



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**SIMULASI PEMBAKARAN PADA RUANG BAKAR TURBIN  
GAS MIKRO PROTO X-1**

**TESIS**

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik  
(M.T)**

**EFENDI MANURUNG**

**0906579152**

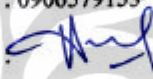
**FAKULTAS TEKNIK  
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
KEKHUSUSAN KONVERSI ENERGI  
DEPOK  
JUNI 2011**

## PERNYATAAN ORISINALITAS

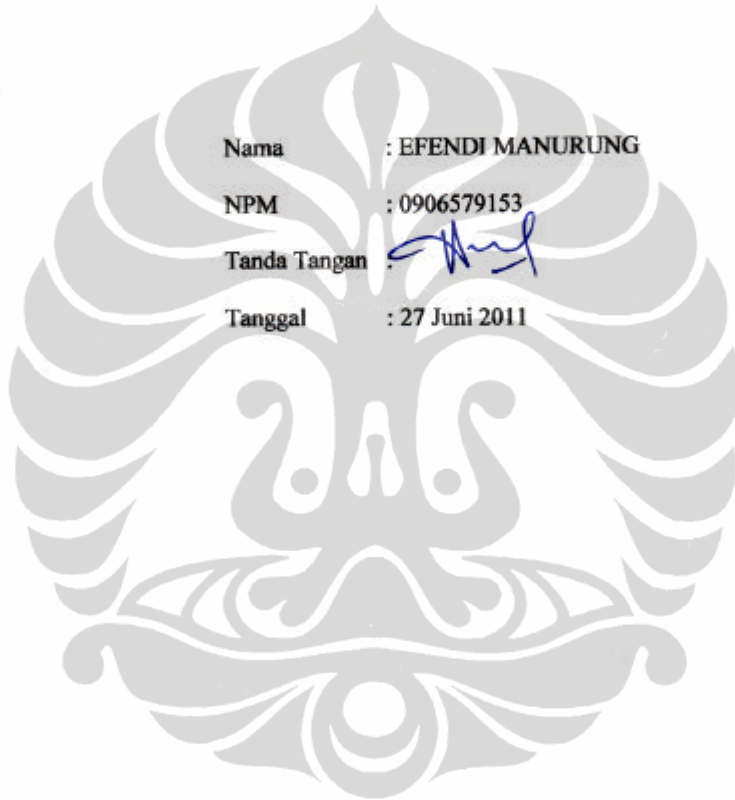
Tesis ini adalah hasil karya saya sendiri, dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

Nama : EFENDI MANURUNG

NPM : 0906579153

Tanda Tangan : 

Tanggal : 27 Juni 2011







## HALAMAN PENGESAHAN

Tesis ini diajukan oleh :  
Nama : EFENDI MANURUNG  
NPM : 0906579153  
Departemen : Teknik Mesin  
Judul Tesis : **Simulasi Pembakaran Pada Ruang Bakar Turbin Gas Mikro Proto X-1**

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

### DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Ahmad Indra Siswantara (  )  
Penguji : Prof. Dr. Ir. Budiarso M.Eng. (  )  
Ir. Warjito M.Sc., Ph.D (  )  
Dr. Ir. Engkos A. Kosasih M.T. (  )

Ditetapkan di : Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Indonesia  
Kampus Baru UI - Depok

Tanggal : 27 Juni 2011

## KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya lah akhirnya tesis ini dapat saya selesaikan. Penulisan tesis ini dilakukan dalam rangka untuk memenuhi syarat untuk dapat maju ke sidang tesis sebagai syarat untuk mencapai gelar Magister Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis menyadari bahwasanya tulisan ini masih banyak kekurangan oleh karena itu kritik dan saran yang bersifat konstruktif 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 saya dalam penyusunan proposal seminar tesis ini.
2. Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral dalam penyediaan dana pendidikan melalui program beasiswa tahun 2009.
3. Orang tua, Istri, Gita, Ivana, Ruth serta keluarga saya yang telah memberikan bantuan dan dukungan baik material maupun moral.
4. Sahabat yang telah banyak membantu dalam penyusunan dan penyelesaian tesis ini.

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

Depok, 27 Juni 2011

Penulis,



HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI  
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

---

---

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

Nama : EFENDI MANURUNG  
NPM : 0906579153  
Departemen : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik  
Jenis Karya : Tesis

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

**“Simulasi Pembakaran pada Ruang Bakar Turbin Gas Mikro Proto X-1”**

Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksekutif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat dan mempublikasikan tugas akhir 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 : 27 Juni 2011

Yang menyatakan,

  
EFENDI MANURUNG

## ABSTRAK

Nama : EFENDI MANURUNG  
Departemen : Teknik Mesin  
Judul : **Simulasi Pembakaran pada Ruang Bakar Turbin Gas Mikro Proto X-1**

Kebutuhan energi di perdesaan dapat dihasilkan turbin gas berbahan bakar bioenergi mengingat bahan baku bioenergi cukup tersedia, sehingga dengan tersedianya energi di perdesaan tercipta kegiatan yang sifatnya produktif untuk membuka lapangan kerja dan mengurangi kemiskinan. Sektor properti di perkotaan yang merupakan salah satu penyerap energi terbanyak dapat juga menggunakan turbin gas berbahan bakar bioenergi sehingga tercipta bangunan yang dapat mencukupi kebutuhan energinya sendiri dari sumber energi terbarukan, hal ini merupakan konsep *Zero Energy Building*.

Turbin gas yang diharapkan mengatasi ketersediaan energi mempunyai keunggulan yakni instalasi cepat, ukuran sistem, massa, dan biaya investasi relatif lebih rendah; dapat dioperasikan dalam keadaan dingin; getaran yang dihasilkan jauh lebih kecil; pelumasan yang lebih sederhana; efisiensi mekanis lebih baik; dapat menggunakan bermacam-macam bahan bakar; gas buangnya bersih; serta gas buang dari turbin gas dapat dimanfaatkan untuk melakukan destilasi bioetanol. Tetapi, turbin gas juga mempunyai kelemahan-kelemahan, diantaranya efisiensi termal yang rendah; degradasi komponen yang terlalu cepat; dan bencana kegagalan sistem. Kelemahan tersebut diakibatkan ketidakstabilan pembakaran yang disebabkan oleh panas yang dihasilkan oleh ruang bakar tidak tetap. Sehingga muncul pertanyaan apakah bahan bakar yang ada di dalam ruang bakar tersebut sudah terbakar maksimal; karakteristik gas yang dihasilkan oleh proses pembakaran pada ruang bakar; besarnya *thermal stress* yang dialami oleh ruang bakar tersebut. Metodologi yang dilakukan menjawab pertanyaan tersebut adalah melakukan percobaan dengan menggunakan turbin gas mikro Proto X-1, membuat pemodelan dan simulasi dari ruang bakar, kemudian hasil percobaan tersebut dijadikan sebagai input simulasi model ruang bakar dengan menggunakan perangkat lunak CFDSOF. Sehingga diketahui karakteristik distribusi temperatur, distribusi bahan bakar, distribusi udara dan distribusi produk gas.

**Kata kunci:** turbin gas, pembakaran, ruang bakar, bioenergi, simulasi, CFDSOF.

## ABSTRACT

Nama : EFENDI MANURUNG  
Departement : Mechanical Engineering  
Judul : **Combustion Simulation in Combustion Chamber of a Micro Gas Turbine Proto X-1**

Energy need in rural area can be filled with the use of bioenergy gas turbine, considering the bioenergy fuel availability with its raw material, which the production of bioenergy fuel can also reduce poverty by employing local laborer. Also, bioenergy gas turbine can also supply the energy need in urban property sector – the most energy absorber. This condition help the building to meet its own energy needs with renewable energy source, called Zero Energy Building Concept (ZEB).

With its advantages, i.e. quick installation, system dimension, weight, low investment cost, cold operation, lower lubricating parts, better mechanical efficiency, fuel variations operating, cleaner exhaust gas, the gas turbines are expected to carry the energy availabilities. Besides, high temperature of the exhaust gas can be used for bioethanol distillation system. However, the gas turbine also have weakness, i.e. low thermal efficiency, rapid components degradation, and system failure which caused by instability combustion as a result of unstable combustor temperature. This conditions arises whether the existing fuel in the combustion chamber is converted to fire; exhaust gas characteristics; thermal stress magnitude of the combustion chamber. A Prototype of Micro Gas Turbine Proto X-1 is designed and combustion CFD simulation has done to answer. Experimental results from the Proto X-1 are used as the input of the combustion CFD simulation which done by CFDSOF software resulting the temperature distribution, fuel distribution, air distribution, and exhaust gas distribution.

