua titik sejajar terhadap nilai entalpi (h), begitu pula nilai $h_{02} = h_{03}$.

2.5.2 Inlet

Persamaan umum energinya adalah

$$h_{0(kondisi)} = h_{(kondisi)} + \frac{C_{(kondisi)}^2}{2} = \text{konstan}$$

Nilai total entalpi pada kondisi 0 = nilai total entalpi pada kondisi 1, dengan asumsi *steady flow* dan adiabatik

$$\begin{aligned} h_{00} &= h_{01} \\ h_0 + \frac{c_0^2}{2} &= h_1 + \frac{c_1^2}{2} \end{aligned} \quad (2.21)$$

2.5.2 Impeller

Kondisi impeller ditunjukkan oleh poin 1 sampai poin 2. Pada kurva Mollier terlihat bahwa poin 2 sejajar dengan poin 3, yang artinya nilai $h_{02} = h_{03}$. Jadi, dapat dituliskan dengan persamaan

$$\begin{aligned} E = \frac{W}{m} &= h_{02} - h_{01} = h_{03} - h_{01} = \psi \sigma_s \frac{U_2^2}{g} \left(\frac{J}{kg} \right) \quad (2.22) \\ h &= Cp \cdot T \end{aligned}$$

Persamaan 2.16 kemudian dapat ditulis menjadi

$$T_{03} - T_{01} = \psi \sigma_s \frac{U_2^2}{Cp} \quad (2.23)$$

Berdasarkan gambar 2.19, maka didapat efisiensi pada kondisi isentropic adalah

$$\begin{aligned} \eta_c &= \frac{\text{Entalpi total isentropic antara inlet dan outlet}}{\text{Entalpi total aktual antara inlet dan outlet}} \\ \eta_c &= \frac{(h_{03ss} - h_{01})}{(h_{03} - h_{01})} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Persamaan rasio tekanannya adalah

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = [1 + \eta_c \psi \sigma_s (\gamma - 1) U_2^2 / a_{01}^2]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.25)$$

2.5.3 Diffuser

Pada diffuser tidak ada kerja terhadap fluida kerja, sehingga

$$\begin{aligned} h_{03} &= h_{02} \\ h_3 + \frac{C_3^2}{2} &= h_2 + \frac{C_2^2}{2} \end{aligned} \quad (2.26)$$

2.6 Computational Fluid Dynamics

Computational Fluid Dynamics (CFD) adalah suatu analisis sistem terkait aliran fluida, perpindahan kalor dan fenomena yang terkait seperti rekasi kimia yang dilakukan oleh komputer, menggunakan simulasi (Versteg, 1995). Jadi, dalam hal ini CFD hanyalah alat bantu untuk mempermudah pengkajian suatu *engineering problem* berdasarkan ilmu-ilmu terkait seperti mekanika fluida, sistem fluida, perpindahan kalor, dan lain-lain.

Beberapa keuntungan menggunakan CFD antara lain:

- a. Mereduksi waktu dan biaya dari perancangan-perancangan baru.
- b. Memiliki kemampuan untuk mempelajari sistem dimana jika dilakukan eksperimen sulit atau tidak mungkin untuk dilaksanakan.
- c. Memiliki kemampuan untuk mempelajari sistem pada kondisi berbahaya di atas atau di bawah batas unjuk kerja.
- d. Memiliki hasil-hasil yang tidak terbatas secara prakteknya

Untuk dapat melakukan analisa seperti yang telah dijelaskan di atas, metode CFD memiliki 3 elemen utama, yaitu:

- a. Pre-Processor

Pre-processor adalah input dari suatu problem aliran yang dimasukkan ke program CFD untuk kemudian diolah oleh solver. Aktivitas pengguna pada tahap pre-processor meliputi:

- Mendefinisikan geometri dari daerah yang akan dikaji (*computational domain*).
- Membuat grid (mesh) dari *cells-cells* pada domain yang akan dikaji (semakin banyak grid yang dibentuk pada suatu daerah maka akan

semakin detail hasilnya, tetapi membuat simulasi menjadi lebih lama, oleh karena itu grid banyak umumnya hanya dibuat pada daerah yang difokuskan atau banyak terdapat fenomena mekanika fluida, sistem fluida atau perpindahan kalor).

- Menentukan fenomena fisika dan kimia yang perlu diinput untuk dimodelkan.
- Mendefinisikan sifat-sifat fluida
- Menspesifikasikan kondisi batas pada *cells* yang satu poros atau mengenai batas domain.

Solusi dari problem aliran (kecepatan, tekanan, temperatur, dll) didefinisikan sebagai *nodes* (titik) di setiap *cell*. Node adalah kajian terkecil dari partikel pada suatu aliran fluida, sehingga bisa disebut juga titik. Akurasi solusi CFD ditentukan oleh jumlah cells dalam grid (seperti yang telah dijelaskan pada poin b).

b. Solver

Pada tahap ini, komputer akan melakukan perhitungan terhadap data-data input yang telah diberikan. Solver dilakukan dengan proses iterasi sampai hasil perhitungan mencapai konvergen. Konvergen adalah sifat dari metode numerik untuk menghasilkan solusi yang mendekati solusi eksaknya. Tahap ini juga sering disebut sebagai proses running.

Metode yang digunakan untuk melakukan iterasi untuk aliran fluida adalah metode finite volume. Metode finite volume mengintegrasikan persamaan semua aliran fluida melalui semua *control volume* (yang memiliki batas) dari domain solusi.

c. Post-Processor

Tahap post-processor menampilkan hasil perhitungan. Hasil perhitungan yang ditampilkan antara lain:

- tampilan grid dan domain,
- plot vektor (kecepatan, temperatur, tekanan, dll),
- plot kontur,
- plot permukaan 2 dimensi dan 3 dimensi,

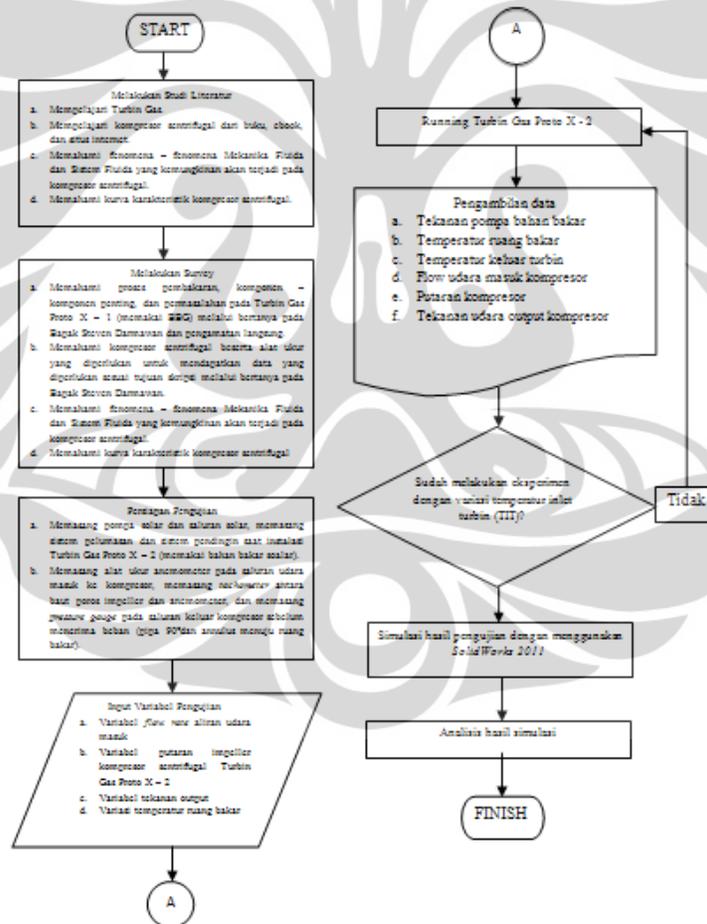
- *tracking* partikel fluida.

Selanjutnya dilakukan analisa-analisa terkait fenomena-fenomena yang terlihat dari hasil perhitungan dengan ilmu-ilmu yang terkait.



BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Pada penelitian ini, penulis meneliti tentang kurva karakteristik kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2, fenomena fisik yang terjadi pada kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2, dan unjuk kerja dari kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2. Eksperimen dilakukan berulang-ulang dengan mengatur TIT (*Temperature Inlet Turbine*). Data yang didapatkan kemudian diolah untuk dibuatkan kurva karakteristik, disimulasikan dengan CFD, dan dianalisis.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.1 Peralatan dan Perlengkapan

Peralatan dan perlengkapan yang diperlukan pada penelitian kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2 antara lain:

a. Turbin Gas Mikro Proto X-2

Turbin Gas Mikro Proto X-2 terdiri dari *turbocharger* Garrett TA31, ruang bakar, dan annulus. Annulus berfungsi sebagai saluran yang menyuplai udara dari blower dan kompresor sentrifugal Garret TA31 saat proses *start up*. Turbin Gas Mikro Proto X-2 adalah generasi kedua dari Turbin Gas Mikro Proto X-1.

Generasi kedua memiliki beberapa perkembangan dan perbedaan dari generasi pertama, diantaranya:

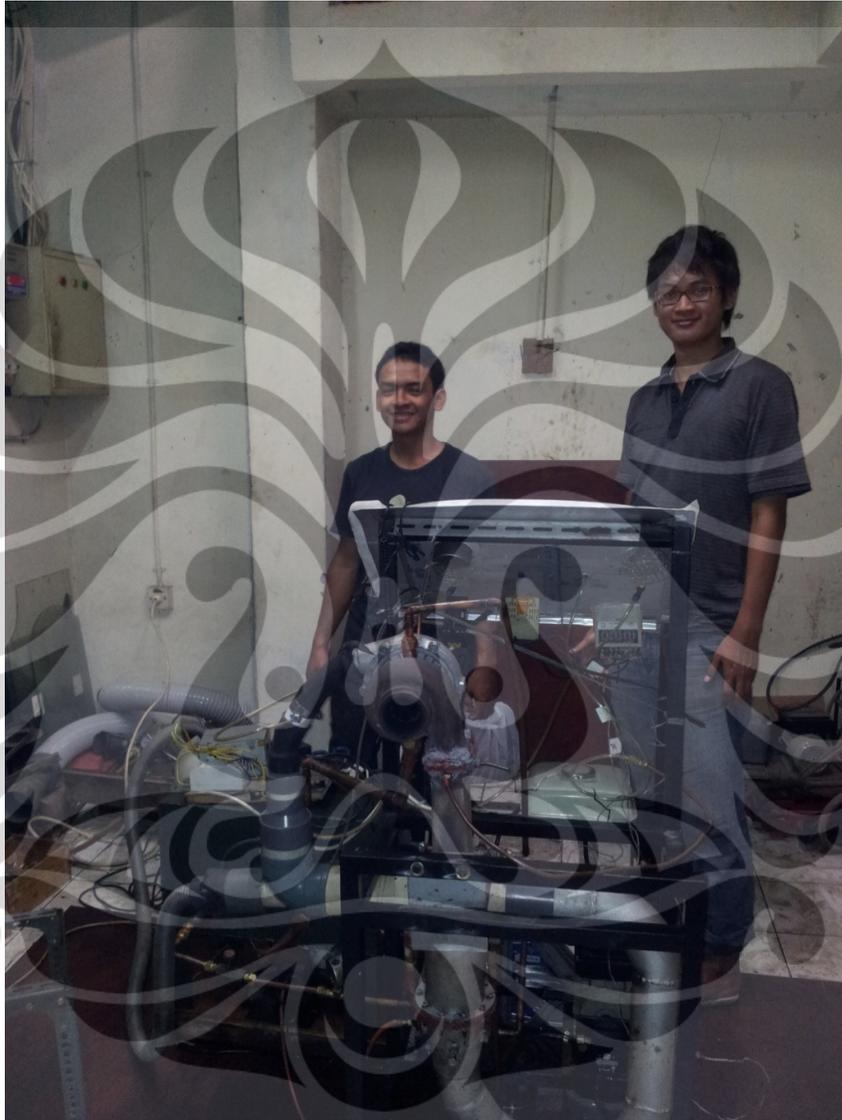
- a. Bahan bakar yang digunakan adalah solar, dimana pada generasi sebelumnya menggunakan bahan bakar gas elpiji.
- b. Pada sistem pelumasan telah dipasang *oil filter* dan *oil cooler*.
- c. Penggunaan alat ukur yang lebih presisi dibandingkan generasi sebelumnya. Penggunaan anemometer untuk mengukur flow dari kompresor serta *tachometer* untuk mengukur frekuensi impeller T31.

Alasan penggunaan solar dikarenakan solar telah umum digunakan sebagai bahan bakar turbin gas selain gas CNG (*Compressed Natural Gas*) ataupun LPG (*Liquid Petroleum Gas*). Selain itu, solar memiliki keamanan lebih tinggi dibandingkan gas dikarenakan sifatnya yang sulit menguap. Faktor keamanan yang lebih tinggi menjadi faktor penting karena pada Turbin Gas Mikro Proto X-2 masih ditemukan beberapa sedikit kebocoran pada saluran bahan bakar. Beberapa sedikit kebocoran tersebut diantaranya; kebocoran pada selang solar, kebocoran pada *fitting* ruang bakar dan ruang *inlet* turbin.

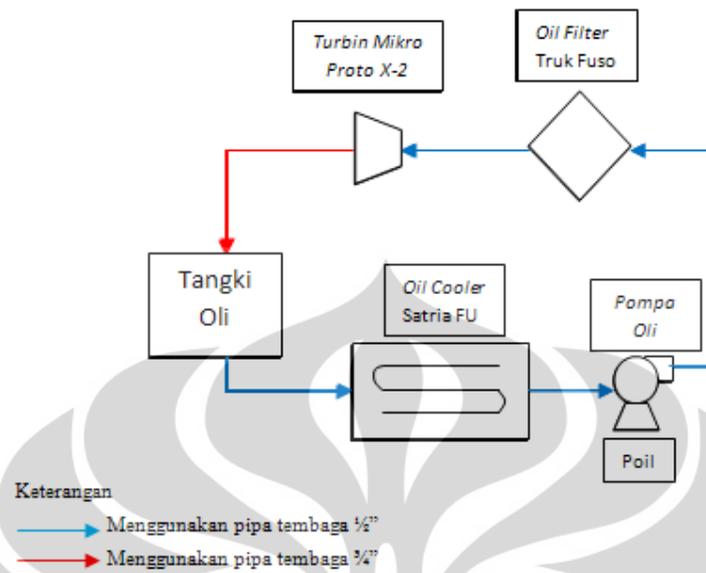
Beberapa pengembangan pada Turbin Gas Mikro Proto x-2 dilakukan untuk memperbaiki sistem pelumasan, memperbaiki sistem pendingin, dan meningkatkan akurasi dalam pengukuran sehingga didapatkan data yang lebih presisi. *Oil cooler* yang digunakan adalah *oil cooler* Satria FU, sedangkan *oil filter* yang digunakan adalah *oil filter* Truk Fuso. *Oil cooler* Satria FU dipilih karena dinilai mampu untuk mendinginkan oli dan tidak memakan ruang banyak sehingga mempermudah proses instalasi. Sedangkan *oil filter* Truk dipilih karena adapter dan *oil filter* Truk tidak menimbulkan kebocoran. Hal ini berbeda dengan

Universitas Indonesia

adapter dan *oil filter* Toyota Kijang yang menimbulkan kebocoran ketika Turbin Gas Mikro Proto X-2 *running*.