**Keywords:** gas turbine, combustion, bioenergy, simulation, CFDSOF

## DAFTAR ISI

BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Permasalahan .....	6
1.3. Tujuan Penelitian.....	6
1.4. Batasan Masalah.....	6
BAB 2 TEORI PENUNJANG .....	7
2.1. Turbin Gas .....	7
2.1.1 Klasifikasi Turbin Gas .....	8
2.1.2. Siklus-Siklus Turbin Gas .....	10
2.2. Ruang Bakar.....	13
2.3. Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas.....	14
2.4. Reaksi Pembakaran pada Turbin Gas.....	15
2.4.1. Definisi Pembakaran.....	15
2.4.2. Aplikasi Hukum Pertama Termodinamika pada Sebuah Sistem Pembakaran.....	16
2.4.3. Entalpi Pembentukan.....	17
2.4.4. Hubungan dan Sifat-sifat Penting pada Campuran Gas.....	17
2.4.5. Ekuivalen Rasio .....	18
2.4.6. Temperatur Nyala Adiabatik .....	18
2.5. Diagram Alir Perhitungan Temperatur Nyala Adiabatik .....	21
2.6. Pemodelan dan Simulasi.....	22
2.7. Pemodelan Pembakaran dengan CFD.....	23

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN .....	25
3.1. Tahapan Penelitian.....	25
3.2. Studi Turbin Gas GT 85-2.....	26
3.3. Pembuatan Model Turbin Gas Mikro Proto X-1.....	27
3.4. Pengujian Turbin Gas Mikro.....	28
3.5. Simulasi CFDSOF.....	30
3.5.1. Tahapan Perintah Simulasi Pembakaran dengan CFDSOF.....	31
3.5.2. Diagram Alir Simulasi Pembakaran dengan CFDSOF.....	32
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN.....	33
4.1. Turbin Gas Mikro Proto X-1.....	33
4.2. Pengolahan Data Hasil Pengujian.....	34
4.3. Perhitungan Pembakaran Sempurna Gas Metana .....	35
4.4. Pemodelan Ruang Bakar pada CFDSOF .....	41
4.5. Hasil Simulasi CFDSOF .....	44
4.5.1. Simulasi Distribusi Temperatur Ruang Bakar Turbin Gas Mikro .....	44
4.5.2. Simulasi Distribusi Spesis Kimia dalam Ruang Bakar .....	46
BAB 5 KESIMPULAN.....	54
Daftar Pustaka .....	56
Lampiran 1	
Lampiran 2	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1.	Arah kebijakan energi nasional .....	2
Gambar 2.1.	Skema sistem turbin gas sederhana .....	7
Gambar 2.2.	Skema Turbin gas siklus terbuka.....	8
Gambar 2.3.	Skema Turbin gas siklus tertutup .....	9
Gambar 2.4.	Siklus Bryton.....	11
Gambar 2.5.	Efisiensi siklus Brayton.....	12
Gambar 2.6.	Spesifikasi daya keluar dari siklus Brayton.....	12
Gambar 2.7.	Skema temperatur nyala adiabatik.....	19
Gambar 2.8.	Diagram alir perhitungan temperatur nyala adiabatik .....	22
Gambar 3.1.	Diagram alir tahapan penelitian.....	25
Gambar 3.2.	(a) Skematik peralatan kontrol turbin gas GT 85-2, (b) Peralatan kontrol turbin gas GT 85-2, (c) Ruang bakar turbin gas GT 85-2.....	27
Gambar 3.3.	(a) Dimensi ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1, (b) Model 3D ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1 .....	28
Gambar 3.4.	Skematik pengujian turbin gas mikro .....	29
Gambar 3.5.	Panel pengujian turbin gas mikro Proto X-1 .....	29
Gambar 3.6.	Diagram alir tahapan simulasi.....	32
Gambar 4.1.	Turbin gas mikro Proto X-1 .....	33
Gambar 4.2.	Profil <i>cell</i> ruang bakar turbin gas Proto X-1 .....	41
Gambar 4.3.	<i>Grid</i> model ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1 .....	42

Gambar 4.4.	Distribusi temperatur di ruang bakar turbin gas dengan laju alir bahan bakar 10 liter/menit.....	44
Gambar 4.5.	Distribusi temperatur di ruang bakar turbin gas dengan laju alir bahan bakar 12 liter/menit.....	44
Gambar 4.6.	Distribusi temperatur di ruang bakar turbin gas dengan laju alir bahan bakar 15 liter/menit.....	45
Gambar 4.7.	Distribusi temperatur di ruang bakar turbin gas dengan laju alir bahan bakar 17 liter/menit.....	45
Gambar 4.8.	Distribusi temperatur di ruang bakar turbin gas dengan laju alir bahan bakar 20 liter/menit.....	46
Gambar 4.9.	Distribusi bahan bakar pada ruang bakar turbin gas dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum).....	47
Gambar 4.10.	Distribusi udara pada ruang bakar turbin gas dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum).....	48
Gambar 4.11.	Distribusi CO <sub>2</sub> yang terbentuk dari reaksi pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum) .....	48
Gambar 4.12.	Distribusi H <sub>2</sub> O yang terbentuk dari reaksi pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum) .....	49
Gambar 4.13.	Distribusi gas N <sub>2</sub> pada pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum) .....	49

Gambar 4.14. Distribusi bahan bakar pada ruang bakar turbin gas dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum) .....	50
Gambar 4.15. Distribusi udara pada ruang bakar turbin gas dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum) ...	50
Gambar 4.16. Distribusi CO <sub>2</sub> yang terbentuk dari reaksi pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum) .....	51
Gambar 4.17. Distribusi H <sub>2</sub> O yang terbentuk dari reaksi pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum) .....	51
Gambar 4.18. Distribusi gas N <sub>2</sub> yang terbentuk dari reaksi pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum) .....	52



# BAB 1

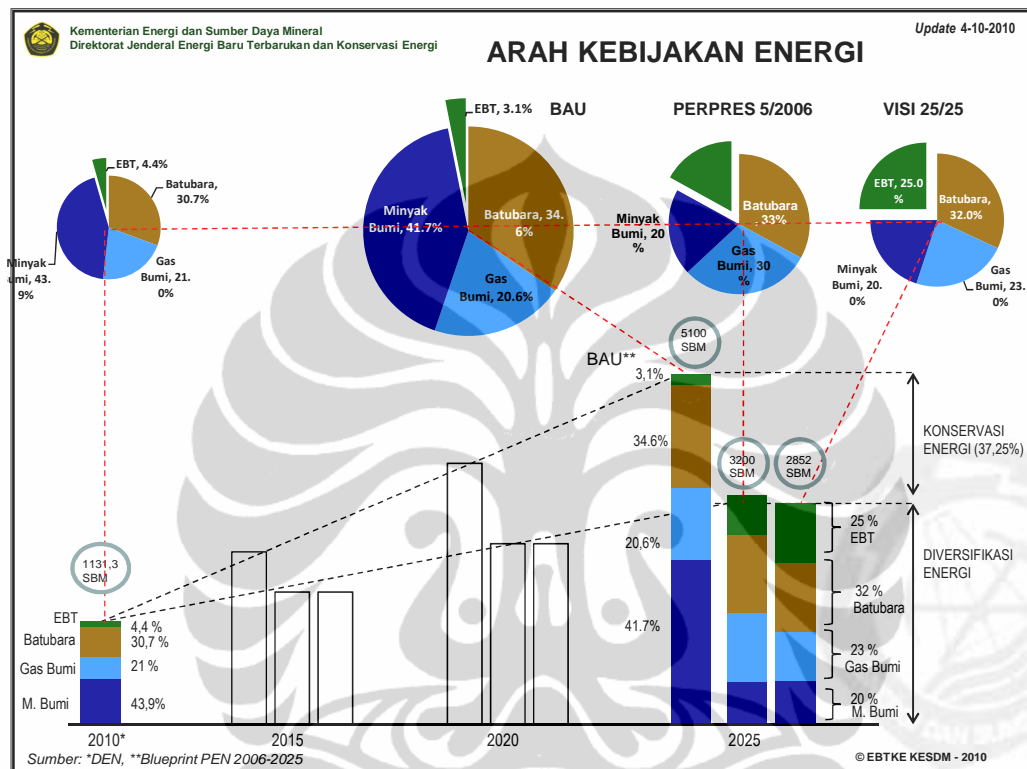
## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

Energi merupakan salah satu faktor utama di dalam pembangunan suatu negara. Oleh karena itu, strategi pengembangan energi merupakan hal yang sangat vital sebagai usaha untuk menjamin ketersediaan energi nasional. Meskipun Indonesia mempunyai cadangan minyak bumi, namun ketersediaannya sangatlah terbatas. Saat ini Indonesia tidak lagi menjadi negara pengekspor minyak bumi malah telah menjadi negara pengimpor. Lebih jauh lagi, isu pemanasan global yang dikaitkan dengan penggunaan minyak bumi merupakan salah satu alasan untuk menurunkan tingkat konsumsi minyak bumi. Selain keterbatasan cadangan minyak bumi nasional, permintaan energi nasional yang terus tumbuh dengan pesat merupakan faktor lain yang mendorong pengembangan energi baru terbarukan (EBT).

Mengingat situasi energi nasional tersebut, peran EBT sangatlah diperlukan dalam mendukung penyediaan energi nasional. Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral membuat suatu Arah Kebijakan EBT diharapkan dapat berperan minimal 25% di dalam pemanfaatan energi nasional pada tahun 2025 nanti. Hal ini sering disebut “VISI 25/25”. Selanjutnya peran minyak bumi yang mendominasi sistem penyediaan energi nasional diharapkan dapat diturunkan menjadi 20% dari total penyediaan energi nasional. Oleh karena itu untuk mencapai bauran energi nasional tersebut diperlukan suatu usaha yang terpadu

antara pemerintah dan masyarakat yang mempunyai kepentingan di bidang EBT, seperti bioenergi, panas bumi, tenaga air, energi surya, energi angin, dan energi nuklir.