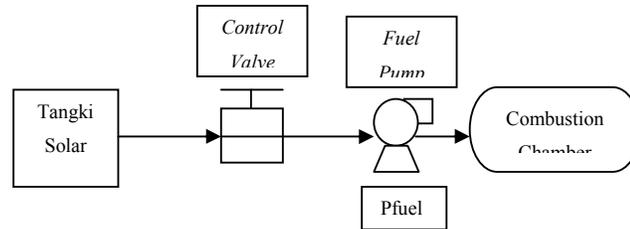
Gambar 3.2 Turbin Gas Mikro Proto X-2 bersama mahasiswa penguji.



Gambar 3.3 Skema sistem pelumas dan sistem pendingin pada Turbin Gas Mikro Proto X-2

Sistem pelumasan menggunakan pipa tembaga dengan alasan untuk meminimalisir gesekan, yang terjadi antara oli dan pipa tembaga, sehingga meminimalisir panas yang timbul akibat gesekan tersebut. Pipa tembaga 1/2" digunakan dari output tangki oli sampai turbin untuk menjaga agar tekanan oli tinggi dan mampu mencapai turbin yang letaknya di atas tangki oli. Sedangkan pipa tembaga 3/4" digunakan untuk menurunkan temperatur yang berbanding lurus dengan penurunan tekanan. Tekanan akan semakin turun bila luas penampang aliran fluida semakin besar. Oli yang digunakan adalah pelumas kendaraan umum jenis 10W-40.

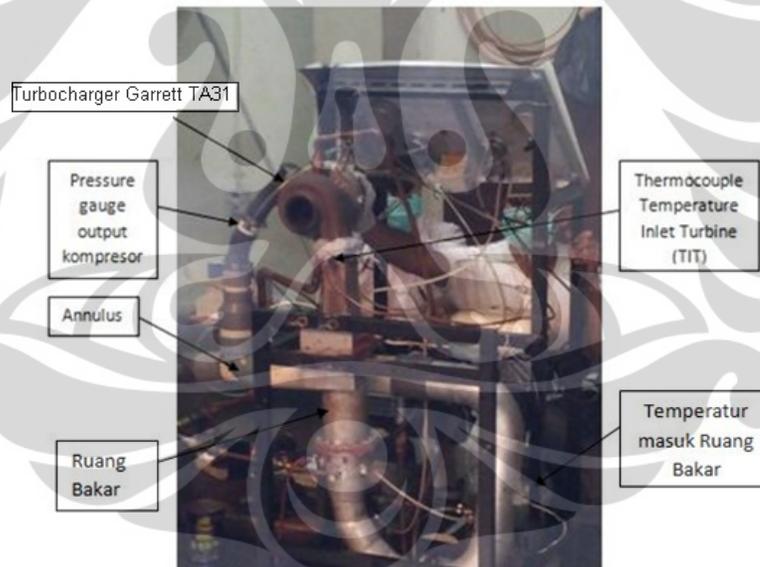
Saluran bahan bakar menggunakan selang bahan bakar dikarenakan faktor kemudahan penginstalan dan tidak terlalu berpengaruhnya faktor *losses* bahan bakar pada saat Turbin Gas Mikro Proto X-2 *running*. *Control valve* dipasang setelah tangki untuk mempersingkat saluran bahan bakar dari tangki solar ke ruang bakar. Hal ini tidak terlihat pada gambar 2.6, tetapi pada kenyataan di lapangan hal ini akan tampak jelas perbedaan panjang saluran bahan bakar bila *control valve* dipasang sebelum dan sesudah pompa solar. Selang bahan bakar berukuran 1/4".



Gambar 3.4 Skema saluran bahan bakar Turbin Gas Mikro Proto X-2



Gambar 3.5 a. *oil cooler* Satria FU, b. *oil filter* Truk

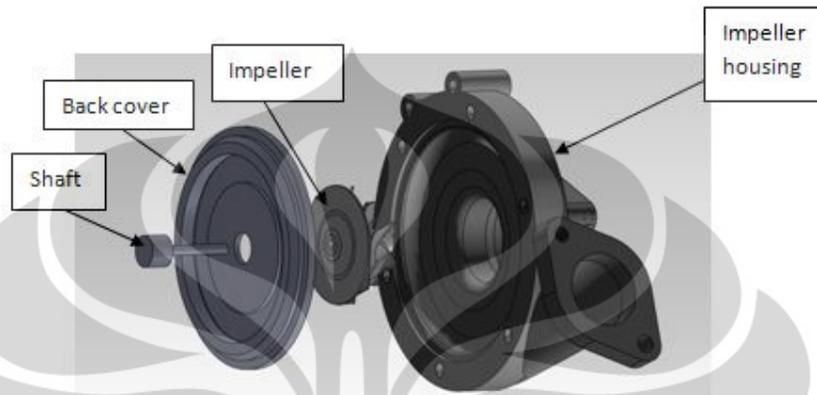


Gambar 3.6 Turbin Gas Mikro Proto X-2

Kedepannya Turbin Gas Mikro Proto X-2 akan terus dikembangkan hingga menjadi turbin gas pembangkit listrik skala mikro dengan bahan bakar

bioenergy. Namun, fokus utama sampai saat ini adalah meningkatkan efisiensi turbin gas.

b. Kompresor Radial Garrett TA31



Gambar 3.7 Kompresor Radial Garrett TA31

Kompresor Radial Garrett TA31 tergolong kompresor sentrifugal. Ruang lingkup Kompresor Radial Garrett TA31 dapat dilihat pada kurva karakteristiknya.

Sumbu horisontal pada kurva karakteristik Kompresor Radial Garrett TA31 menunjukkan *corrected air flow*. *Corrected air flow* umum dicantumkan pada spesifikasi kurva karakteristik kompresor karena ketika memplot data aliran udara aktual pada peta kompresor, aliran harus dikoreksi untuk memperhitungkan kondisi atmosfer yang berbeda yang mempengaruhi kepadatan udara. Sebagai contoh, ada kondisi aliran udara sebagai berikut:

$$\text{Air Temperature (Air Temp)} = 60^{\circ}\text{F} = 15,5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Barometric Pressure (Baro)} = 14,7 \text{ psi}$$

$$\text{Engine air consumption (Actual Flow)} = 50 \text{ lb/min}$$

Maka besar *corrected air flow* pada kondisi tersebut:

$$\text{Corrected Air Flow} = \frac{\text{Actual Flow} \times \sqrt{[\text{Air Temp} + 460]/545}}{\text{Barometric Pressure}/13,95} \quad (3.1)$$

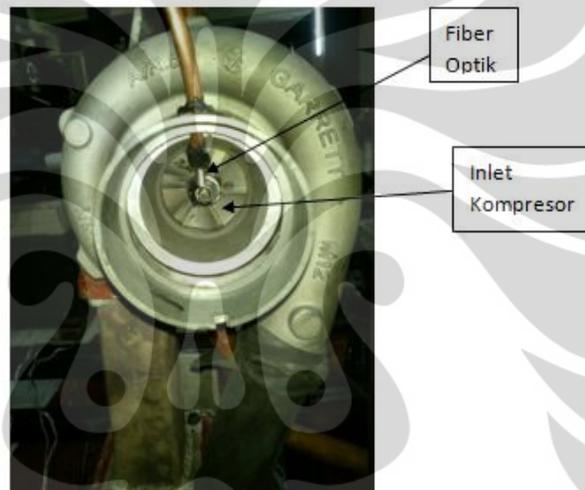
$$\text{Corrected Air Flow} = \frac{50 \text{ lb/min} \times \sqrt{[60 + 460]/545}}{14,7 \text{ psi}/13,95} = 46,3 \text{ lb/min}$$

Sumbu vertikal pada kurva karakteristik menunjukkan rasio tekanan.

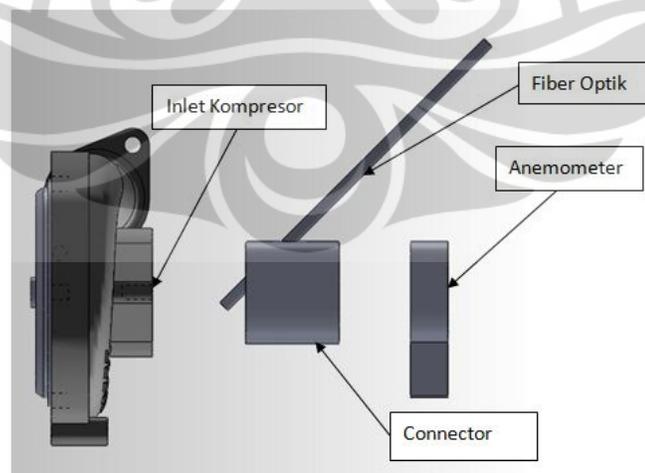
d. Tachometer dan fiber optik



Gambar 3.10 Tachometer



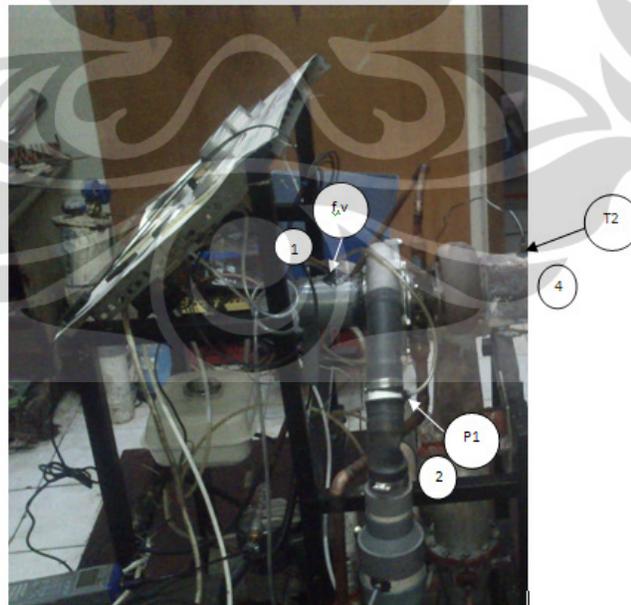
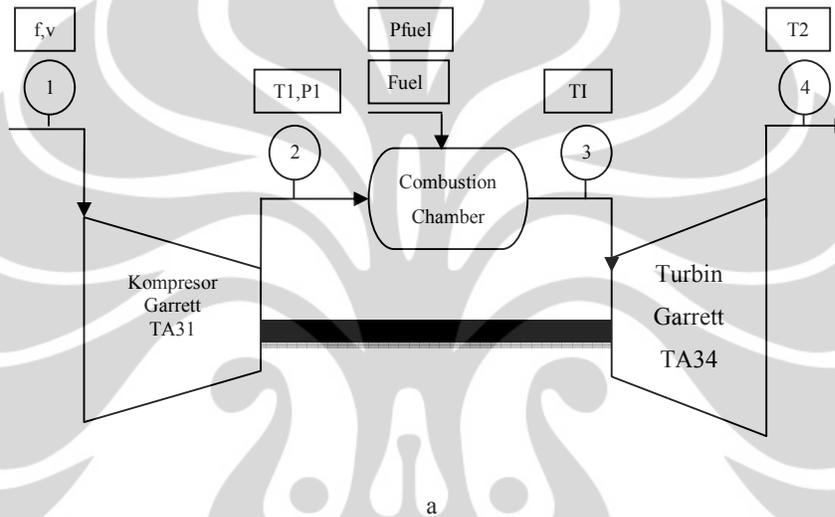
Gambar 3.11 Posisi fiber optik untuk tachometer di inlet kompresor tampak depan

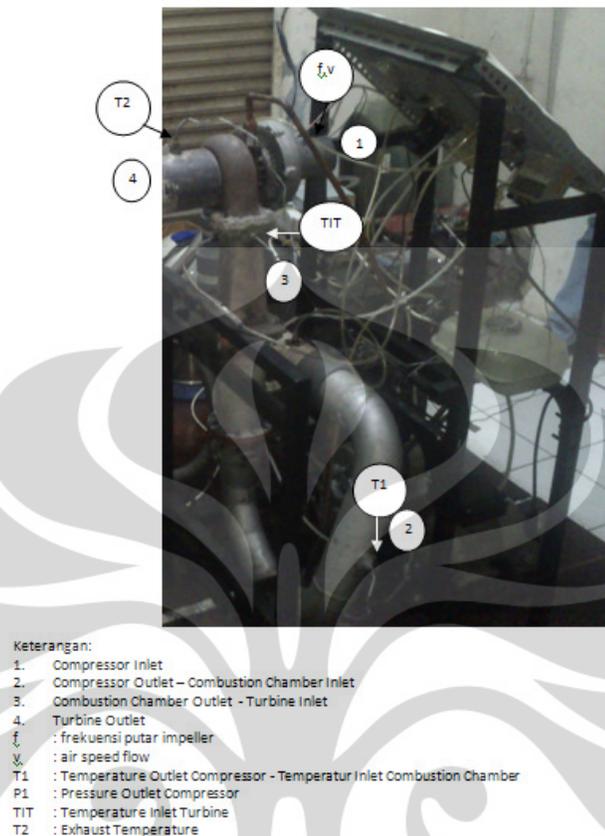


Gambar 3.12 Susunan alat ukur pada bagian inlet kompresor tampak samping

- e. *Pressure Gauge* (pada pompa bahan bakar dan output kompresor)
- f. *Thermocouple* (pada ruang bakar dan saluran gas buang)
- g. **Software Solidworks 2011**

3.2 Skema Pengujian





c

Gambar 3.13 Skematik Pengujian Turbin Gas Mikro Proto X – 2, a. skematik, b. skema tampak samping kanan, c. skema tampak samping kiri.

3.3 Kondisi Pengujian

Pengujian dilakukan 2 tahap. Tahap pertama adalah pengujian kompresor sentrifugal Turbin Gas Mikro Proto X-2 untuk mendapatkan data yang kemudian digunakan untuk membuat kurva karakteristik dan melakukan pengujian tahap kedua. Tahap kedua adalah pengujian aliran fluida dan unjuk kerja menggunakan CFD.

Kondisi pengujian pada tahap pertama adalah turbin gas di-*running* dengan mengontrol variabel *flow rate* solar. Alasan mengontrol variabel *flow rate* solar adalah untuk mengatur besarnya proses pembakaran yang digunakan untuk memutar turbin. Namun, dikarenakan besarnya variabel *flow rate* solar sulit diukur, saat Turbin Gas Mikro Proto X-2 *running*, maka diputuskan untuk mengontrol variabel *Temperature Inlet Turbine* (TIT). Pengujian tahap pertama

Universitas Indonesia

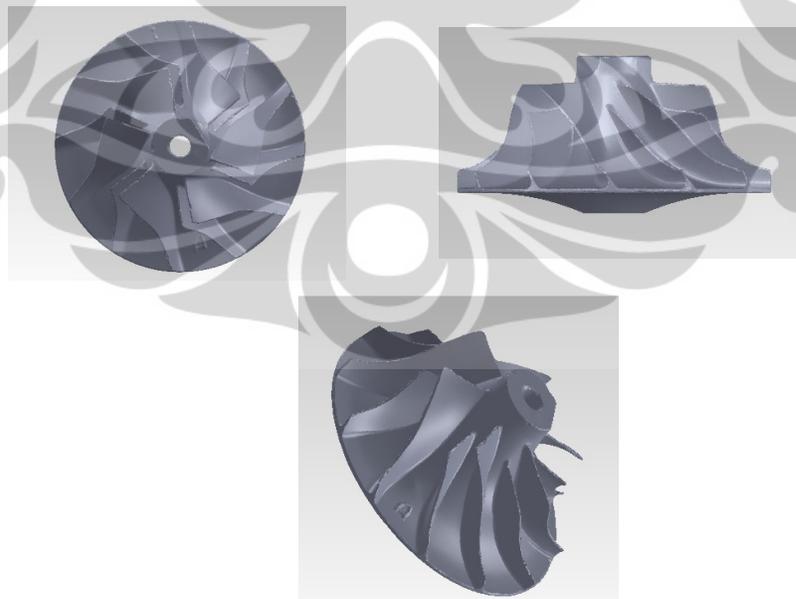
dilakukan berulang-ulang dengan mengatur variabel TIT untuk meminimalisir mendapatkan data yang gagal. Data diambil saat TIT stabil pada 300°C, 350°C, 400°C, 450°C, 500°C, 550°C, dan 600°C.

Variabel-variabel yang didapatkan dari pengujian tahap pertama, diantaranya; *flow rate* udara inlet kompresor, kecepatan udara inlet kompresor, frekuensi impeller, tekanan output kompresor (P1), temperatur output kompresor (T1), tekanan bahan bakar, dan temperatur *exhaust turbin* (T2). Variable-variebl tersebut kemudian diolah untuk menampilkan kurva karakteristik dan diinput untuk simulasi CFD untuk mengetahui fenomena fisik dan unjuk kerjanya.

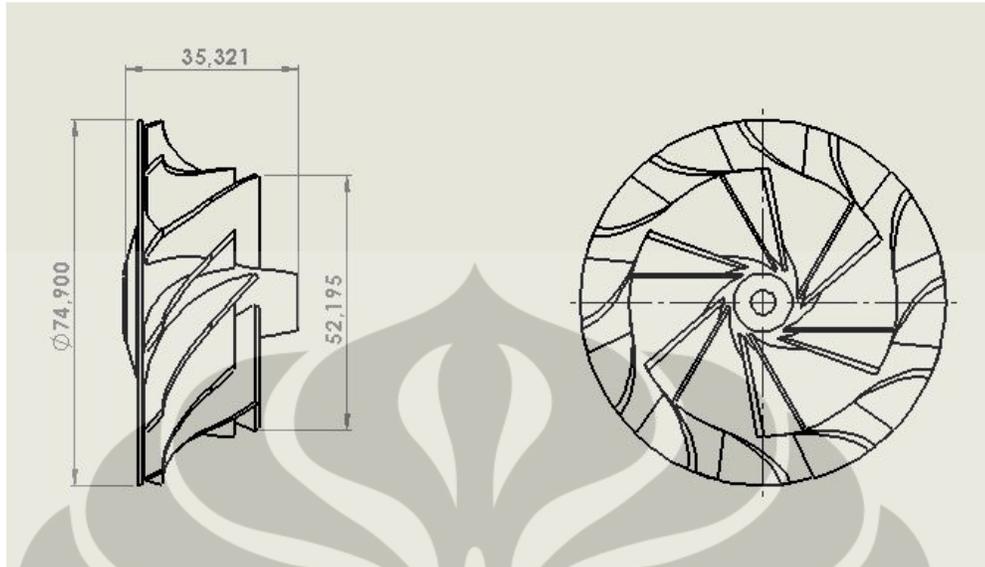
Kondisi pengujian tahap kedua, yaitu:

a. *Prototype Turbocharger Garrett TA31*

Kondisi geometri impeller didapatkan dari hasil foto 3 dimensi yang kemudian diubah menjadi gambar permukaan (berformat STL) dan titik – titik x, y, z pada excel. Gambar ini kemudian dijadikan acuan gambar impeller CAD 3 dimensi. Gambar berformat STL serta hasil pengukuran oleh Saudara Steven Darmawan ST. M.T, digunakan sebagai acuan untuk membuat gambar impeller Garrett TA31.

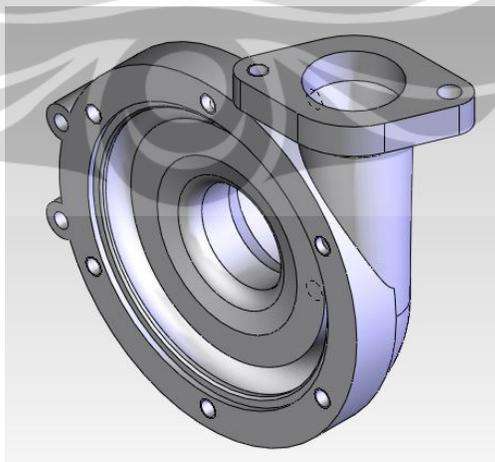


Gambar 3.14 Impeller Radial Garrett TA31 hasil foto 3 dimensi



Gambar 3.15 Impeller Radial Garrett TA31 CAD

Sedangkan untuk gambar CAD Housing Impeller Garrett TA31, dihasilkan dari *editing* pada Housing Impeller Garrett T28 dengan menyesuaikan ukuran dari Impeller Radial Garrett TA31. Housing Impeller Garrett TA31 memiliki rasio AR 0,6 sedangkan Housing Impeller Garrett TA31 memiliki rasio AR 0,5. Perbedaan rasio AR yang tidak terlalu jauh itulah yang menjadikan Housing Impeller Garrett T28 dipilih untuk kemudian diedit dan disesuaikan dengan Impeller Garrett TA31 yang telah didesain.



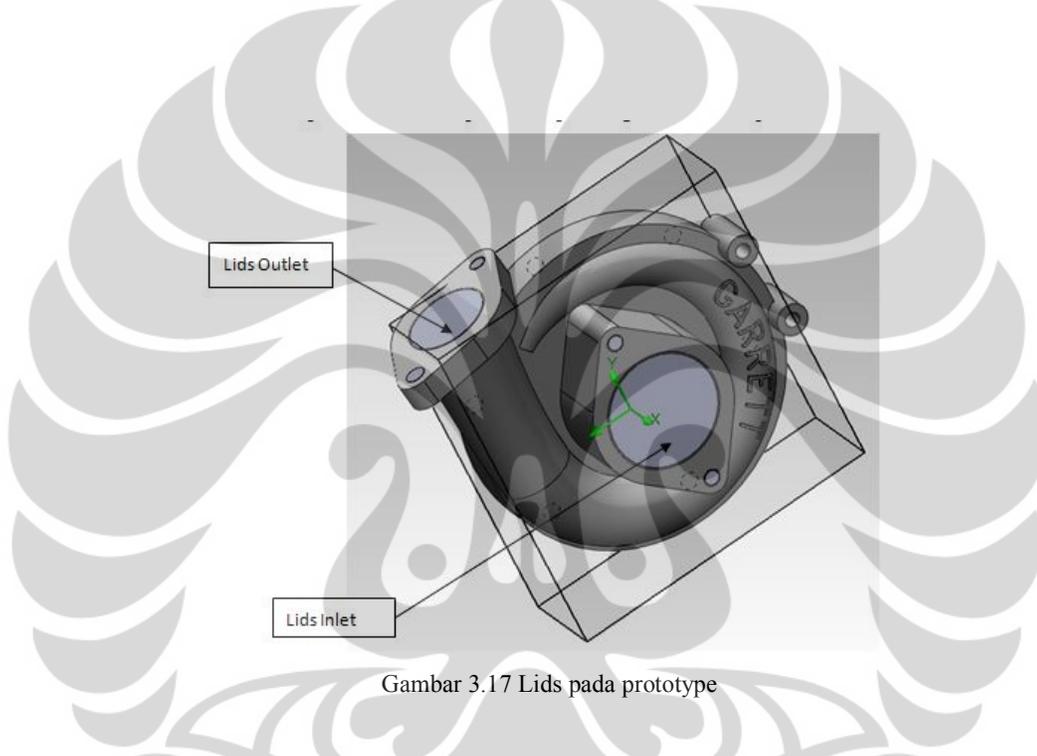
Gambar 3.16 Impeller Housing Garrett TA31

Universitas Indonesia

b. Membuat Lids

Lids digunakan sebagai batasan ruang lingkup aliran fluida yang disimulasi menggunakan CFD. Sebelem muncul menu lids, flow simulation harus diaktifkan terlebih dahulu pada SolidWorks 2011 dengan cara Tools > Add Ins > Flow Simulation.

Pada pengujian ini, lids inlet dibuat pada bagian inlet kompresor dan lids outlet dibuat pada bagian outlet kompresor.

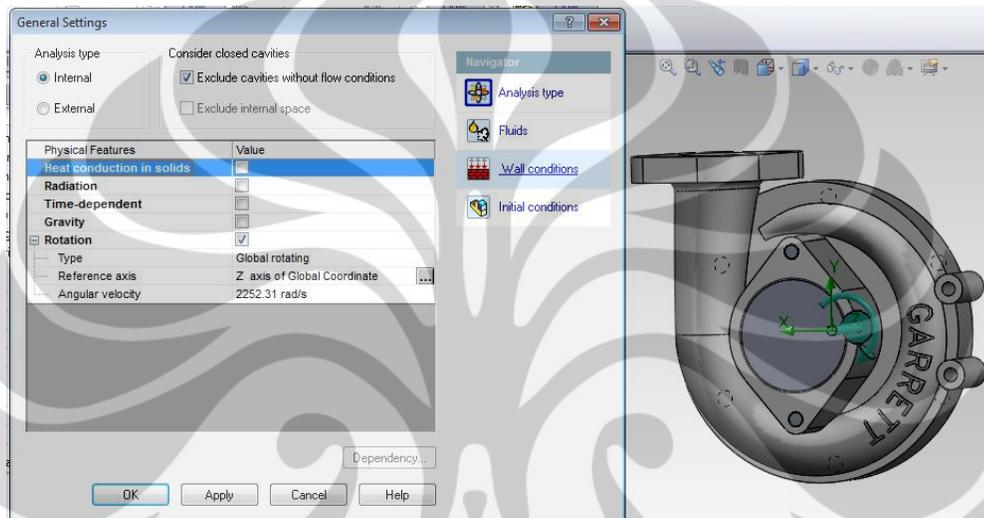


Gambar 3.17 Lids pada prototype

c. Membuat proyek baru

Proyek baru dibuat dengan menggunakan menu Wizard. Berikut settingan boundary condition pada menu wizard. Menu rotasi global diaktifkan dengan memasukkan nilai kecepatan angular rata-rata keseluruhan eksperimen tahap pertama 2252,31 rad/s. Sumbu referensi adalah Z. Perbedaan antara rotasi global dan rotasi lokal adalah asumsi objek kajian yang berotasi. Bila pada rotasi global, semua objek kajian dianggap berotasi dan pada boundary condition input, harus ada objek yang dijadikan wall (stator atau tidak berotasi). Hal ini berkebalikan dengan rotasi lokal. Rotasi lokal menganggap semua objek diam dan pada boundary condition input harus dipilih objek yang berotasi.

Fluidanya adalah udara dengan aliran yang turbulen dan laminar. Kondisi wall dianggap adiabatik, yang artinya tidak ada perpindahan panas. Pada simulasi ini wall dianggap adiabatik karena faktor perpindahan panas tidak terlalu berpengaruh pada simulasi ini. Sedangkan kekasaran permukaan bidang objek dianggap 0. Kondisi awal disetting default.

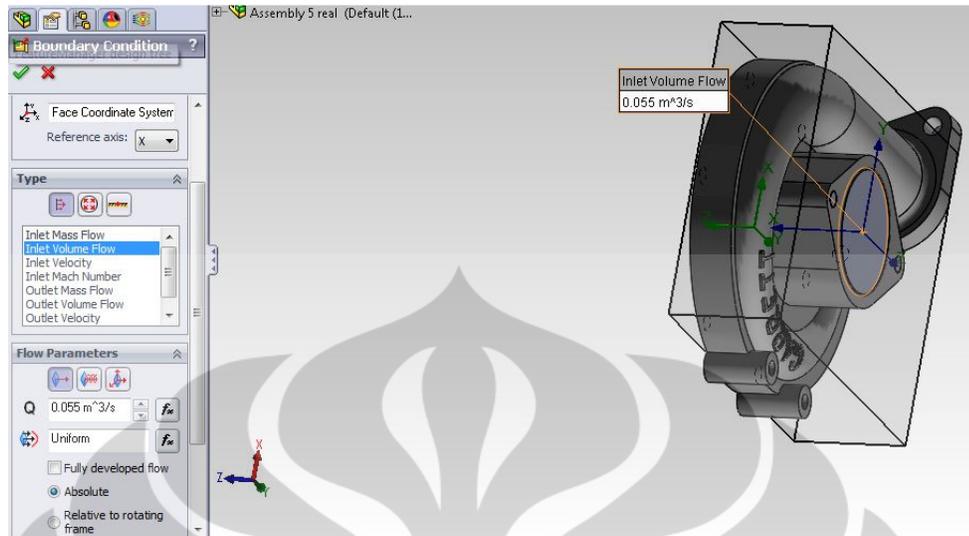


Gambar 3.18 Tipe Analisis Simulasi

d. Menspesifikasikan *boundary condition*

- Inlet Volume Flow

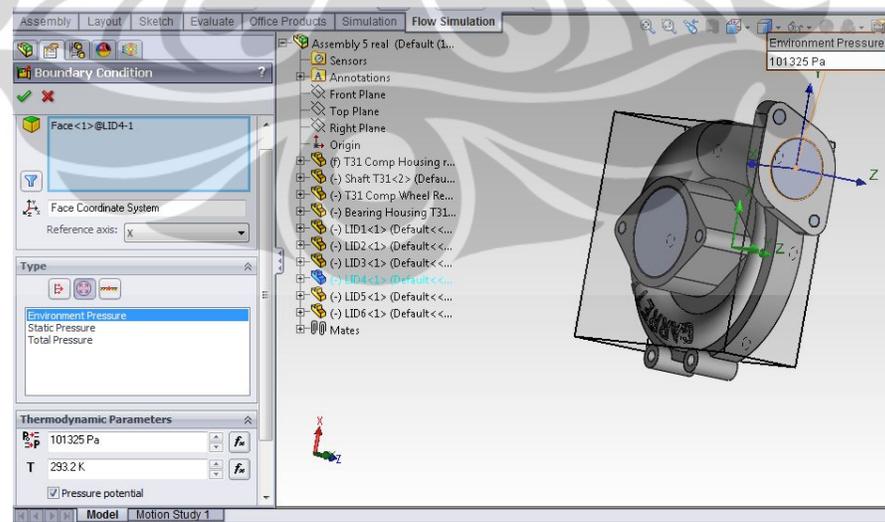
Pada *boundary condition* inlet volume flow, bagian dalam dari lids inlet dipilih. Kemudian dimasukkan nilai volume aliran absolut seragam sebesar $0,055 \text{ m}^3/\text{s}$ yang arahnya normal terhadap lids inlet. Sumbu referensi adalah X.