Sumber : Ditjen Energi Baru Terbarukan dan Konservasi Energi (EBTKE), Kementerian ESDM, 2010

Gambar 1.1 Arah kebijakan energi nasional

Guna pemenuhan kebutuhan energi di perdesaan dengan memanfaatkan potensi energi terbarukan, saat ini sedang di kembangkan Program Desa Mandiri Energi (DME). DME adalah desa yang dapat menyediakan energi dari desa itu sendiri. Selain bertujuan untuk memenuhi kebutuhan masyarakat desa melalui diversifikasi penyediaan dan pemanfaatan energi, diharapkan dengan adanya energi tersebut maka desa itu dapat membuka lapangan kerja dan mengurangi kemiskinan serta memberikan kegiatan-kegiatan yang sifatnya produktif.

Energi di perdesaan dapat dihasilkan oleh pembangkit daya turbin gas, mengingat bahan bakar turbin gas tersebut tersedia di perdesaan. Bahan bakar tersebut dihasilkan dari sumber daya energi terburukan secara umum dianggap sebagai pilihan untuk pengganti bahan bakar fosil dan dengan demikian jawaban atas perdebatan perubahan iklim. Namun, ada tiga aspek yang harus dipenuhi yaitu : penyediaan bahan baku harus tidak bersinggungan dengan produksi makanan, transportasi dan distribusi produk yang minimal dan energi yang diperlukan untuk memperbaiki ekosistem bahan baku harus dioptimalkan [1].

Sektor properti di perkotaan juga merupakan salah satu sektor penyerap energi terbanyak dan penghasil emisi gas buang terbesar. Tetapi, belakangan ini sudah berkembang pesat gedung ramah lingkungan, antarlain dengan menggunakan konsep *Zero-Energy-Building (ZEB)*.

Salah satu konsep ZEB yaitu bangunan yang dapat mencukupi kebutuhan energinya sendiri dari sumber energi terbarukan. Turbin gas berbahan bakar biomassa juga dapat digunakan mendukung konsep ZEB tersebut, sehingga bangunan mampu memproduksi energi terbarukan lebih banyak untuk mengisi kekurangan energi di lain waktu.

Aplikasi turbin gas sangat luas dan beragam, diantaranya sebagai mesin penggerak generator listrik, kendaraan darat, kapal laut dan pesawat terbang. Sebagai pembangkit tenaga listrik, turbin gas biasanya dipakai untuk mengisi beban puncak dan beban menengah, bahkan ada pula yang memakai beban rendah. Selain itu, turbin gas skala kecil juga dapat digunakan untuk pembangkit daya di perdesaan. Faktor yang teknis utama yang menjadi kendala program pembangunan turbin gas skala kecil adalah angka Reynolds rendah di bagian

aliran *turbomachinery* kental menyebabkan kerugian yang relatif tinggi; jarak ujung relatif tinggi karena keterbatasan toleransi manufaktur dan bantalan; besar perbandingan wilayah dengan volume ruang bakar mengakibatkan kerugian panas tinggi dan perpindahan panas disengaja untuk kompresor; kerugian sistem yang relatif tinggi tambahan karena tingkat output daya rendah [2].

Pengembangan turbin gas hingga bisa dibuat seperti sekarang ini, yaitu sampai bisa ekonomis untuk dipakai sebagai mesin penggerak pesawat terbang dan membangkitkan tenaga listrik, sudah berlangsung cukup lama. Sejak abad yang lalu sudah dimulai usaha untuk mengembangkan turbin gas, tetapi kurang berhasil dan perkembangan selanjutnyapun dapat dikatakan agak lambat bila dibandingkan dengan tenaga uap yang mencapai kemajuan pesat dengan makin tingginya tekanan dan temperatur uap, dan harganya randemen turbin gas sudah jauh ketinggalan.

Konstruksi dan cara kerjanya turbin gas adalah sangat mudah bila hanya di dalam kertas (gambar desain), tetapi kenyataannya bila diwujudkan sangat sukar karena ada hubungannya dengan pemakaian bahan bakar turbin harus hemat.

Turbin gas mempunyai arti yang sangat besar, karena untuk penggerak pesawat terbang dengan daya yang besar harus memakai turbin gas dan sudah tidak bisa diganti lagi, sebab ukuran luar dan berat turbin gas tidak bisa disaingi oleh motor bakar torak.

Sistem turbin gas dapat juga digabungkan dengan turbin uap. Gas buang yang dihasilkan oleh turbin gas dapat digunakan sebagai fluida pemanas pada ketel uap. Demikian halnya di perdesaan, sistem turbin gas dapat digabungkan

dengan sistem destilasi bioetanol yang juga memanfaatkan gas buang dari turbin gas. Dengan sistem gabungan diharapkan dapat diperoleh efisiensi termal yang lebih tinggi.

Selain keuntungan di atas, sistem turbin gas juga mempunyai beberapa kelebihan, yaitu :

1. Instalasi cepat, ukuran sistem, massa, dan biaya investasi relatif lebih rendah jika dibanding dengan instalasi turbin uap dan motor diesel.
2. Dalam keadaan dingin dapat *distart* hingga dapat dibebani penuh dalam waktu yang sangat singkat.
3. Getaran yang dihasilkan jauh lebih kecil dibandingkan pembangkit lainnya.
4. Pelumasan pada turbin gas lebih sederhana, karena pelumasnya praktis tidak berhubungan dengan proses pembakaran, sehingga konsumsi pelumas kecil.
5. Dapat menggunakan bermacam-macam bahan bakar.
6. Gas buangnya bersih, karena udara yang terikut di dalam ruang bakarnya jauh lebih banyak dari kebutuhan proses pembakarannya, akibat proses pembakarannya mendekati sempurna.

Di samping kelebihan-kelebihan tersebut, turbin gas juga mempunyai kelemahan-kelemahan, diantaranya efisiensi termal yang rendah, degradasi komponen yang terlalu cepat, dan bencana kegagalan sistem. Kesemuanya itu diakibatkan ketidakstabilan pembakaran yang disebabkan oleh efek kopling dari panas yang dihasilkan oleh ruang bakar tidak tetap dan perubahan tekanan akustik gas yang masuk ke ruang bakar [3].

## **1.2. Permasalahan**

Bertitik tolak dari efisiensi termal yang rendah, maka timbul beberapa permasalahan, antara lain:

1. Apakah bahan bakar yang ada di dalam ruang bakar tersebut sudah terbakar maksimal;
2. Bagaimana pengaruh laju alir bahan bakar yang masuk ke ruang bakar terhadap distribusi temperatur di dalam ruang bakar;
3. Berapa laju alir bahan bakar yang optimal untuk mencapai distribusi temperatur yang baik.

## **1.3. Tujuan Penelitian**

Penulis memiliki beberapa tujuan yang hendak dicapai dalam penelitian ini:

1. Pembuatan turbin gas mikro Proto X-1;
2. Pengujian ruang bakar turbin gas mikro;
3. Pemodelan ruang bakar dari ruang bakar turbin gas mikro;
4. Melakukan simulasi model ruang bakar dengan perangkat lunak.

## **1.4. Batasan Masalah**

Batasan masalah penelitian ini adalah :

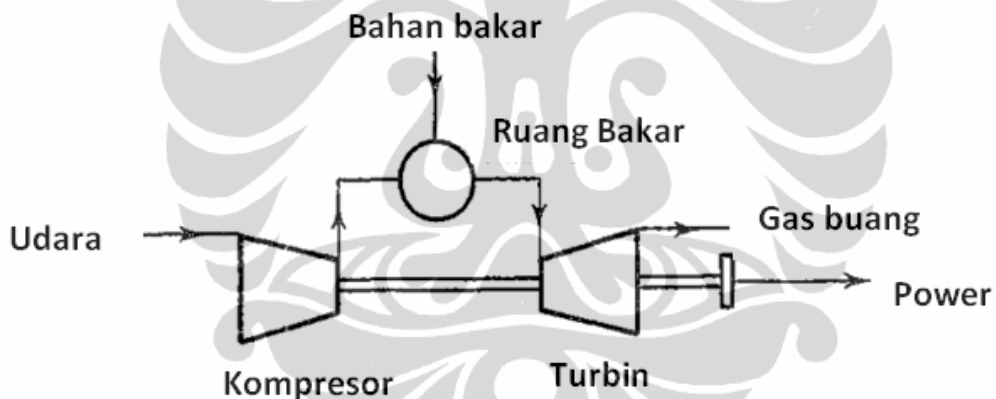
1. Model ruang bakar diperoleh dari model turbin gas mikro Proto X-1;
2. Pengujian ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1 dengan menggunakan bahan bakar gas;
3. Perangkat lunak yang digunakan adalah CFDSOF.