Gambar 3.19 Boundary Condition Inlet

- Tekanan Lingkungan

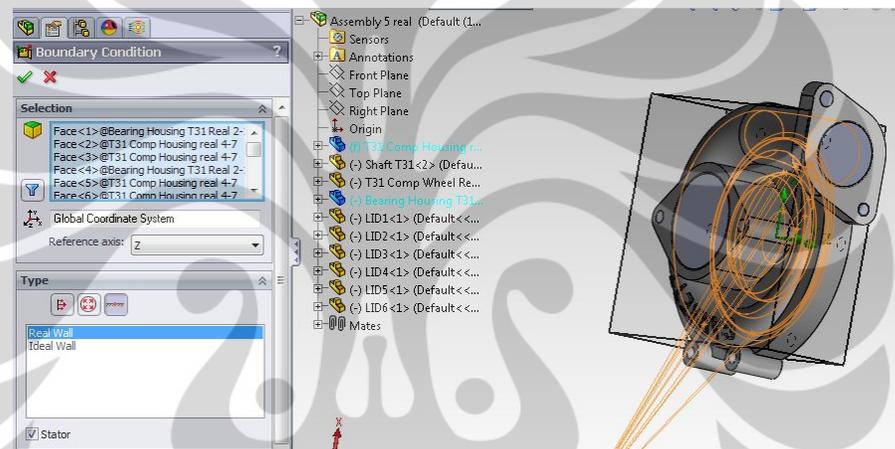
Pada *boundary condition* tekanan lingkungan, bagian dalam dari lids outlet dipilih. Kemudian dipilih tekanan lingkungan dengan nilai default ($P = 101.325 \text{ Pa}$, $T = 293,2$). Pilihan tekanan potensial dipilih karena terdapat tekanan dinamik yang cukup besar sehingga mempengaruhi besarnya tekanan total pada daerah outlet. Sumbu referensi adalah X.



Gambar 3.20 Boundary Condition Outlet

- Wall

Pada *boundary condition* wall, komponen Housing Impeller Garrett TA31 dan back cover Housing Impeller Garrett TA31 dipilih. Kemudian dilakukan filter permukaan dan menjadikan komponen yang dipilih wall > stator. Filter permukaan dilakukan untuk memastikan hanya permukaan yang memiliki kontak dengan fluida saja yang terpilih (Filter Face > Remove Outer Face > Keep outer face-contacting face). Sumbu referensi adalah Z.



Gambar 3.21 Boundary Condition Wall

e. Menentukan Tujuan Proyek

- Tekanan Inlet Total Rata-rata (p_1)
Tekanan inlet total rata-rata berada pada permukaan dalam lids inlet (inlet kompresor).
- Tekanan Outlet Total Rata-rata (p_2)
Tekanan outlet total rata-rata berada pada permukaan dalam lids outlet atau sisi *discharge* kompresor.
- Temperatur Inlet Total Rata-rata (T1)
Temperatur inlet total rata-rata berada pada permukaan dalam lids inlet (inlet kompresor).
- Temperatur Outlet Total Rata-rata (T2)

Tekanan outlet total rata-rata berada pada permukaan dalam lids outlet atau sisi *discharge* kompresor.

- Rasio Tekanan Kompresor (r_p)

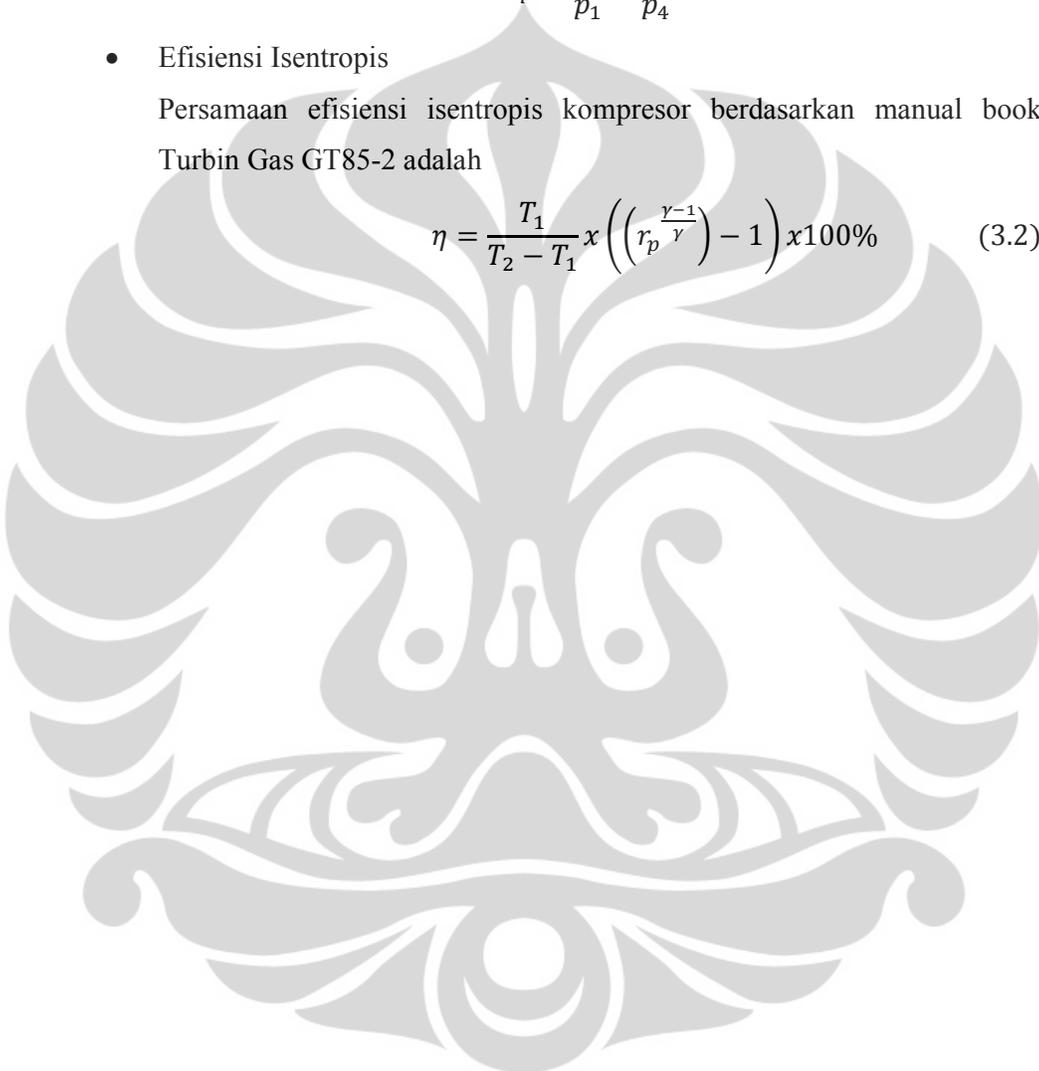
Rasio tekanan kompresor berdasarkan pers 2.7 adalah

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$$

- Efisiensi Isentropis

Persamaan efisiensi isentropis kompresor berdasarkan manual book Turbin Gas GT85-2 adalah

$$\eta = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \times \left(\left(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - 1 \right) \times 100\% \quad (3.2)$$



BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Eksperimen

Data hasil eksperimen adalah data yang terkait dengan kontrol saat pengujian dan data-data yang diperlukan untuk digunakan sebagai input CFD. TIT (Turbine Inlet Temperature sebagai kontrol saat pengujian. Sedangkan, N (frekuensi putar impeller), v (kecepatan aksial udara), air flowrate, dan tekanan output kompresor adalah data-data yang diperlukan untuk input CFD. Volume fuel awal, volume fuel akhir diperlukan untuk mengetahui *flow rate* solar. Nilai N pada eksperimen kelima dan keenam tidak tercatat dikarenakan *tachometer* mengalami kerusakan.

Volume fuel awal dan volume fuel akhir diperlukan untuk mengetahui besarnya flow rate bahan bakar. Waktu running di setiap eksperimen berbeda – beda karena pada saat percobaan sering terjadi beberapa kendala seperti bahan bakar yang habis saat running, air pada heat exchanger sudah menguap hingga keluar shell, dan annulus yang terlepas. Selain itu, waktu running tidak memiliki dampak terhadap data – data yang diperlukan.

Eksperimen pertama dilakukan dengan volume fuel akhir yang berbeda – beda karena setelah mendapatkan data pertama pada eksperimen pertama, turbin gas dimatikan setelah running selama 5 menit. Hal ini dilakukan karena dikhawatirkan turbin gas mengalami overheat. Namun, setelah turbin gas dicoba running selama lebih dari 20 menit tidak mengalami masalah overheat, maka pada eksperimen kedua dan seterusnya pengambilan data dilakukan lebih lama. Sehingga pada eksperimen kedua dan seterusnya didapatkan volume akhir fuel sama. Temperatur output kompresor (P1) rata-rata pada keseluruhan eksperimen adalah 45°C. Hasil dari temperatur output (T2) turbin rata-rata keseluruhan eksperimen adalah 232,12°C.

Tabel 4.1 Eksperimen 1 (running 5 menit)

No.	Volume fuel awal	Volume akhir	f	v	Air Flow Rate	Poutput kompresor	TIT	P fuel
	(mL)	(mL)	(Hz)	(mps)	(CMM)	(mbar)	(C)	(bar)
1	500	405	380	10	2,7	20	300	17
2		315	260	7,9	2,1	25	420	18
3		310	196	9,4	2,5	10	460	18
4		270	347	11	3	20	500	17
5		250	296	11,1	2,9	20	600	18
6		280	399	10	2,6	20	600	18

Tabel 4.2 Eksperimen 2 (running 20 menit)

No.	Volume fuel awal	Volume akhir	f	v	Air Volume Rate	Poutput kompresor	TIT	P fuel
	(mL)	(mL)	(Hz)	(mps)	(CMM)	(mbar)	(C)	(bar)
1	1000	690	395	8,1	2,7	20	344	17
2			314	9,7	2,5	20	356	18
3			328	12,6	3,3	25	318	18
4			410	12,4	3,3	25	302	17
5			505	10,9	2,9	30	359	18
6			467	8,3	2,3	30	370	18

Tabel 4.3 Eksperimen 3 (running 20 menit)

No.	Volume fuel awal	Volume akhir	f	v	Air Flow Rate	Poutput kompresor	TIT	P fuel
	(mL)	(mL)	(Hz)	(mps)	(CMM)	(mbar)	(C)	(bar)
1	1000	520	260	7,3	2	20	370	16
2			282	11,6	3,1	25	325	16
3			395	14,6	3,9	25	390	17
4			400	14,6	3,9	25	328	17
5			400	14,6	3,9	30	330	17
6			430	14,5	3,9	30	343	18
7			433	13,4	3,5	30	336	18
8			435	13,1	3,5	25	342	18
9			452	14,3	3,7	25	349	18
10			438	13	3,5	35	360	18

Tabel 4.4 Eksperimen 4 (running 16,26 menit)

No.	Volume fuel awal	Volume akhir	f	v	Air Flow Rate	Poutput kompresor	TIT	P fuel
	(mL)	(mL)	(Hz)	(mps)	(CMM)	(mbar)	(C)	(bar)
1	1000	565	341	13,2	3,5	35	329	18
2			369	13,7	3,5	35	360	18
3			200	13,9	3,7	25	429	18
4			237	14,2	3,7	30	508	18
5			268	15,7	4,3	35	340	18
6			338	15,5	4,1	35	403	18
7			386	15,4	4,1	35	433	18
8			335	15,7	4,2	35	420	18
9			394	14,4	3,3	35	412	18
10			384	15	3,9	35	407	18

Tabel 4.5 Eksperimen 5 (running 13,33 menit)

No.	Volume fuel awal	Volume akhir	f	v	Air Flow Rate	Poutput kompresor	TIT	P fuel
	(mL)	(mL)	(Hz)	(mps)	(CMM)	(mbar)	(C)	(bar)
1	1000	470	-	13,4	3,5	35	448	17
2			-	18,5	4,9	35	608	17
3			-	14,7	3,9	35	620	17
4			-	18,2	4,6	35	565	17
5			-	17,8	4,8	30	640	17
6			-	16,8	4,4	25	550	17
7			-	13,4	3,4	45	608	17

Tabel 4.6 Eksperimen 6 (running 20,45 menit)

No.	Volume fuel awal	Volume akhir	f	v	Air Flow Rate	Poutput kompresor	TIT	P fuel
	(mL)	(mL)	(Hz)	(mps)	(CMM)	(mbar)	(C)	(bar)
1	1000	450	-	18,4	2,6	30	360	17
2			-	13,2	3,4	30	390	17
3			-	11,9	3,3	30	400	17
4			-	12,7	3,4	30	483	17
5			-	11,5	3,1	30	430	17
6			-	12,8	3,3	30	370	17
7			-	14,2	3,3	30	400	17
8			-	12,4	3,5	35	420	17
9			-	12,4	3,3	35	405	17
10			-	11,6	3,1	35	400	17
11			-	12,5	3,4	35	400	17
12			-	3,6	0,5	35	380	17
13			-	4,9	1,3	35	390	17
14			-	6,2	2	35	400	17

4.2 Pengolahan Data Hasil Eksperimen

Variabel – variabel pada pengolahan data hasil eksperimen merupakan variabel – variabel yang perlu diketahui untuk memberi gambaran unjuk kerja dari kompresor. Nilai fuel flow rate adalah variabel yang dikontrol melalui *control valve* untuk mendapatkan TIT yang diinginkan. AFR adalah variabel yang menunjukkan rasio udara:solar. AFR perlu didapatkan untuk mengetahui kemampuan kompresor mensuplai udara terhadap solar di ruang bakar. P1/P0 adalah rasio tekanan dari kompresor.

Persamaan untuk mendapatkan nilai fuel flow rate adalah

$$\text{Fuel flow rate} = \frac{\text{Volume fuel awal} - \text{Volume fuel akhir}}{\text{waktu(menit)}} \frac{\text{mL}}{\text{menit}} \quad (4.1)$$

Persamaan untuk mendapatkan nilai mass flow bahan bakar adalah

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = \frac{\text{massa jenis fuel} \times \text{fuel flow rate}}{100000 \times 60} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.2)$$

Nilai massa jenis solar berdasarkan spesifikasi solar pertamina adalah 815 kg/m³ (Darmawan, 2011).

Persamaan untuk mendapatkan mass flow udara adalah

$$\dot{m}_{udara} = \frac{\text{massa jenis udara} \times \text{laju massa udara}}{60s} \quad \frac{kg}{s} \quad (4.3)$$

Nilai massa jenis udara pada temperatur udara masuk ruang bakar (T1) 43°C berdasarkan (Munson, 2004) tabel B.4 dengan interpolasi adalah 1,216 kg/m³. Nilai mass flow udara dan bahan bakar kemudian digunakan untuk mengetahui AFR.

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{fuel}} \quad (4.4)$$

Persamaan untuk mendapatkan rasio tekanan adalah

$$\frac{p1}{p0} = \frac{(1bar + \text{tekanan output kompresor})}{1 bar} \quad (4.5)$$

Persamaan untuk mendapatkan N (rpm) adalah

$$N = \text{frekuensi(Hz)} \times 60 \quad (\text{rpm}) \quad (4.6)$$

Nilai N (rpm) perlu diketahui karena rpm menjadi standar dalam putaran dan menjadi salah satu variabel yang dapat memberi gambaran mengenai unjuk kerja kompresor.