## BAB 2

### TEORI PENUNJANG

#### 2.1 Turbin Gas

Turbin gas merupakan peralatan pembangkit tenaga dengan memanfaatkan gas sebagai fluida untuk memutar turbin dengan pembakaran internal. Di dalam turbin gas energi kinetik dikonversikan menjadi energi mekanik melalui udara bertekanan yang memutar roda turbin sehingga menghasilkan daya. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin gas [4].



*Gambar 2.1 Skema sistem turbin gas sederhana [5]*

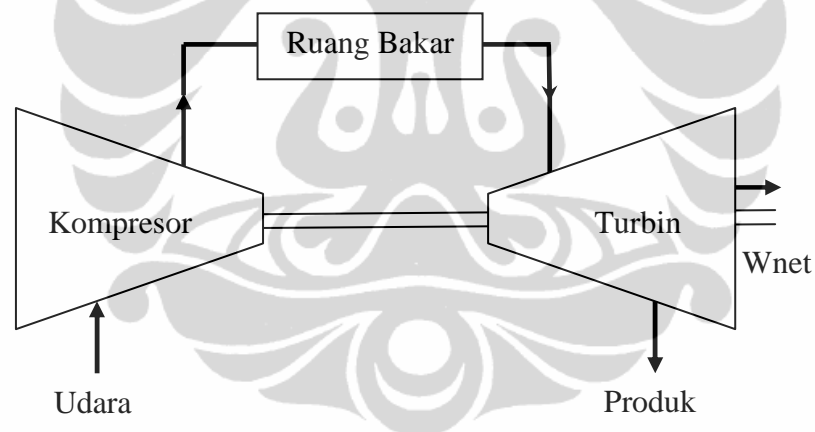
Udara masuk ke dalam kompresor melalui saluran masuk udara (*inlet*). Kompresor berfungsi untuk menghisap dan menaikkan tekanan udara tersebut, sehingga temperatur udara juga meningkat. Kemudian udara bertekanan ini masuk ke dalam ruang bakar. Di dalam ruang bakar dilakukan proses pembakaran dengan cara mencampurkan udara bertekanan dan bahan bakar. Proses pembakaran tersebut berlangsung dalam keadaan tekanan konstan sehingga dapat dikatakan ruang bakar hanya untuk menaikkan temperatur. Gas hasil pembakaran

tersebut dialirkan ke turbin gas melalui suatu nozel yang berfungsi untuk mengarahkan aliran tersebut ke sudu-sudu turbin. Daya yang dihasilkan oleh turbin gas tersebut digunakan untuk memutar kompresornya sendiri dan memutar beban lainnya seperti generator listrik, dll. Setelah melewati turbin ini gas tersebut akan dibuang keluar melalui saluran buang (*exhaust*).

### 2.1.1 Klasifikasi Turbin Gas

Turbin gas dapat dibedakan berdasarkan siklusnya, konstruksi poros dan lainnya. Menurut siklusnya turbin gas terdiri dari:

#### 1. Turbin Gas Siklus Terbuka



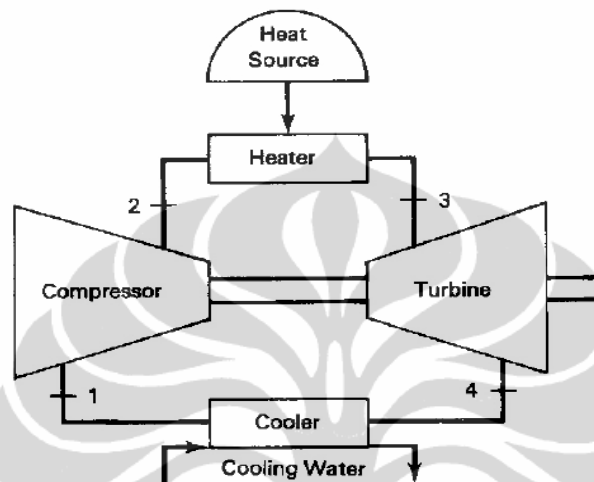
Gambar 2.2 Skema Turbin gas siklus terbuka

Udara segar pada kondisi ambien (atmosfir) disedot masuk ke dalam kompresor, dimana terjadi peningkatan suhu dan tekanan. Udara bertekanan tinggi diproses di dalam ruang pembakaran, dimana bahan bakar dibakar pada tekanan konstan. Gas temperatur tinggi yang dihasilkan kemudian masuk turbin, dimana gas temperatur tinggi dan bahan bakar dibakar pada tekanan atmosfer sehingga menghasilkan tenaga.



Gas buang yang dihasilkan turbin dibuang keluar (tidak disirkulasikan kembali), menyebabkan siklus harus diklasifikasikan sebagai siklus terbuka.

## 2. Turbin gas siklus Tertutup



Gambar 2.3 Skema turbin gas siklus tertutup

Cara kerja turbin gas siklus tertutup, secara keseluruhan hampir sama dengan siklus terbuka, yaitu di sini proses kompresi dan ekspansi tetap sama, akan tetapi proses pembakaran digantikan oleh masukan kalor tekanan konstan dari sumber eksternal, dan proses pembuangan digantikan oleh pembuangan kalor tekanan konstan pada suhu ambien.

Berdasarkan konstruksi porosnya Dalam industri turbin gas umumnya diklasifikasikan dalam dua jenis yaitu :

### 1. Turbin Gas Poros Tunggal (*Single Shaft*)

Turbin jenis ini digunakan untuk menggerakkan generator listrik yang menghasilkan energi listrik untuk keperluan proses di industri.

### 2. Turbin Gas Poros Ganda (*Double Shaft*)

Turbin jenis ini merupakan turbin gas yang terdiri dari turbin bertekanan tinggi dan turbin bertekanan rendah, dimana turbin gas ini digunakan untuk menggerakkan beban yang berubah seperti kompresor pada unit proses.

### 2.1.2. Siklus-Siklus Turbin Gas

Tiga siklus turbin gas yang dikenal secara umum yaitu:

#### 1. Siklus Ericson

Merupakan siklus mesin kalor yang dapat balik (*reversible*) yang terdiri dari dua proses isotermais dapat balik (*reversible isothermic*) dan dua proses isobarik dapat balik (*reversible isobaric*). Proses perpindahan panas pada proses isobarik berlangsung di dalam komponen siklus internal (*regenerator*), dimana efisiensi termalnya adalah :

$$h_{th} = 1 - \frac{T_l}{T_h} \dots\dots\dots 2.1)$$

dimana :

$T_l$  = temperatur buang dan

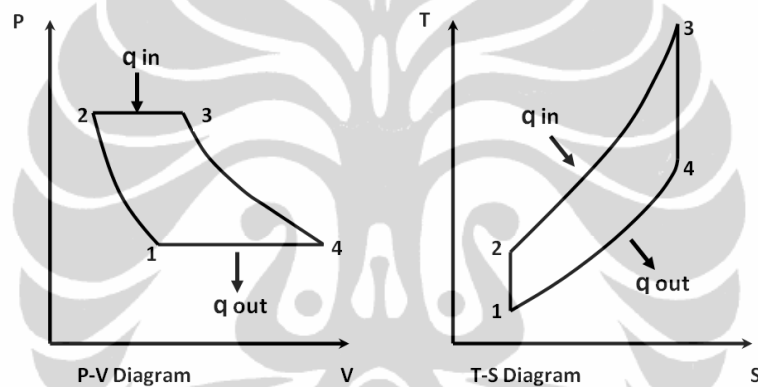
$T_h$  = temperatur panas.

#### 2. Siklus Stirling

Merupakan siklus mesin kalor dapat balik, yang terdiri dari dua proses isotermais dapat balik (*isothermal reversible*) dengan volume tetap (*isokhorik*). Efisiensi termalnya sama dengan efisiensi termal pada siklus Ericson.

### 3. Siklus Brayton

Siklus ini merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh pembuat mesin *turbine* atau *manufacturer* dalam analisa untuk *performance upgrading*. Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan. Pada siklus Bryton tiap-tiap keadaan proses dapat dianalisa secara berikut:

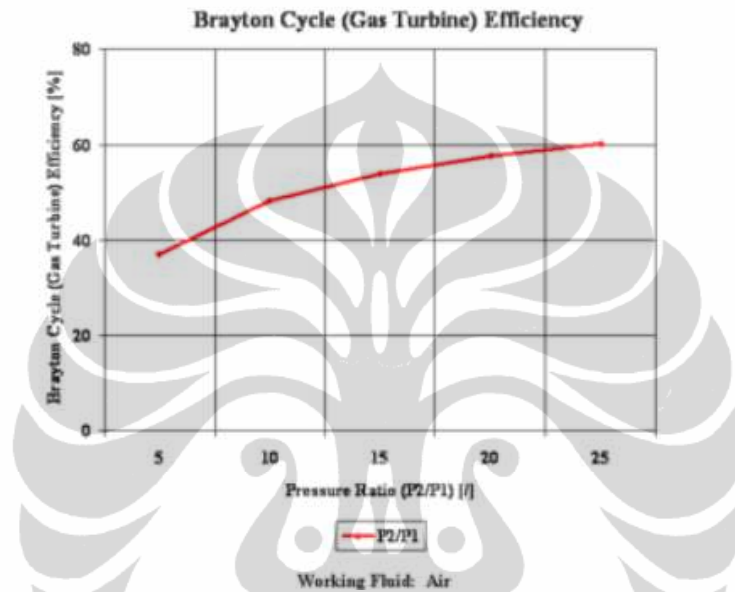


Gambar 2.4 Siklus Bryton

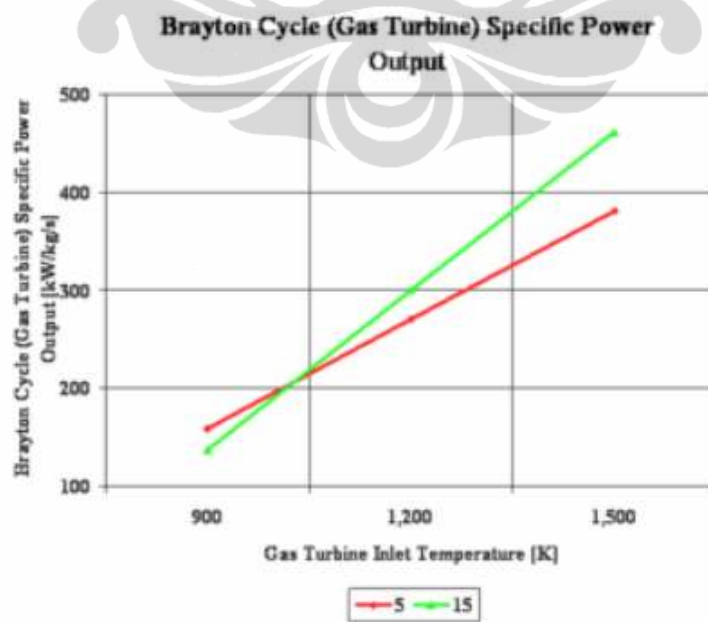
- Proses 1—2, (kompresi isotropik); Kerja yang dibutuhkan oleh kompresor
- Proses 2—3, (tekanan konstan) dalam pemasukan bahan bakar
- Proses 3—4, (ekspansi); Daya yang dibutuhkan turbin
- Proses 4—1, (tekan konstan); Jumlah kalor yang dilepas

Siklus ini terdiri dari dua proses adiabatik maupun balik menjadi isotropik dan dua proses tekanan tetap. Udara di atmosfer dikompresikan oleh kompresor sehingga terjadi perubahan tekanan dari  $P_1$  menjadi  $P_2$  dan kemudian mengalir ke ruang bakar, di dalam ruang bakar dimasukkan bahan bakar sehingga dengan adanya temperatur ruang bakar maka terjadilah pembakaran.

Untuk diagram P-v dan diagram T-s pada siklus Brayton dapat dianalisa pada keadaan aliran tunak (*steady flow*). Ketika perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan, keseimbangan energi untuk proses aliran tunak dapat dinyatakan, pada unit-dasar massa, yaitu



Gambar 2.5. Efisiensi siklus Brayton



Gambar 2.6. Spesifikasi daya keluar dari siklus Brayton

## 2.2. Ruang Bakar

Ruang pembakaran dari turbin gas merupakan rekayasa perangkat yang kompleks dicirikan oleh berlangsungnya serangkaian proses *physicochemical*, antara lain : berlangsung dinamika gas nonstasioner, pembakaran turbulen dari berbagai jenis bahan bakar, panas dan pertukaran massa, dan pembentukan oksida NO<sub>x</sub>, CO , dan lain-lain [11 Lysenkoa)]

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

1. Ruang Bakar, berfungsi sebagai tempat terjadinya pencampuran antara udara yang telah dikompresi dengan bahan bakar yang masuk.
2. *Combustion Liners*, terdapat di dalam ruang bakar yang berfungsi sebagai tempat berlangsungnya pembakaran.
3. *Nozzle* Bahan Bakar , berfungsi sebagai tempat masuknya bahan bakar ke dalam *combustion liner*.
4. *Ignitors (Spark Plug)*, berfungsi untuk memercikkan bunga api ke dalam ruang bakar sehingga campuran bahan bakar dan udara dapat terbakar.

5. *Swirler*, berfungsi mengatur udara masuk untuk dicampur dengan bahan bakar dan di samping itu juga berperan dalam menstabilkan nyala pembakaran.
6. *Transition Pieces*, berfungsi untuk mengarahkan dan membentuk aliran gas panas agar sesuai dengan ukuran *nozzle* dan sudu-sudu turbin gas.
7. *Cross Fire Tubes*, berfungsi untuk meratakan nyala api pada semua ruang bakar.

Daya tahan ruang bakar sering berkurang dengan adanya pemanasan mendadak di suatu titik tertentu di dalam ruang bakar pada waktu beroperasi, hal ini mengakibatkan keretakan pada dinding ruang bakar [7].

### 2.3. Perhitungan Unjuk Kerja Turbin Gas

Perhitungan unjuk kerja turbin gas dapat diperoleh dengan tahapan berikut :

$$\Delta P_{pemb} = \frac{P_2 - P_3}{P_2} \times 100\% \dots\dots\dots 2.2)$$

dimana :  $P_2$  = tekanan masuk ruang bakar (bar)

$P_3$  = tekanan keluar ruang bakar (bar)

Energi pembakaran yang dihasilkan ( $E_{pemb}$ ), adalah :

$$E_{pemb} = m_f \cdot \eta_{cc} \cdot LHV \dots\dots\dots 2.3)$$

dimana :  $m_f$  = laju massa bahan bakar (kg/s)

$\eta_{cc}$  = efesiensi ruang bakar (%)

$LHV$  = nilai kalor bawah bahan bakar (J/kg.K)

Energi pembakaran dapat juga dilihat dari :

$$E_{pemb} = (m_a + m_f) \cdot c_{pg} \cdot (T_3 - T_2) \dots\dots\dots 2.4)$$

dimana :  $m_f$  = laju massa bahan bakar (kg/s)

$m_a$  = laju massa udara (kg/s)

$c_{pg}$  = kalor spesifik pada tekanan konstan (J/kg.K)

$T_2$  = temperatur masuk ruang bakar (K)

$T_3$  = temperatur keluar ruang bakar (K)

Rasio antara massa udara dengan massa bahan bakar (A/F)

$$A/F = \frac{m_a}{m_f} \dots\dots\dots 2.5)$$

Turbin gas mengikuti kecenderungan umum dari mesin panas dalam bahwa tiga proses dasar yang terlibat dalam siklus, yaitu kompresi, pembakaran dan ekspansi

Oleh karena reaktan berada pada keadaan standar diukur pada tekan dan temperatur standar sehingga tidak ada kalor yang digunakan untuk memanaskan reaktan agar reaktan tersebut berada pada keadaan standar, sehingga persamaan di atas dapat disederhanakan menjadi :

$$H_{P2} - H_{P0} = -(H_{P0} - H_{R0}) \dots\dots\dots 2.6)$$

$$-(H_{P0} - H_{R0}) = \sum_i^{all\ reaktans} m_i c_{vi} (T_0 - T_1) \dots\dots\dots 2.7)$$

$$-(H_{P0} - H_{R0}) = \Delta H_0 \dots\dots\dots 2.8)$$

$\Delta H_0$  disebut kalor pembakaran

$$\Delta h_{pembakaran} = \Delta h_{Produk} - \Delta h_{Reaktan} \dots\dots\dots 2.9)$$

## 2.4. Reaksi Pembakaran pada Turbin Gas

### 2.4.1. Defensi Pembakaran

Pembakaran adalah reaksi kimia yang cepat antara oksigen dan bahan yang dapat terbakar, disertai timbulnya cahaya dan menghasilkan kalor.

- Pembakaran spontan adalah pembakaran dimana bahan mengalami oksidasi perlahan-lahan sehingga kalor yang dihasilkan tidak dilepaskan, akan tetapi dipakai untuk menaikkan suhu bahan secara pelan-pelan sampai mencapai temperatur nyala.
- Pembakaran sempurna adalah pembakaran dimana semua konstituen yang dapat terbakar di dalam bahan bakar membentuk gas CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, NO<sub>x</sub> dan SO<sub>2</sub>, sehingga tak ada lagi bahan yang dapat terbakar tersisa.