Tabel 4.7 Pengolahan Data 1

No.	Fuel flow rate	\dot{m} fuel	\dot{m} air	AFR	p1/p0	N
	(mL/min)	(kg/s)	(kg/s)			
1	19	0,00026	0,050	195,6	1,02	22800
2	37	0,0005	0,039	78,11	1,025	15600
3	38	0,00052	0,047	90,54	1,01	11760
4	46	0,00062	0,056	89,75	1,02	20820
5	50	0,00068	0,054	79,82	1,02	17760
6	44	0,0006	0,049	81,32	1,02	23940
Average	39	0,00053	0,049	102,5	1,019	18780

Tabel 4.8 Pengolahan Data 2

No.	Fuel flow rate	\dot{m} fuel	\dot{m} air	AFR	p1/p0	N
	(mL/min)	(kg/s)	(kg/s)			
1	15,5	0,00021	0,050	239,72	1,02	23700
2	15,5	0,00021	0,047	221,97	1,02	18840
3	15,5	0,00021	0,062	293,00	1,025	19680
4	15,5	0,00021	0,062	293,00	1,025	24600
5	15,5	0,00021	0,054	257,48	1,03	30300
6	15,5	0,00021	0,043	204,21	1,03	28020
Average	15,5	0,00021	0,053	251,56	1,025	24190

Tabel 4.9 Pengolahan Data 3

No.	Fuel flow rate	\dot{m} fuel	\dot{m} air	AFR	p1/p0	N
	(mL/min)	(kg/s)	(kg/s)			
1	24	0,00033	0,073	223,63	1,03	15600
2	24	0,00033	0,073	223,63	1,03	16920
3	24	0,00033	0,065	200,70	1,03	23700
4	24	0,00033	0,065	200,70	1,025	24000
5	24	0,00033	0,069	212,16	1,025	24000
6	24	0,00033	0,065	200,70	1,035	25800
7	24	0,00033	0,069	210,25	1,029	25980
8	24	0,00033	0,068	208,02	1,029	26100
9	24	0,00033	0,067	205,42	1,029	27120
10	24	0,00033	0,067	206,21	1,029	26280
Average	24	0,00033	0,068	209,14	1,0291	23550

Tabel 4.10 Pengolahan Data 4

No.	Fuel flow rate	\dot{m} fuel	\dot{m} air	AFR	p1/p0	N
	(mL/min)	(kg/s)	(kg/s)			rpm
1	26,753	0,00036	0,065	180,04	1,035	20460
2	26,753	0,00036	0,065	180,04	1,035	22140
3	26,753	0,00036	0,069	190,33	1,025	12000
4	26,753	0,00036	0,069	190,33	1,03	14220
5	26,753	0,00036	0,080	221,20	1,035	16080
6	26,753	0,00036	0,077	210,91	1,035	20280
7	26,753	0,00036	0,077	210,91	1,035	23160
8	26,753	0,00036	0,079	216,05	1,035	20100
9	26,753	0,00036	0,062	169,76	1,035	23640
10	26,753	0,00036	0,073	200,62	1,035	23040
Average	26,753	0,00036	0,072	197,02	1,034	19512

Tabel 4.11 Pengolahan Data 5

No.	Fuel flow rate	\dot{m} fuel	\dot{m} air	AFR	p1/p0	N
	(mL/min)	(kg/s)	(kg/s)			rpm
1	39,760	0,00054	0,0654	121,14	1,035	-
2	39,760	0,00054	0,0916	169,60	1,035	-
3	39,760	0,00054	0,0729	134,99	1,035	-
4	39,760	0,00054	0,0860	159,22	1,03	-
5	39,760	0,00054	0,0897	166,14	1,025	-
6	39,760	0,00054	0,0823	152,30	1,045	-
7	39,760	0,00054	0,0636	117,68	1	-
Average	39,760	0,00054	0,0813	150,56	1,034	-

Tabel 4.12 Pengolahan Data 6

No.	Fuel flow rate	\dot{m} fuel	\dot{m} air	AFR	p1/p0	N
	(mL/min)	(kg/s)	(kg/s)			
1	26,89	0,00037	0,049	133,04	1,03	-
2	26,89	0,00037	0,064	173,98	1,03	-
3	26,89	0,00037	0,062	168,86	1,03	-
4	26,89	0,00037	0,064	173,98	1,03	-
5	26,89	0,00037	0,058	158,63	1,03	-
6	26,89	0,00037	0,062	168,86	1,03	-
7	26,89	0,00037	0,062	168,86	1,03	-
8	26,89	0,00037	0,065	179,09	1,035	-
9	26,89	0,00037	0,062	168,86	1,035	-
10	26,89	0,00037	0,058	158,63	1,035	-
11	26,89	0,00037	0,064	173,98	1,035	-
12	26,89	0,00037	0,009	25,58	1,035	-
13	26,89	0,00037	0,024	66,52	1,035	-
14	26,89	0,00037	0,037	102,34	1,035	-
Average	26,89	0,00037	0,050	137,13	1,0335	-

4.3 Grafik Pengolahan Data

Tabel hasil eksperimen dan pengolahan data pada subbab 4.1 dan 4.2 disusun kembali berdasarkan TIT yang telah ditentukan pada kondisi pengujian (subbab 3.3). Nilai rata-rata dari tiap TIT percobaan dijadikan sumbu horisontal sedangkan variabel N , *air flow rate*, *pressure ratio*, *AFR*, dan *fuel flow rate* dijadikan sumbu vertikal.

Grafik selain digunakan untuk menunjukkan unjuk kerja dari kompresor sentrifugal, juga digunakan untuk membandingkan data antara eksperimen sehingga dapat diketahui eksperimen yang memiliki data yang error. Jadi, dari pengolahan data didapatkan grafik TIT vs N , TIT vs *fuel flow rate*, TIT vs *air flow rate*, TIT vs *AFR*, TIT vs *pressure ratio*, dan *air flow rate* vs *pressure ratio*.

Tabel 4.13 Pengolahan Data dengan TIT acuan 300°C

No	TIT (°C)acuan	TIT (°C)percobaan	Air Flow Rate (CMM)	N (rpm)	Pressure Ratio	fuel flow rate (mL/min)	AFR
1	300	300	2,7	22800	1,02	19	195,6
2		318	3,3	19680	1,025	15,5	293
3		302	3,3	24600	1,025	15,5	293
4		325	3,1	16920	1,03	24	223,63
	Average	311,25	3,1	21000	1,025	18,5	251,31

Tabel 4.14 Pengolahan Data dengan TIT acuan 350°C

No	TIT (°C)acuan	TIT (°C)percobaan	Air Flow Rate (CMM)	N (rpm)	Pressure Ratio	fuel flow rate (mL/min)	AFR
1	350	344	2,7	23700	1,02	15,5	239,72
2		359	2,9	30300	1,03	15,5	257,48
3		370	2,3	15600	1,03	24	223,63
4		328	3,9	24000	1,025	24	200,7
5		330	3,9	25800	1,025	24	212,16
6		343	3,9	25980	1,035	24	200,7
7		336	3,5	26100	1,029	24	210,25
8		342	3,5	27120	1,029	24	208,02
9		349	3,7	26280	1,029	24	205,42
10		360	3,5	20460	1,029	24	206,21
11		329	3,5	22140	1,035	26,753	180,04
12		360	3,5	16080	1,035	26,753	180,04
13		340	4,3	-	1,035	26,753	221,2
14		360	2,6	-	1,03	26,89	133,04
15		370	3,3	-	1,03	26,89	168,86
	Average	348	3,40	23630	1,03	23,80	203,16

Tabel 4.15 Pengolahan Data dengan TIT acuan 400°C

No	TIT (°C)acuan	TIT (°C)percobaan	Air Flow Rate (CMM)	N (rpm)	Pressure Ratio	fuel flow rate (mL/min)	AFR
1	400	390	3,9	23700	1,03	24	200,7
2		403	4,1	20280	1,035	26,753	210,91
3		420	4,2	20100	1,035	26,753	216,05
4		412	3,3	23640	1,035	26,753	169,76
5		407	3,9	23040	1,035	26,753	200,62
6		390	3,4	-	1,03	26,89	173,98
7		400	3,3	-	1,03	26,89	168,86
8		400	3,3	-	1,03	26,89	168,86
9		420	3,5	-	1,035	26,89	179,09
10		405	3,3	-	1,035	26,89	168,86
11		400	3,1	-	1,035	26,89	158,63
12		400	3,4	-	1,035	26,89	173,98
	Average	403,92	3,56	22152	1,033	26,60	182,53

Tabel 4.16 Pengolahan Data dengan TIT acuan 450°C

No	TIT (°C)acuan	TIT (°C)percobaan	Air Flow Rate (CMM)	N (rpm)	Pressure Ratio	fuel flow rate (mL/min)	AFR
1	450	429	3,7	12000	1,025	26,753	190,33
2		433	4,1	23160	1,035	39,76	210,91
3		448	3,5	-	1,035	26,89	121,14
4		430	3,1	-	1,03	26,89	158,63
	Average	435	3,6	17580	1,031	30,07	170,25

Tabel 4.17 Pengolahan Data dengan TIT acuan 500°C

No	TIT (°C)acuan	TIT (°C)percobaan	Air Flow Rate (CMM)	N (rpm)	Pressure Ratio	fuel flow rate (mL/min)	AFR
1	500	508	3,7	14220	1,03	26,753	190,33
	Average	508	3,7	14220	1,03	26,75	190,33

Tabel 4.18 Pengolahan Data dengan TIT acuan 550°C

No	TIT (°C)acuan	TIT (°C)percobaan	Air Flow Rate (CMM)	N (rpm)	Pressure Ratio	fuel flow rate (mL/min)	AFR
1	550	565	4,6	-	1,03	39,76	159,22
2		550	4,4	-	1,045	39,76	152,3
	Average	557,5	4,5	-	1,038	39,76	155,76

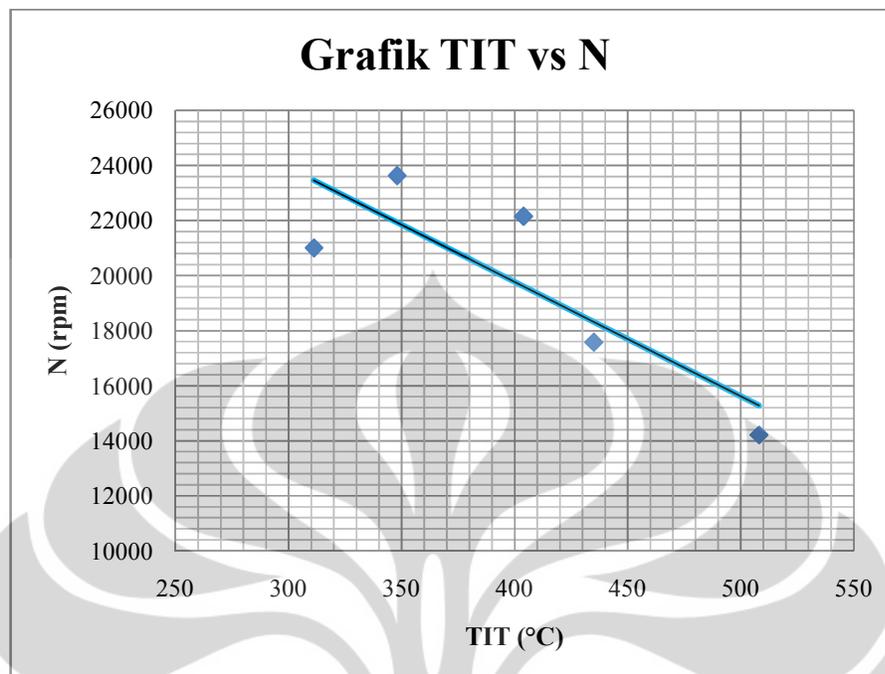
Tabel 4.19 Pengolahan Data dengan TIT acuan 600°C

No	TIT (°C)acuan	TIT (°C)percobaan	Air Flow Rate (CMM)	N (rpm)	Pressure Ratio	fuel flow rate (mL/min)	AFR
1	600	608	4,9	-	1,035	39,76	169,6
	Average	608	4,9	-	1,035	39,76	169,6

Gambar 4.1 menunjukkan grafik TIT vs N hasil eksperimen memiliki kecenderungan berbanding terbalik. Grafik tersebut seharusnya berbanding lurus, karena semakin tinggi temperatur inlet turbin, semakin tinggi pula energi kalor yang dihasilkan untuk memutar turbin, sesuai dengan persamaan (4.7)

$$Q = mC_p\Delta T \quad (4.7)$$

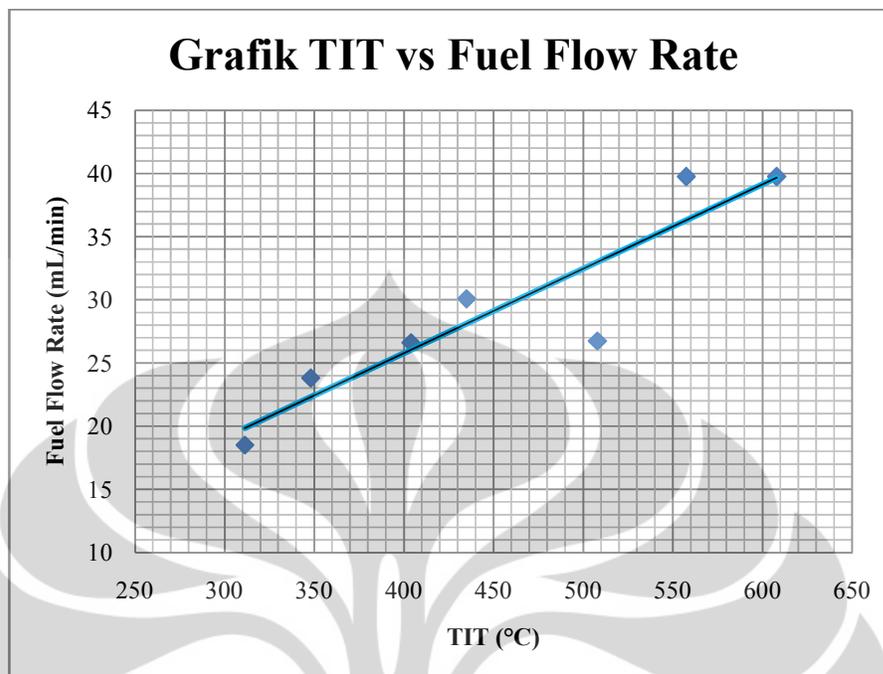
Fiber optik merupakan alat ukur yang sangat sensitif. Jarak fiber optik, yang digunakan pada percobaan ini dan objek yang akan diukur adalah 1 mm. Jarak yang terlalu jauh atau terlalu dekat sangat mempengaruhi hasil yang data yang didapat. Dari data hasil eksperimen diketahui bahwa N yang didapatkan semakin menurun seiring dengan bertambahnya jumlah eksperimen. Jadi, dapat disimpulkan bahwa seiring bertambahnya eksperimen terjadi perubahan posisi pada fiber optik. Fiber optik bergesekan dengan baut kompresor hingga sensitivitasnya terus menurun hingga pada eksperimen kelima dan keenam mengalami kerusakan.