#### 2.4.2. Aplikasi Hukum Pertama Termodinamika pada Sebuah Sistem Pembakaran

Dengan menggunakan volume V dan temperatur absolut T sebagai dua buah variable yang mendiskripsikan kondisi (fasa) termodinamika sebuah sistem fluida pembakaran. Pada awalnya sistem berisi bahan bakar dan udara sebagai reaktan (yang ditunjukkan dengan indeks R pada kondisi (V<sub>1</sub>, T<sub>1</sub>), dan setelah pembakaran berlangsung maka sistem berisi sebuah produk reaksi (yang ditunjukkan dengan indeks P pada kondisi (V<sub>2</sub>, T<sub>2</sub>), dan dalam hal ini kita bisa menerapkan hukum pertama termodinamika terhadap sistem. Jika batas sistemnya adiabatik dan prosesnya adalah bukan proses aliran maka hukum pertama termodinamika menunjukkan bahwa panas yang dilepas oleh reaksi kimia harus sama dengan perubahan energi dalam U antar kondisi awal 1 dan kondisi akhir 2. Agar terhindar dari permasalahan penghitungan dalam kesetimbangan energi, maka panas yang dilepas dievaluasi pada sebuah kondisi referensi :

$$U_{P2} - U_{R1} = (U_{P2} - U_{P0}) + (U_{P0} - U_{R0}) + (U_{R0} - U_{R1}) \dots \dots \dots 2.10$$



Pada persamaan di atas U adalah total energi dalam and indek “0” menyatakan referensi keadaan. Pada umumnya reaktan dan produk berupa campuran gas. Dalam hal ini perubahan energi dalam digabungkan dengan membawa reaktan dari kondisi ”1” ke kondisi “2” dan produk dari kondisi “0” ke kondisi “2” dapat dinyatakan dalam istilah temperatur dengan mengasumsikan nilai rata-rata untuk panas spesifik Cv:

$$U_{R0} - U_{R1} = \sum_i^{all\ reaktans} m_i c_{vi}(T_0 - T_1) \dots \dots \dots 2.11)$$

**2.4.3. Entalpi Pembentukan.**

Pembentukan entalpi  $\Delta h_f$  didefinisikan sebagai kenaikan entalpi ketika sebuah senyawa dibentuk dari elemen-elemen penyusunnya dalam bentuk-bentuk alaminya pada standar temperatur dan tekanan. Jadi reaksi entalpi bisa dihitung dengan menggunakan pembentukan entalpi.

$$\Delta h_{pembakaran} = h_{produk} - h_{reaktan} \dots \dots \dots 2.12)$$

**2.4.4. Hubungan dan Sifat-sifat Penting pada Campuran Gas**

Fraksi mol suatu spesies (s) di dalam sebuah campuran didefinisikan sebagai:

$$X_s = \frac{n_s}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_N} = \frac{n_s}{n_{total}} \dots \dots \dots 2.13)$$

Tekanan parsial didefinisikan sebagai:

Fraksi massa suatu spesies (s) di dalam sebuah campuran didefinisikan sebagai:

$$Y_s = \frac{m_s}{m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_N} = \frac{m_s}{m_{total}} \dots \dots \dots 2.14)$$

#### 2.4.5. Ekuivalen Rasio

Pembakaran dengan jumlah udara kurang dari persyaratan udara stoikiometri adalah bahan bakar kaya, dan pembakaran dengan udara lebih dari persyaratan udara stoikiometri disebut pembakaran miskin. Ekuivalen rasio digunakan dalam penghitungan pembakaran untuk mendefinisikan kekuatan sebuah campuran dengan mengikuti aturan kekuatan campuran stoikiometri. Ekuivalen rasio menunjukkan kekuatan sebuah campuran dengan mengikuti aturan tentang rasio stoikiometri udara/bahan bakar, yang didefinisikan :

$$Q = \frac{(A/F)_{st}}{(A/F)_{actual}} = \frac{(F/A)_{actual}}{(F/A)_{st}} \dots\dots\dots 2.15)$$

#### 2.4.6. Temperatur Nyala Adiabatik

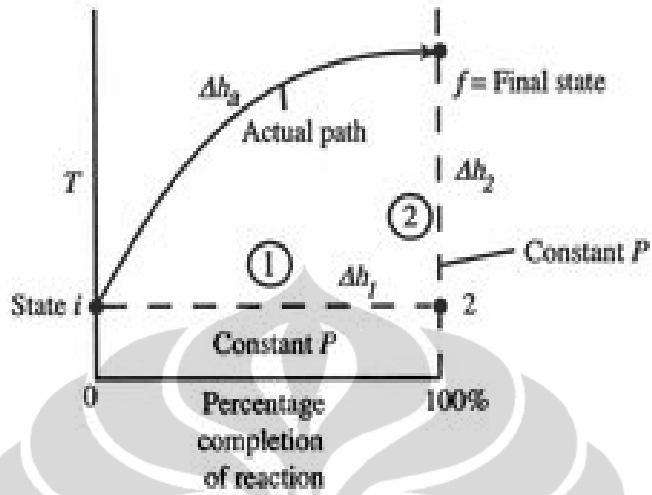
Jika sebuah campuran udara/bahan bakar dianggap terbakar keseluruhan pada tekanan konstan dan jika tanpa panas eksternal atau terjadi transfer kerja dari semua energi yang dilepas oleh reaksi kimia, akan digunakan untuk memanaskan produk. Proses ini akan menyerap temperatur semaksimal mungkin, yang dikenal dengan temperatur nyala adiabatik. Dapat dihitung dengan menggunakan hukum pertama termodinamika dimana entalpi produknya sama dengan entalpi reaktan.

Persamaan untuk proses tekan adiabatik konstan

$$H_{P2} - H_{R1} = 0 \dots\dots\dots 2.16)$$

$$-q_1 = (h_f^0)_{unit\ massa} \dots\dots\dots 2.17)$$

$$C_{p, avg} (T_f - T_2) = q_1 \dots\dots\dots 2.18)$$



Gambar 2.7. Skema temperatur nyala adiabatik

$$\Delta h_1 + \Delta h_2 = \Delta h_{adiabatik} = 0 \dots\dots\dots 2.19)$$

$$T_f - T_i = \frac{q_1}{C_{p,avg}} = \frac{[(h_f^0)_{unit\ massa}]}{C_{p,avg}} \dots\dots\dots 2.20)$$

dimana :

$\Delta h$  : perubahan entalpi

$q$  : kalor reaksi

$C_p$  : kapasitas panas

$\Delta h_f^0$  : kalor pembentukan

$T_f$  : temperatur nyala adiabatik

Dari Hukum Termodinamika I diperoleh :

$$H_{P2} - H_{R1} = (H_{P2} - H_{P0}) + (H_{P0} - H_{R0}) + (H_{R0} - H_{R1}) \dots\dots\dots 2.21)$$

dimana :

$$(H_{P0} - H_{R0}) = \Delta h$$

Pada proses nyala adiabatik :

- tekanan konstan (perubahan energi kinetik) maka :

$$H_{P2} - H_{R1} = 0$$

- tidak ada kenaikan suhu pada reaktan sebelum pembakaran,

$$H_{R0} - H_{R1} = 0$$

Maka :

$$H_{P2} - H_{R1} = (H_{P2} - H_{P0}) + (H_{P0} - H_{R0}) + (H_{R0} - H_{R1}) = -\Delta h$$

$$0 = (H_{P2} - H_{P0}) + \Delta h + 0$$

$$\sum_k^{All\ products} m_k C_{pk} (T_2 - T_0) = -\Delta h \dots\dots\dots 2.22)$$

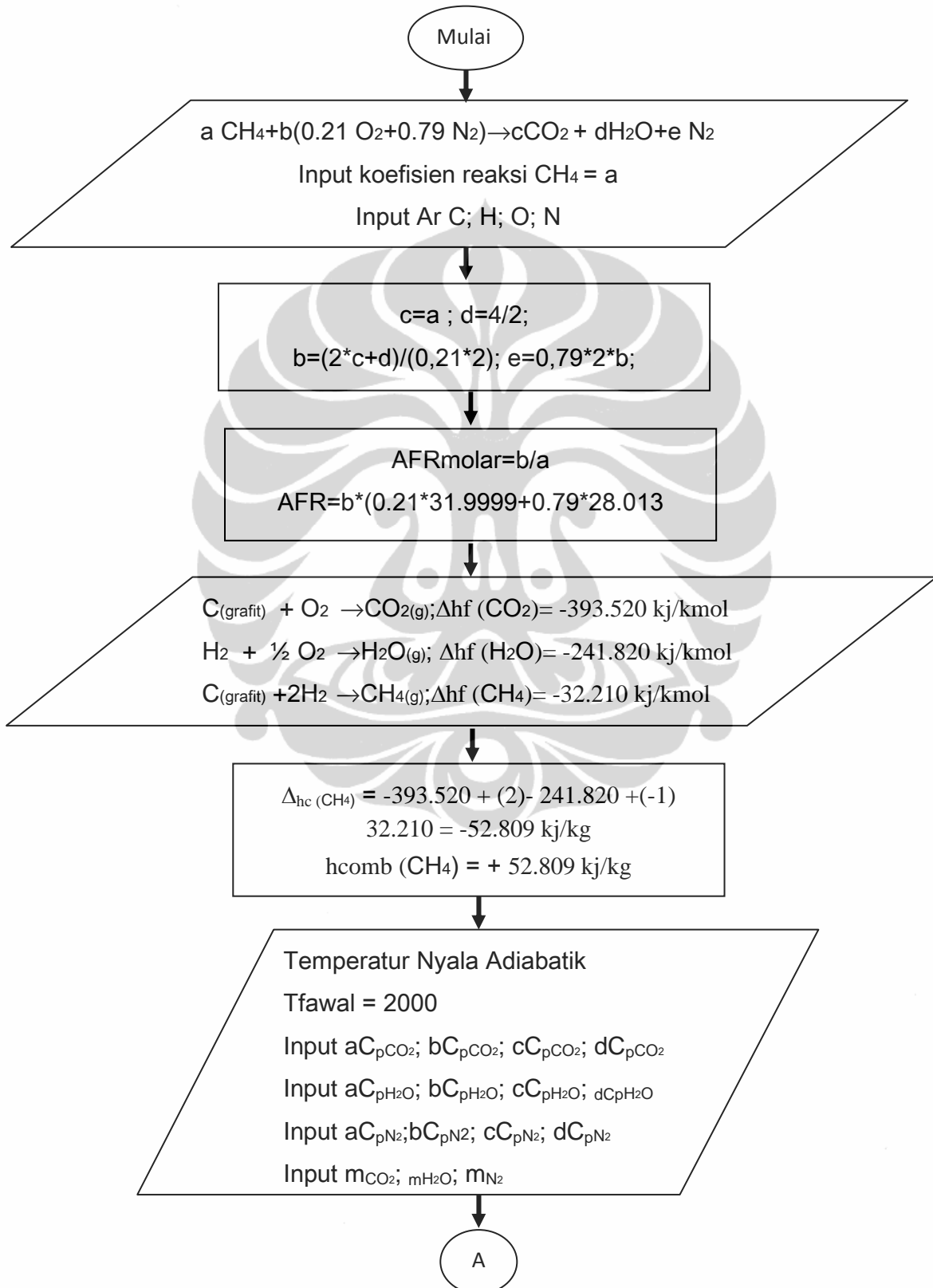
Dimana :

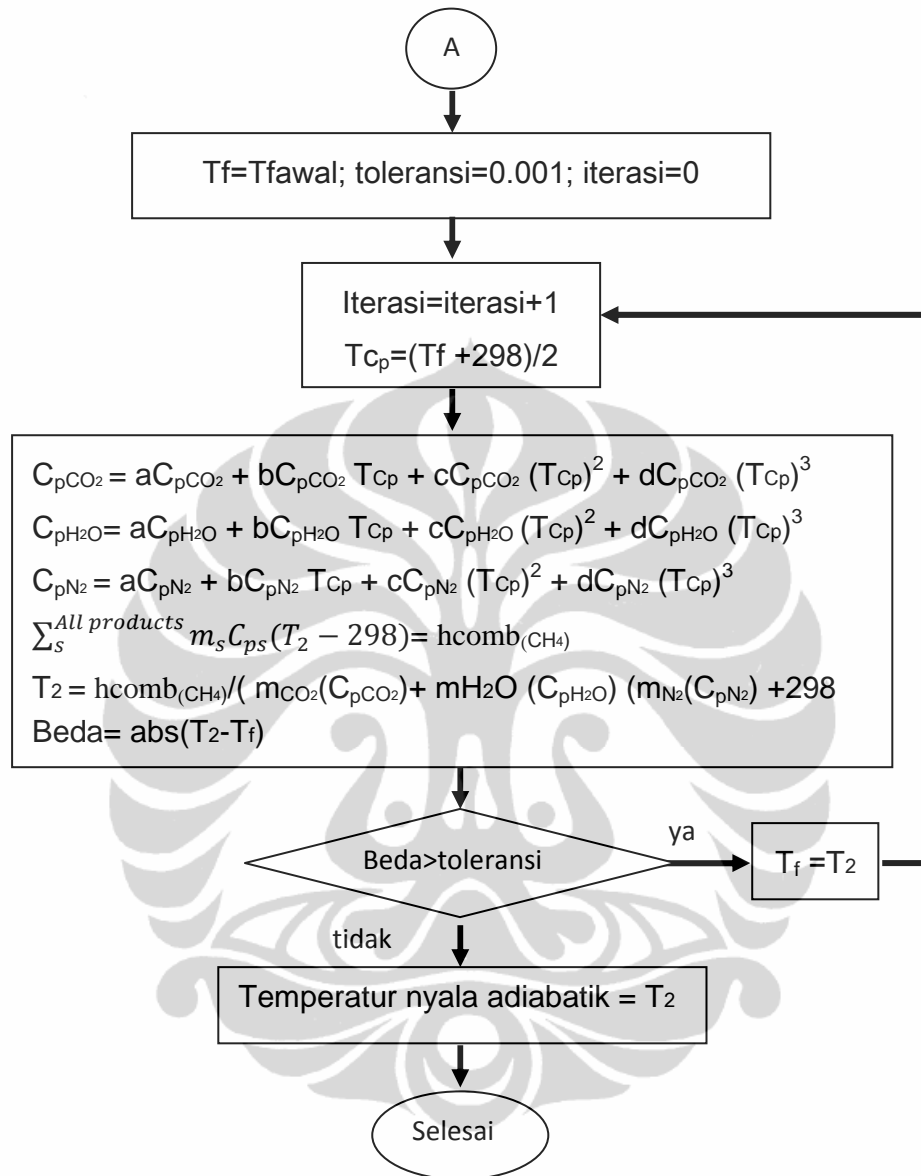
$C_{pk}$  = nilai rata-rata panas spesifik (pada *simple adiabatic*)

$$= a + b T_{Cp} + c(T_{Cp})^2 + d(T_{Cp})^3$$

$T_{Cp}$  = temperatur rata-rata panas spesifik

## 2.5. Diagram Alir Perhitungan Temperatur Nyala Adiabatik





Gambar 2.8. Diagram alir perhitungan temperatur nyala adiabatik

## 2.6. Pemodelan dan Simulasi

Simulasi yang digunakan dalam hal ini adalah sebuah simulasi yang menjelaskan fenomena yang akan terjadi selama proses berlangsung. Simulasi ini menggunakan teknik CFD (*Computational Fluid Dynamic*) dengan *software* CFDSOF. Melalui pendekatan metode kontrol volume dengan berbagai

pemodelan persamaan matematika yang terjadi selama proses berlangsung. CFD telah banyak dikembangkan karena merupakan sebuah metode yang cukup akurat untuk mengetahui kondisi yang hampir mendekati kenyataan yang terjadi. Nilai kesalahan yang terjadi bisa tergantung kepada beberapa faktor :

- Kesalahan pemodelan matematik dari fenomena fisik yang terjadi
- Kesalahan pengambilan data (bisa karena *human error* maupun *equipment error*)
- Kesalahan asumsi dari sifat fisik yang diketahui

CFD bisa dibagi dalam tiga modul :

- *Preprocessor* : kita harus mendefinisikan propertis maupun geometri model dengan *boundary condition* dan penentuan *mesh* yang tepat
- *Solver* : modul untuk memecahkan permasalahan yang telah didefinisikan oleh *preprocessor*
- *Postprocessor* : visualisasi dari hasil yang diperoleh yang diberikan *solver*, baik dalam bentuk grafik maupun gradiasi warna pada benda kerja. Warna yang berbeda menunjukkan kondisi *properties* yang berbeda pula.

## 2.7. Simulasi Pembakaran dengan CFD

Di dalam disiplin rekayasa, pembakaran adalah salah satu proses penting yang melibatkan: aliran fluida turbulent, perpindahan panas, reaksi kimia, perpindahan panas dan proses kimia dan fisika yang kompleks. Untuk beberapa jenis aplikasi teknik seperti: *internal combustion engine*, *power station*

*combustor, aeroengine, gas turbine combustor, boiler, furnace (tungku)* dan beberapa peralatan lainnya, dipandang perlu untuk memprediksi jenis aliran, temperatur, jenis konsentrasi dan emisi yang dihasilkan dari berbagai sistem pembakaran. Untuk merealisasi tujuan tersebut CFD merupakan sarana atau teknik yang dapat memudahkan dalam memodelkan sistem pembakaran.

Permodelan ruangan bakar turbin gas ini dilakukan dengan menyusun model-model dengan bentuk dasarnya. Setelah model dibuat, ditetapkan grid dan domain, kemudian dibuat model matematika dengan memasukkan nilai perhitungan perpindahan panas, turbulensi dan spesis kimia yang bereaksi. Kemudian ditetapkan konstanta fisika dan kondisi sempadan sistem dan lingkungan serta memberikan nilai pengenduran. Iterasi tahap pertama dilakukan untuk menentukan laju reaksi.