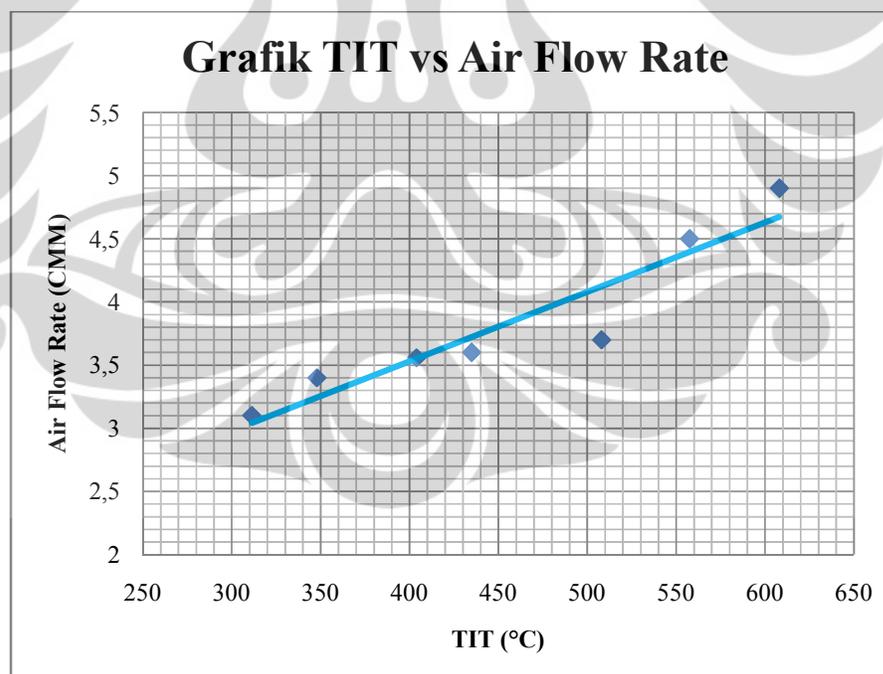
Gambar 4.1 Grafik TIT vs N

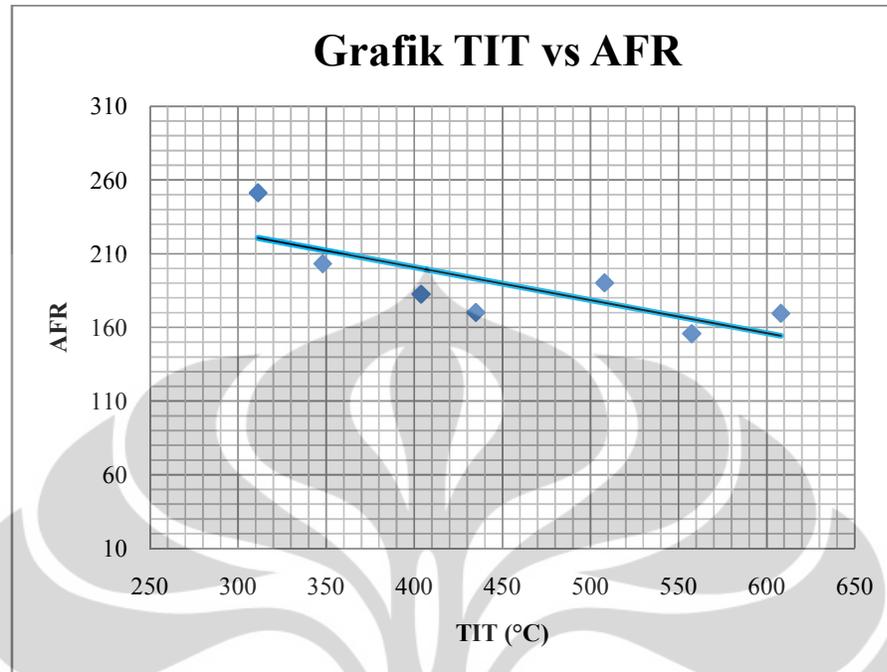
Gambar 4.2 menunjukkan grafik TIT vs *fuel flow rate* hasil eksperimen memiliki tren berbanding lurus. Jadi, kontrol terhadap TIT dapat digunakan untuk menggantikan kontrol terhadap laju solar pada eksperimen ini. Seperti yang telah dibahas sebelumnya, pada eksperimen ini terjadi kesulitan untuk mengontrol laju solar karena tidak tersedianya alat ukur laju massa bahan bakar.

Gambar 4.3 menunjukkan grafik TIT vs *air flow rate* memiliki tren berbanding lurus. Hal ini berarti laju udara inlet kompresor meningkat seiring dengan meningkatnya TIT. Gambar 4.3 dan gambar 4.4 saling terkait tetapi pada gambar 4.4 terlihat bahwa nilai *air fuel ratio* menurun seiring dengan meningkatnya TIT. Hal ini disebabkan oleh adanya *surge* pada annulus Turbin Gas Mikro Proto X-2. Sehingga mengganggu suplai udara ke ruang bakar. Akibatnya besarnya peningkatan laju udara ke ruang bakar tidak sebesar peningkatan laju solar ke ruang bakar. Hal ini bisa dilihat dengan membandingkan gambar 4.2 dan 4.3.

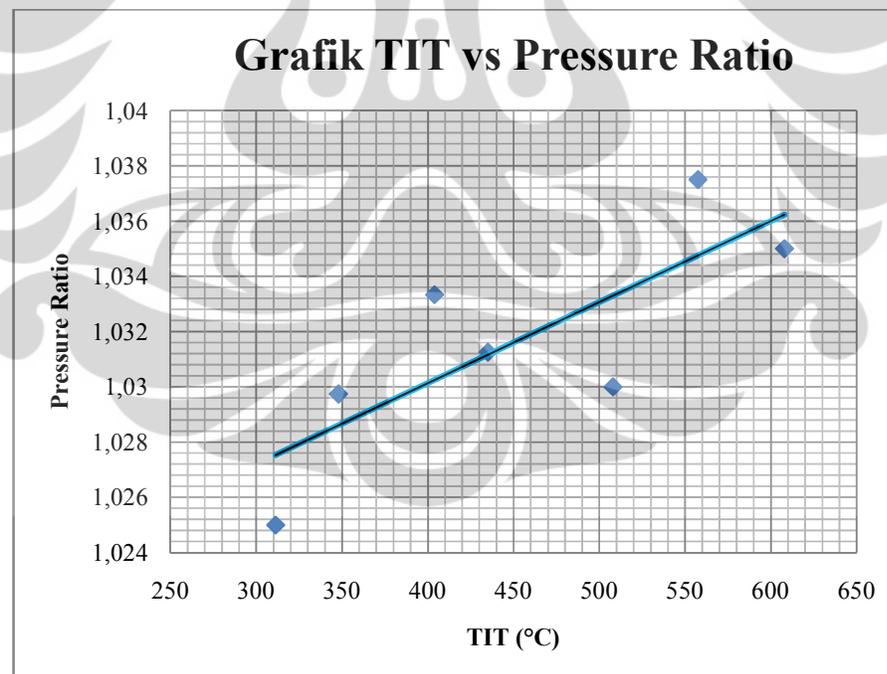


Gambar 4.2 Grafik TIT vs Fuel Flow Rate

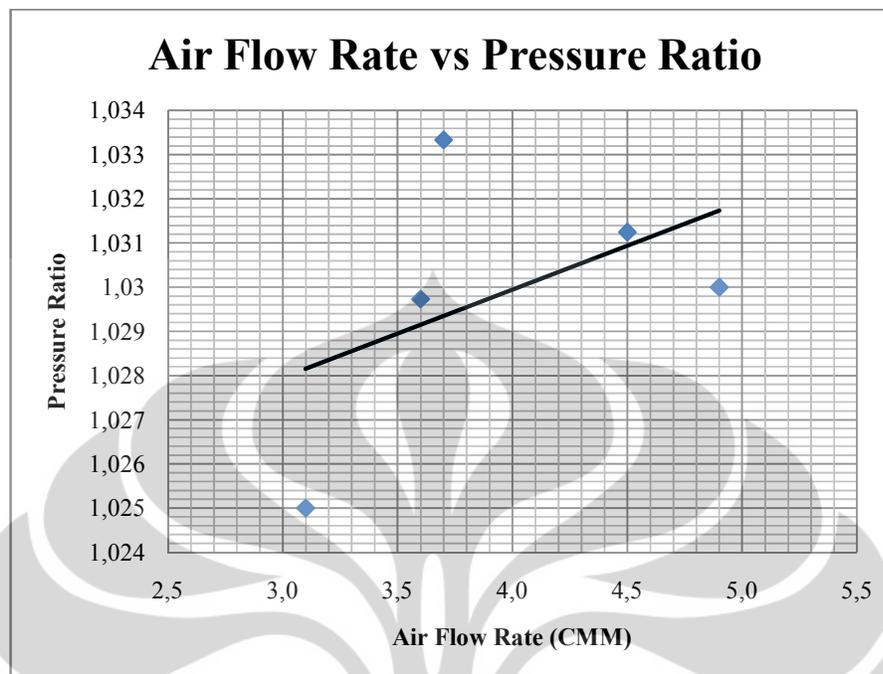
Gambar 4.3 Grafik TIT vs *air flow rate*



Gambar 4.4 Grafik TIT vs AFR



Gambar 4.5 Grafik TIT vs Air Flow Rate

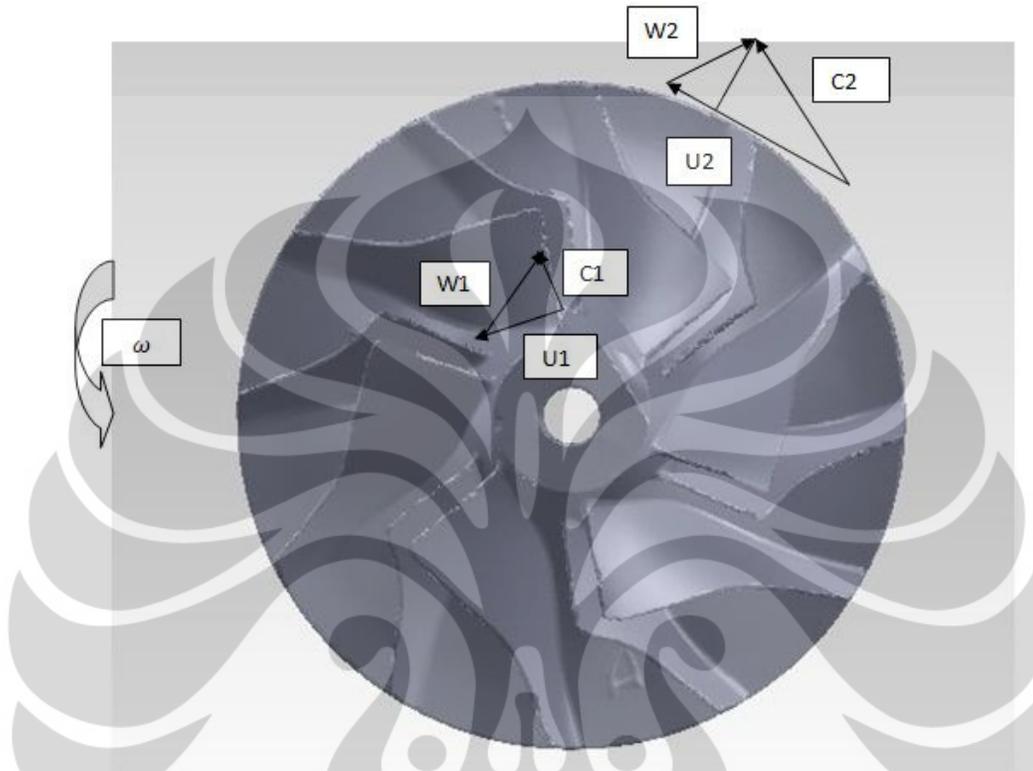


Gambar 4.6 Grafik TIT vs Air Air Flow Rate

Gambar 4.6 menunjukkan bahwa kurva laju aliran udara masuk ke kompresor tidak konsisten tetapi memiliki kecenderungan berbanding lurus dengan rasio tekanan yang dihasilkan. Hal ini dikarenakan meningkatnya putaran impeller menyebabkan laju udara masuk semakin meningkat dan semakin banyak udara yang bertumbukan dengan diffuser sehingga tekanan output semakin besar. Kekurangan jumlah data yang didapatkan pada eksperimen menyebabkan grafik *air flow rate vs pressure ratio* yang dihasilkan tidak dapat menyerupai kurva karakteristik *turbocharger* Garrett TA31 (Gambar 3.8).

Pada keseluruhan grafik yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa perubahan posisi pada fiber optik dan adanya surge pada annulus Turbin Gas Mikro Proto X-2 menyebabkan data eksperimen untuk N dan laju aliran udara inlet ruang bakar *error*.

4.4 Segitiga Kecepatan



Gambar 4.7 Segitiga kecepatan inlet dan outlet pada blade impeller radial TA31

Besarnya sudut α_1 (sudut antara U_1 dan C_1) adalah 90° . Oleh karena tidak ada kondisi shock pada inlet maka sudut $\beta_1 = \beta'_1$. Sudut β_1 (sudut antara W_1 dan C_1) adalah $32,64^\circ$ dan diameter inlet adalah $0,0474$ m berdasarkan (Darmawan, 2011). Nilai N (rpm) yang dipakai adalah N rata-rata dari keseluruhan eksperimen yaitu 21508 rpm. Besar segitiga kecepatan pada inlet adalah

$$U_1 = \frac{\pi x D x N}{60} = \frac{\pi x 0,0474 m x 21508 rpm}{60} = 53,38 m/s$$

$$W_1 = \frac{U_1}{\sin \beta_1} = \frac{53,38 m/s}{\sin 32,64} = 98,97 m/s$$

$$C_1 = W_1 x \cos \beta_1 = \frac{98,97 m}{s} x \cos 32,64 = \frac{83,34 m}{s}$$

Diameter outlet impeller adalah 0,0749 m, sudut β'_2 (sudut antara W_2 dan C_{r2}) adalah $26,5^\circ$, sudut α_2 (sudut antara C_2 dan C_{r2}) adalah $63,5^\circ$ dan diameter inlet adalah 0,0474 m berdasarkan (Munson, 2004). Besar segitiga kecepatan pada outlet adalah

$$U_2 = \frac{\pi x D x N}{60} = \frac{\pi x 0,0749 m x 21508 rpm}{60} = 84,35 m/s$$

$$W_{x2} = \frac{U_2}{\frac{\tan \alpha_2}{\tan \beta'_2} + 1} = \frac{\frac{84,35 m}{s}}{\frac{\tan 63,5}{\tan 26,5} + 1} = \frac{16,79 m}{s}$$

$$W_2 = \frac{W_{x2}}{\tan \beta'_2} = \frac{\frac{16,79 m}{s}}{\tan 26,5} = 33,67 m/s$$

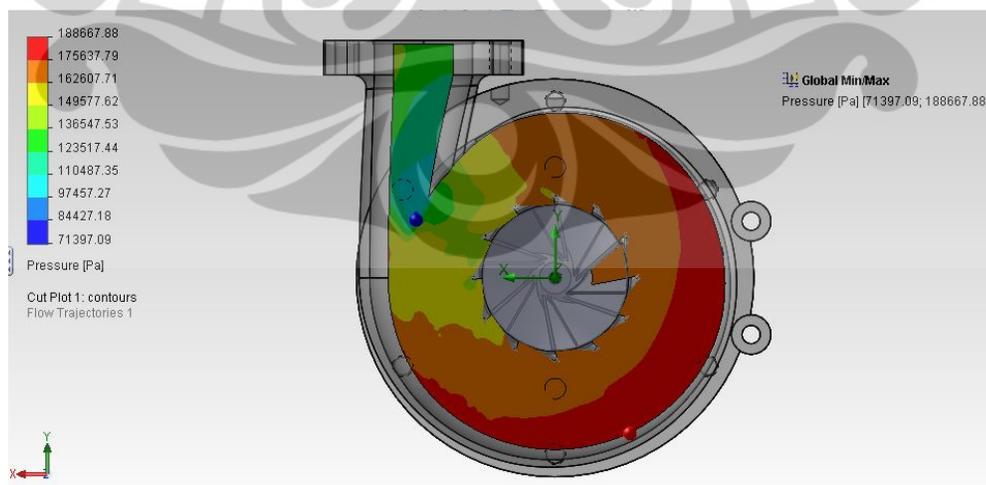
$$C_{x2} = U_2 - W_{x2} = \frac{84,35 m}{s} - \frac{16,79 m}{s} = 67,56 m/s$$

$$C_{r2} = \frac{W_{x2}}{\tan \beta'_2} = \frac{\frac{16,79 m}{s}}{\tan 26,5} = \frac{33,67 m}{s}$$

$$C_2 = \frac{C_{x2}}{\sin \alpha_2} = \frac{67,56 m/s}{\sin 63,5} = 75,49 m/s$$

4.5 Analisis CFD

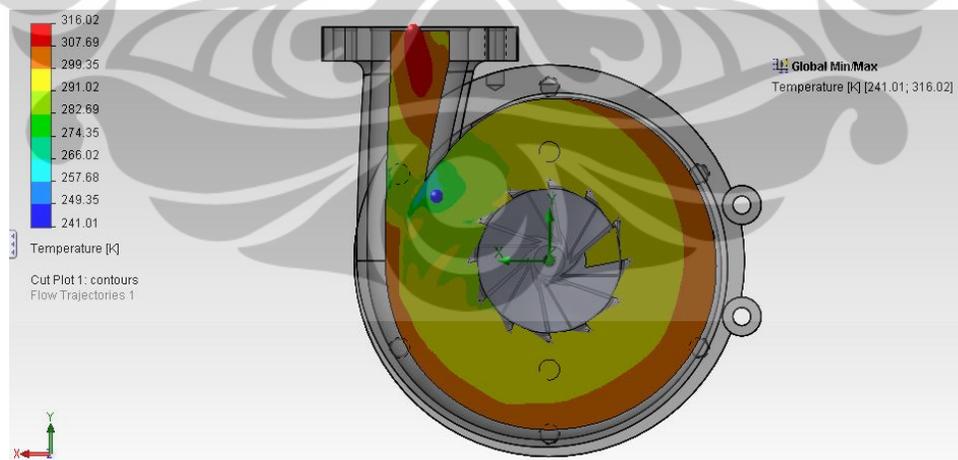
4.5.1 Fenomena Fisik



Gambar 4.8 Cut plot tekanan hasil simulasi SolidWorks 2011

Pada gambar 4.8 didapatkan tekanan statis tertinggi adalah 1,88 kPa dan tekanan statis terendah adalah 0,7 kPa. Titik merah pada gambar 4.8 menunjukkan titik tekanan statis tertinggi dan titik biru menunjukkan titik tekanan statis terendah. Yang terjadi pada tekanan tinggi adalah banyaknya partikel udara pada kecepatan tinggi yang tiba-tiba berhenti begitu bertumbukan dengan casing bagian dalam. Akibatnya tekanan dinamik partikel udara turun dan di tekanan statis partikel udara meningkat. Pada gambar 4.8 dan 4.10 terlihat bahwa titik tekanan statis tertinggi memiliki posisi yang sama dengan titik kecepatan terendah. Tekanan statis terendah berada pada daerah persimpangan saluran menuju keluar kompresor dan saluran kembali ke kompresor.

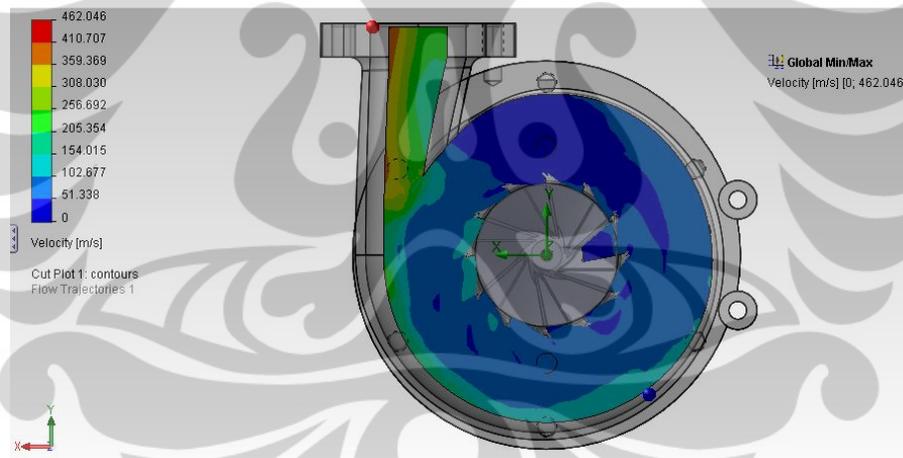
Pada gambar 4.11 terlihat bahwa partikel udara selalu menuju saluran keluar kompresor. Hal ini dikarenakan terdapat perbedaan tekanan tinggi antara casing dan saluran keluar kompresor. Semakin dekat daerah casing dengan saluran udara keluar kompresor, maka semakin besar perbedaan tekanan yang timbul. Hal inilah ini juga dipengaruhi oleh geometri casing dimana luas penampang volute semakin besar begitu mendekati saluran keluar kompresor. Semakin besarnya volute menyebabkan partikel udara semakin banyak dan tekanan semakin tinggi sehingga menimbulkan perbedaan tekanan semakin tinggi.



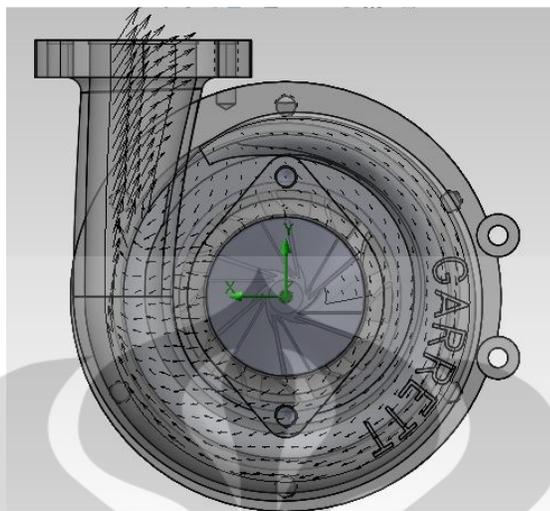
Gambar 4.9 Cut plot temperatur hasil simulasi SolidWorks 2011

Pada gambar 4.9 diketahui temperatur tertinggi terletak di bagian terluar saluran keluar kompresor yaitu 316,02 K dan temperatur terendah terletak di daerah persimpangan saluran keluar kompresor dan saluran kembali ke kompresor yaitu 241,01 K. Pada daerah persimpangan saluran keluar kompresor dan saluran kembali ke kompresor terlihat bahwa luas penampang mengecil. Hal ini menyebabkan kecepatan meningkat dan menimbulkan tekanan menurun. Tekanan yang menurun menimbulkan temperatur menurun.

Pada gambar 4.11 terlihat bahwa pada persimpangan saluran keluar kompresor terdapat pengurangan luas penampang keluar kompresor dan beberapa fluida terdekat saluran keluar kompresor langsung menuju saluran keluar kompresor begitu meninggalkan impeller tanpa berotasi searah jarum jam terlebih dahulu. Kedua hal ini menyebabkan separasi aliran di daerah persimpangan saluran keluar kompresor yang menyempit.



Gambar 4.10 Cut plot kecepatan hasil simulasi SolidWorks 2011



Gambar 4.11 Vektor kecepatan hasil simulasi SolidWorks 2011

4.5.2 Rasio Tekanan

Rasio Tekanan kompresor outlet terhadap tekanan kompresor inlet adalah

$$r_c = \frac{p_1}{p_0} = \frac{0,029\text{bar} \times 0,98\text{atm}/\text{bar} + 1\text{atm}}{1\text{atm}} = 1,028$$

Goal Name	Unit	Value
Pressure Ratio	[]	1,16

Rasio tekanan menurut simulasi CFD 1,16. Nilai ini mendekati perhitungan eksak tetapi tergolong tidak efisien. Hal ini dikarenakan masih terdapat daerah *surge* pada annulus Turbin Gas Mikro Proto X-2. Akibatnya suplai udara dari kompresor radial Garrett TA31 belum maksimal dan pada prakteknya sebagian besar suplai udara ke ruang bakar masih disuplai oleh blower.

4.5.3 Efisiensi Isentropis Kompresor

Efisiensi isentropis kompresor adalah

$$\eta_c = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \times \left(r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \times 100\%$$

Nilai efisiensi isentropis secara eksak adalah

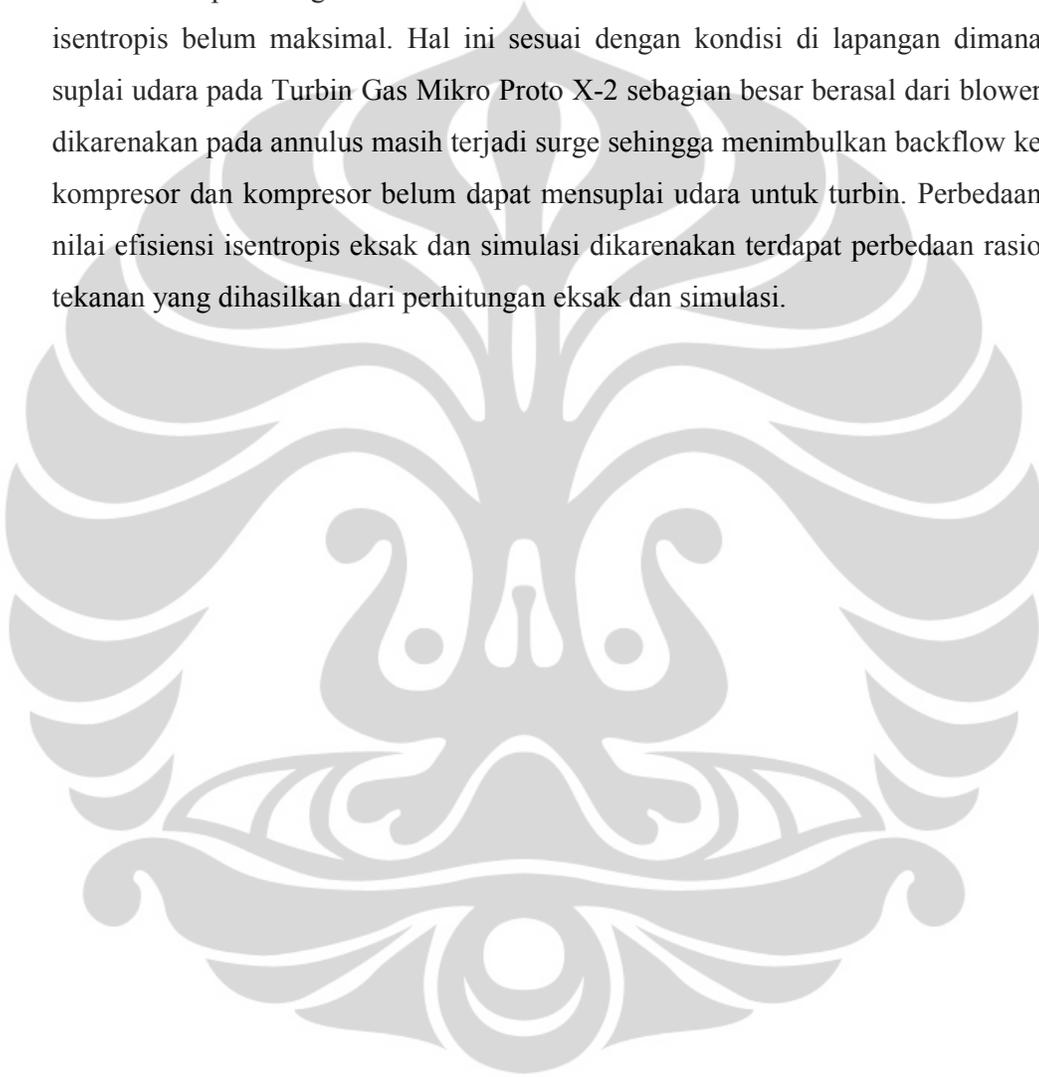
$$T_2 = 45^\circ\text{C}$$

$$\eta_c = \frac{293,15K}{318,15K - 293,15K} x \left(1,028^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) x 100\% = 9,1\%$$

Nilai efisiensi isentropis berdasarkan simulasi CFD adalah

$$\eta_c = \frac{293,2K}{316,02K - 293,2K} x \left(1,16^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) x 100\% = 53\%$$

Berdasarkan perhitungan eksak dan simulasi CFD diketahui bahwa nilai efisiensi isentropis belum maksimal. Hal ini sesuai dengan kondisi di lapangan dimana suplai udara pada Turbin Gas Mikro Proto X-2 sebagian besar berasal dari blower dikarenakan pada annulus masih terjadi surge sehingga menimbulkan backflow ke kompresor dan kompresor belum dapat mensuplai udara untuk turbin. Perbedaan nilai efisiensi isentropis eksak dan simulasi dikarenakan terdapat perbedaan rasio tekanan yang dihasilkan dari perhitungan eksak dan simulasi.



BAB 5

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan, grafik, dan analisis CFD dapat disimpulkan:

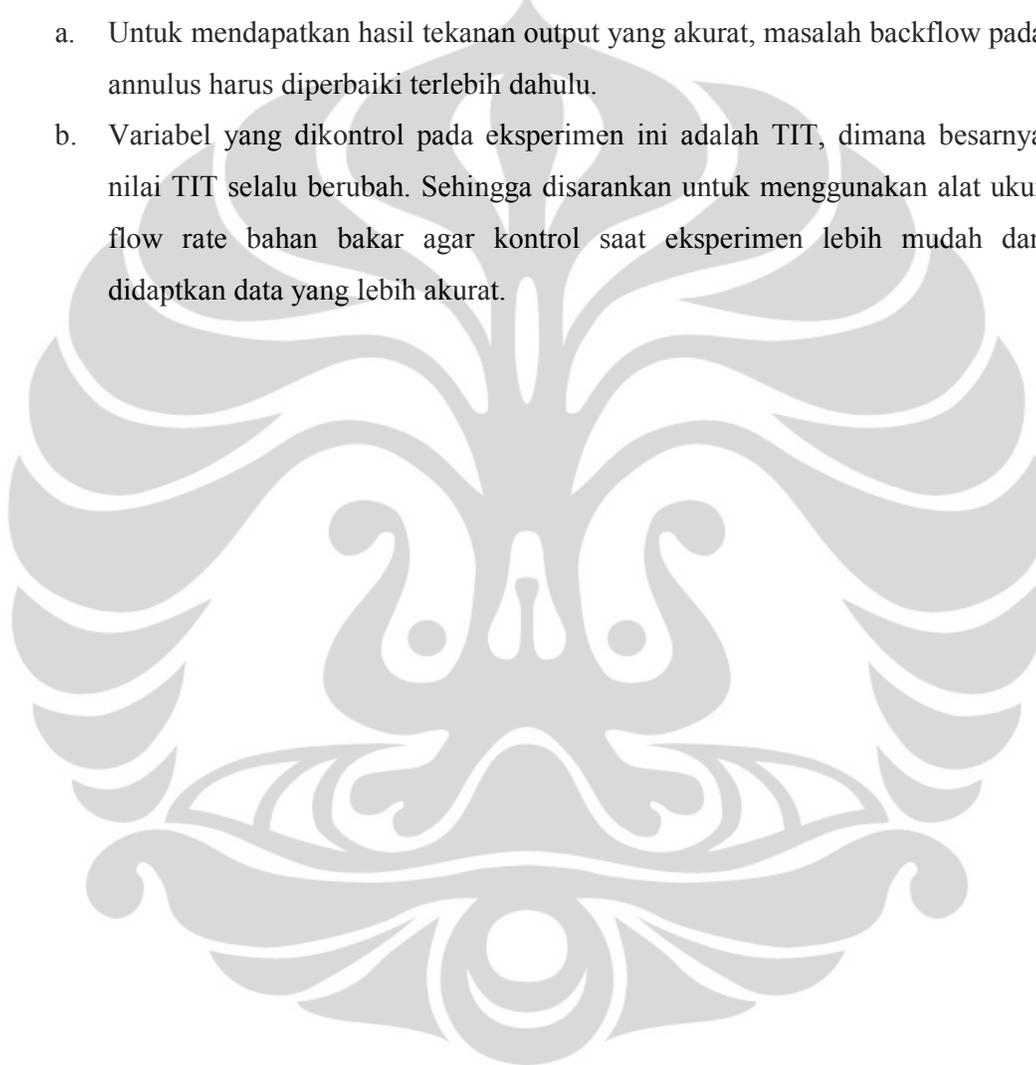
- a. Kekurangan jumlah data yang didapatkan pada eksperimen menyebabkan grafik *air flow rate vs pressure ratio* yang dihasilkan tidak dapat menyerupai kurva karakteristik *turbocharger* Garrett TA31.
- b. perubahan posisi pada fiber optik dan adanya surge pada annulus Turbin Gas Mikro Proto X-2 menyebabkan hasil eksperimen untuk N dan laju inlet ruang bakar *error*.
- c. Hasil distribusi tekanan menunjukkan bahwa tekanan tertinggi berada pada dinding dalam volute dan tekanan terendah berada pada persimpangan saluran keluar kompresor dan saluran kembali ke kompresor.
- d. Hasil distribusi temperatur menunjukkan bahwa temperatur terendah berada pada daerah yang sama dengan tekanan terendah.
- e. Temperatur tertinggi berada pada daerah terluar saluran outlet kompresor.
- f. Hasil distribusi kecepatan menunjukkan bahwa kecepatan terendah berada pada daerah yang sama dengan tekanan tertinggi.
- g. Kecepatan terendah berada pada daerah persimpangan saluran outlet kompresor dan saluran kembali ke kompresor kerana adanya separasi aliran.
- h. Vektor kecepatan menunjukkan bahwa kecepatan meningkat seiring dengan meluasnya luas penampang kompresor.
- i. Rasio tekanan kompresor antara perhitungan eksak dan simulasi CFD menunjukkan perbedaan tidak terlalu besar tetapi dapat disimpulkan bahwa masih terjadi surge pada annulus yang menimbulkan *backflow* ke kompresor dan menjadikan sebagian besar suplai udara ke ruang bakar diberikan oleh blower.

- j. Nilai efisiensi isentropis pada perhitungan eksak dan simulasi memiliki perbedaan cukup besar dikarenakan besarnya efisiensi isentropis juga dipengaruhi oleh variabel rasio tekanan.

5.2 Saran

Saran yang dihasilkan dari penelitian ini adalah:

- a. Untuk mendapatkan hasil tekanan output yang akurat, masalah backflow pada annulus harus diperbaiki terlebih dahulu.
- b. Variabel yang dikontrol pada eksperimen ini adalah TIT, dimana besarnya nilai TIT selalu berubah. Sehingga disarankan untuk menggunakan alat ukur flow rate bahan bakar agar kontrol saat eksperimen lebih mudah dan didapatkan data yang lebih akurat.



DAFTAR REFERENSI

- Santosa, Joko, dan Yudiarto. 2005. *Jurnal Analisis Prakiraan Kebutuhan Energi Nasional Jangka Panjang di Indonesia*. BPPT: Jakarta.
- Jong Joon Lee, Jae Eun Yoon, Tong Seop Kim, Jeong L. Sohm. 2007. *Performance Test and Component Characteristic Evaluation of a Micro Gas Turbine*. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, No.1, pp. 141-152.
- W. P. J Visser, S. A Shakariyants, M. Oostveen. 2011. *Development of a 3 kW Microturbine for CHP Applications*. ASME. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. April 2011, Vol. 133 / 042301.
- Anthony Giampaolo. 2006. *Gas Turbine Handbook: Principles and Practices, 3rd ed.* The Fairmont Press: Liburn, UK..
- World Alliance for Decentralized Energy (WADE). *More for Less: How Decentralised Energy Can Deliver Cleaner, Cheaper and More Efficient Energy in Nigeria*. Agustus 2009.
- Veersteeg, H. K., dan Malalasekera, W. 1995. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Longman: Malaysia.
- <http://noerpamoengkas.wordpress.com/2009/03/31/siklus-brayton-ideal/>. Diunduh 12 April 2012.
- <http://www.muellerenvironmental.com/documents/GER3567H.pdf>. Diunduh 12 April 2012
- Brown, Royce N. 2005. *Compressors Selection and Sizing*. Elsevier Science & Technology Books.

Hanlon, Paul C. 2001. *Compressors Handbook*. New York : R. R. Donnelley & Sons Company

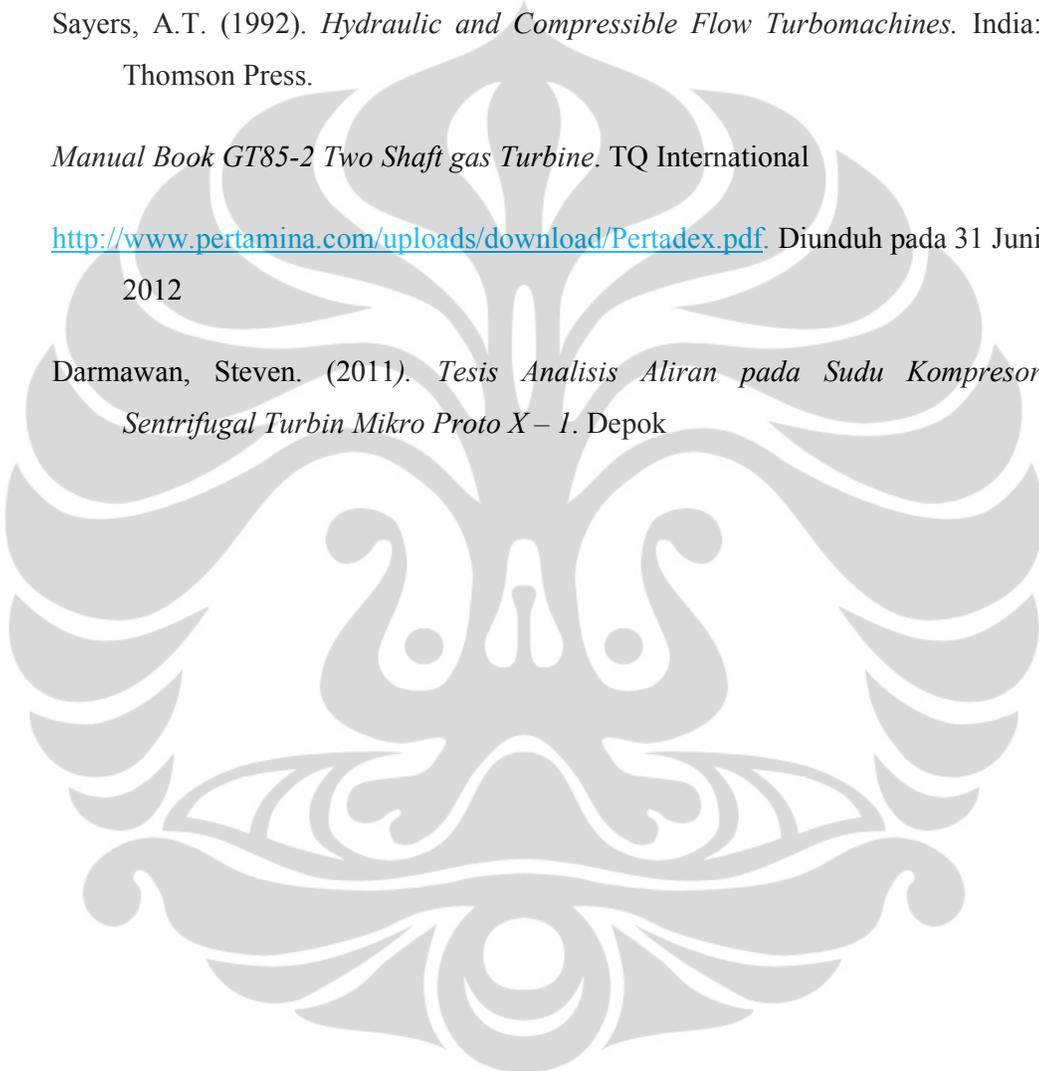
Munson, Bruce R., Yong Donald F., dan Okiishi, Theodore H. (2003). *Mekanika Fluida edisi keempat jilid1*. Jakarta : PT. Gelora Aksara Pratama.

Sayers, A.T. (1992). *Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines*. India: Thomson Press.

Manual Book GT85-2 Two Shaft gas Turbine. TQ International

<http://www.pertamina.com/uploads/download/Pertadex.pdf>. Diunduh pada 31 Juni 2012

Darmawan, Steven. (2011). *Tesis Analisis Aliran pada Sudu Kompresor Sentrifugal Turbin Mikro Proto X – I*. Depok



LAMPIRAN

LAPORAN SIMULASI CFD MENGGUNAKAN SOLIDWORKS 2011

INPUT DATA

Initial Mesh Settings

Automatic initial mesh: On

Result resolution level: 3

Advanced narrow channel refinement: Off

Refinement in solid region: Off

Geometry Resolution

Evaluation of minimum gap size: Automatic

Evaluation of minimum wall thickness: Automatic

Computational Domain

Size

X min	-0.069 m
X max	0.071 m
Y min	-0.074 m
Y max	0.089 m
Z min	-0.053 m
Z max	0.001 m

Boundary Conditions

2D plane flow	None
---------------	------

Universitas Indonesia

At X min	Default
At X max	Default
At Y min	Default
At Y max	Default
At Z min	Default
At Z max	Default

Physical Features

Heat conduction in solids: Off

Time dependent: Off

Gravitational effects: Off

Flow type: Laminar and turbulent

High Mach number flow: Off

Humidity: Off

Default roughness: 0 micrometer

Rotating Reference Frame

Axis of coordinate system	Z
Angular velocity	2252.310 rad/s

Default wall conditions: Adiabatic wall

Initial Conditions

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 101325.00 Pa
--------------------------	-------------------------------

	Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Mach Number Mach number in X direction: 0 Mach number in Y direction: 0 Mach number in Z direction: 0 Relative to rotating frame: On
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 2.00 % Length: 6.750e-04 m

Material Settings

Fluids

[Air](#)

Boundary Conditions

Inlet Volume Flow 1

Type	Inlet Volume Flow
Faces	Face <1LID3-1@>
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Flow parameters	Flow vectors direction: Normal to face Volume flow rate normal to face: 0.0550 m ³ /s

	Relative to rotating frame: No Fully developed flow: No Inlet profile: 0
Thermodynamic parameters	Approximate pressure: 101325.00 Pa Temperature: 293.20 K
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 2.00 % Length: 6.750e-04 m
Boundary layer parameters	Boundary layer type: Turbulent

Environment Pressure 1

Type	Environment Pressure
Faces	Face <1LID4-1@>
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Thermodynamic parameters	Environment pressure: 101325.00 Pa Temperature: 293.20 K
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 2.00 % Length: 6.750e-04 m
Boundary layer parameters	Boundary layer type: Turbulent

Real Wall 1

Type	Real wall
Faces	Face <1Bearing Housing T31 Real 2-1@> Face <1T31 Comp Housing real 4-7@> Face <1T31 Comp Housing real 4-7@> Face <1Bearing Housing T31 Real 2-1@> Face <1T31 Comp Housing real 4-7@> Face <1T31 Comp Housing real 4-7@> Face <1Bearing Housing T31 Real 2-1@> Face <1T31 Comp Housing real 4-7@> Face <1T31 Comp Housing real 4-7@>
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	Z

Goals***Surface Goals***

SG Av Total Pressure Inlet

Type	Surface Goal
------	--------------

Universitas Indonesia

Goal type	Total Pressure
Calculate	Average value
Faces	Face<1>@LID3-1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

SG Av Total Pressure Outlet

Type	Surface Goal
Goal type	Total Pressure
Calculate	Average value
Faces	Face<2>@LID4-1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

SG Av Temperature of Fluid Inlet

Type	Surface Goal
Goal type	Temperature of Fluid
Calculate	Average value
Faces	Face<2>@LID3-1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

SG Av Temperature of Fluid Outlet

Type	Surface Goal
Goal type	Temperature of Fluid
Calculate	Average value
Faces	Face<2>@LID4-1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Equation Goals

Pressure Ratio

Type	Equation Goal
Formula	$\text{SG Av Total Pressure Outlet} / \text{SG Av Total Pressure Inlet}$
Dimensionality	No units
Use in convergence	On

Calculation Control Options**Finish Conditions**

Finish conditions	If one is satisfied
Maximum travels	4.000
Goals convergence	Analysis interval: 0.500

Solver Refinement

Refinement: Disabled

Results Saving

Save before refinement	On
------------------------	----

Advanced Control Options

Flow Freezing

Flow freezing strategy	Disabled
------------------------	----------

RESULTS**General Info**

Iterations: 598

CPU time: 17605 s

Log

Mesh generation started	19:27:37 , Jul 15
Mesh generation normally finished	19:35:04 , Jul 15
Preparing data for calculation	19:48:42 , Jul 15
Calculation started 0	19:53:57 , Jul 15
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 597	01:10:37 , Jul 16
Goals are converged 597	
Calculation finished 598	01:11:45 , Jul 16

Warnings: A vortex crosses the pressure opening Boundary Condition :
 Environment Pressure 1 ; Inlet flow/outlet flow=0.0973225

Calculation Mesh

Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X	28
Number of cells in Y	32
Number of cells in Z	10

Number Of Cells

Total cells	419202
Fluid cells	129525
Solid cells	108233
Partial cells	181444
Irregular cells	0
Trimmed cells	2006

Maximum refinement level: 5

Goals

Name	Unit	Value	Progress	Use in convergence	Delta	Criteria

SG	Av	Pa	168929.41	100	On	989.11528	5936.2112
Total Pressure Inlet						8	5
SG	Av	Pa	196879.32	100	On	390.65722	391.71959
Total Pressure Outlet						5	1
SG	Av	K	293.20	100	On	0	2.9319995
Temperatu re of Fluid Inlet							4e-06
SG	Av	K	298.49	100	On	0.1790143	0.6406015
Temperatu re of Fluid Outlet						61	55
Pressure Ratio			1.1654532	100	On	0.0045625	0.0371444
						7063	159

Min/Max Table

Name	Minimum	Maximum
Pressure [Pa]	71397.09	188667.88
Temperature [K]	241.01	316.02
Velocity [m/s]	0	462.046
X - Component of Velocity [m/s]	-274.327	201.535

Universitas Indonesia

Y - Component of Velocity [m/s]	-242.416	406.981
Z - Component of Velocity [m/s]	-282.257	172.715
Fluid Temperature [K]	241.01	316.02
Mach Number []	0	1.35
Shear Stress [Pa]	0	2127.88
Velocity RRF [m/s]	0	363.723
X - Component of Velocity RRF [m/s]	-155.064	247.227
Y - Component of Velocity RRF [m/s]	-340.192	275.836
Z - Component of Velocity RRF [m/s]	-282.257	172.715
Heat Transfer Coefficient [W/m ² /K]	0	0
Surface Heat Flux [W/m ²]	0	0
Density [kg/m ³]	0.83	2.26

Engineering Database

Gases

Air

Path: Gases Pre-Defined

Universitas Indonesia

Specific heat ratio (C_p/C_v): 1.399

Molecular mass: 0.0290 kg/mol

end