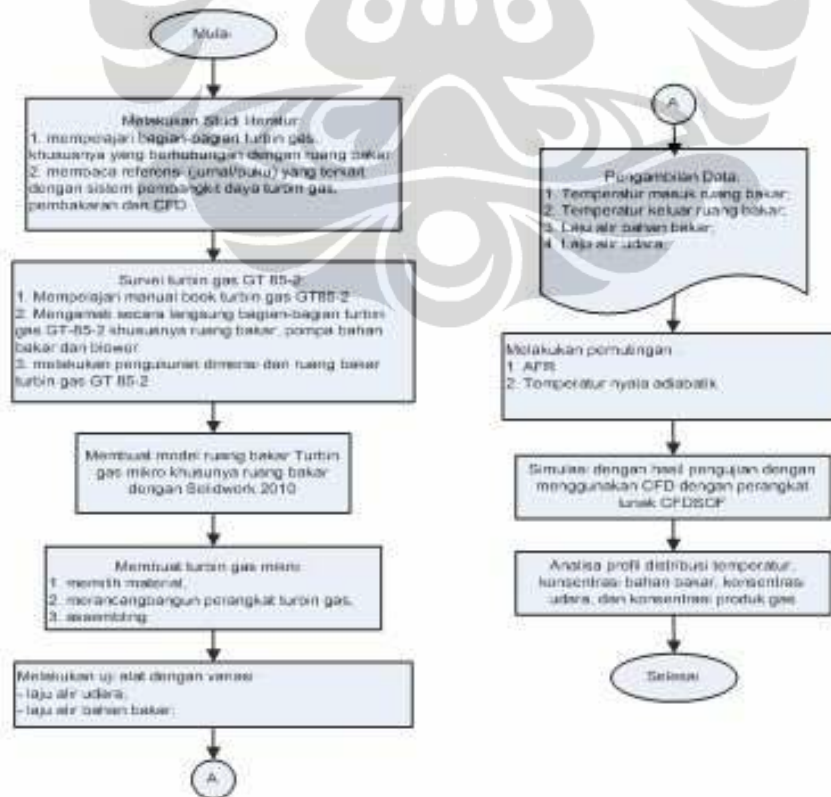


## BAB 3

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1. Tahapan Penelitian

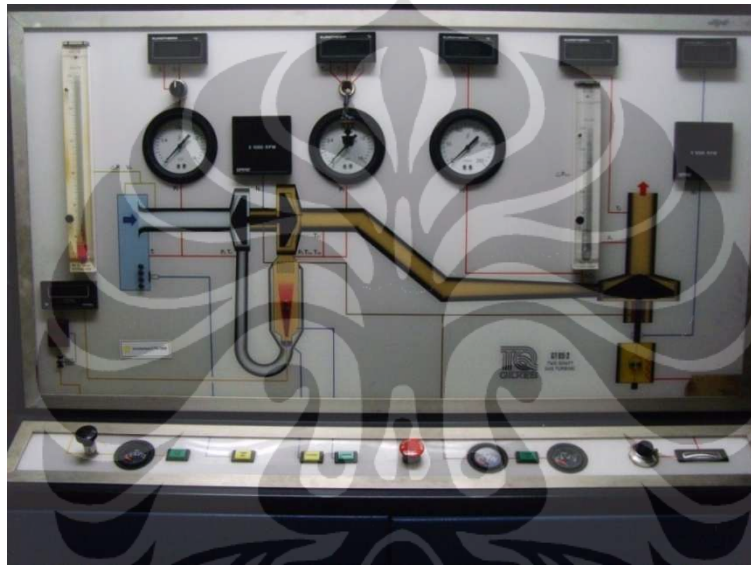
Penelitian dilakukan dengan tahapan persiapan yakni meliputi studi awal terhadap turbin gas GT 85-2, pembuatan model dari ruang bakar turbin gas Proto X-1 yang merupakan prototipe turbin gas GT 85-2, pabrikasi ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1. Pengujian proses pembakaran turbin gas mikro Proto X-1 dengan variasi laju alir bahan bakar. Hasil pengujian disimulasikan dengan menggunakan CFD5OF dengan tahapan pemodelan ruang bakar dan simulasi. Data hasil pengujian disimulasikan dengan menggunakan CFD5OF.



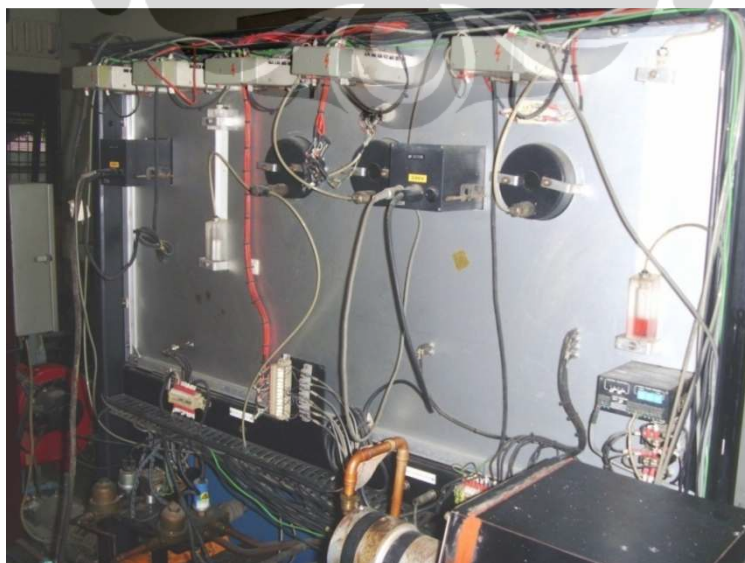
Gambar 3.1. Diagram alir tahapan penelitian

### 3.2. Studi Turbin Gas GT 85-2

Gambar 3.2 merupakan gambar dari turbin gas GT 85-2. Sebelum perancangan turbin gas mikro Proto X-1 dilakukan studi awal untuk mengetahui geometri, dimensi dan komponen-komponen dari turbin tersebut. Studi dilakukan terhadap bagian kontrol dari turbin, skema kontrol dan ruang bakar turbin.



(a) Skema peralatan kontrol turbin gas GT 85-2



(b) Peralatan kontrol turbin gas GT 85-2

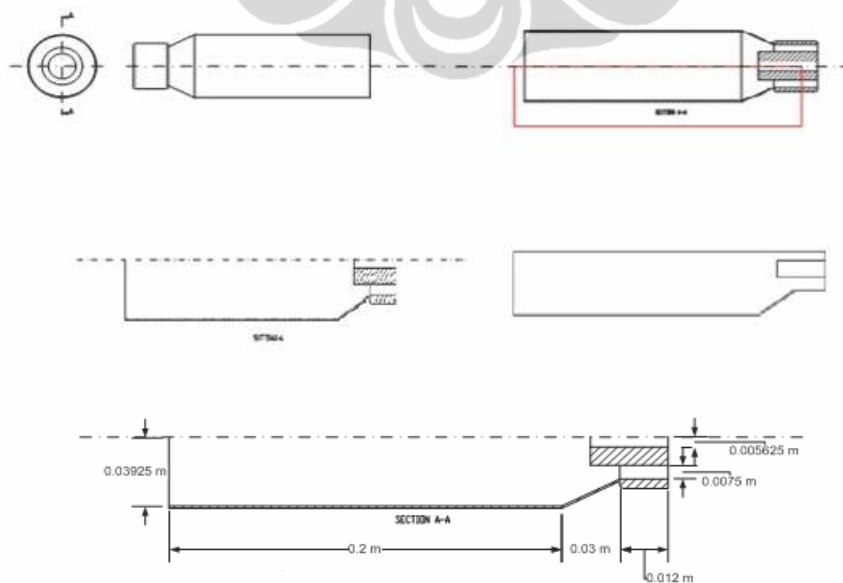


(c) Ruang bakar turbin gas GT 85-2

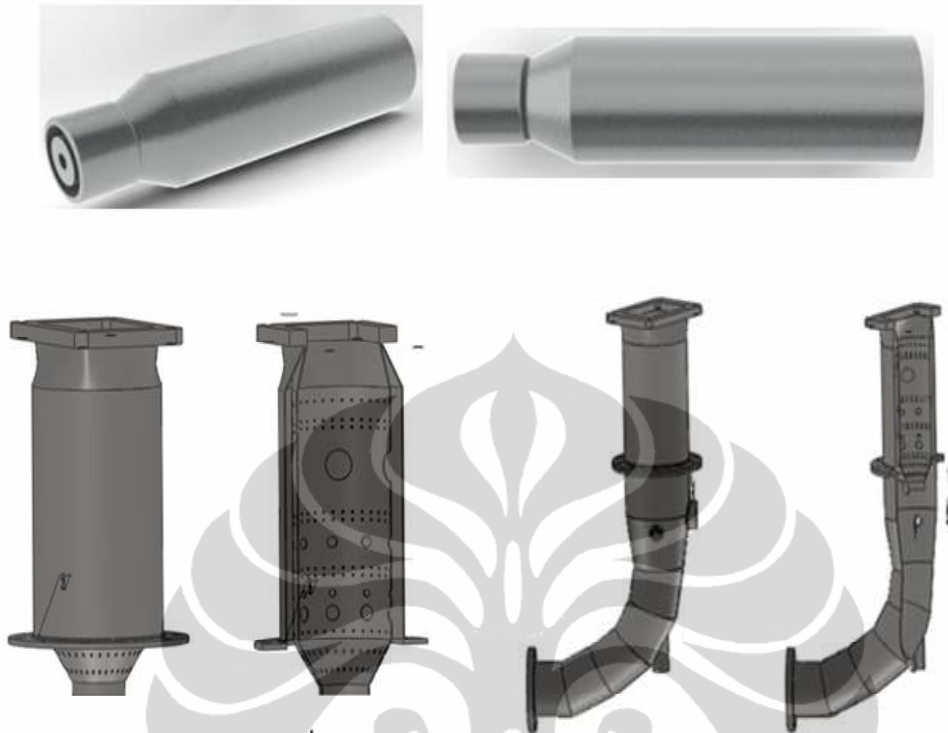
**Gambar 3.2** (a) Skematik peralatan kontrol turbin gas GT 85-2, (b) Peralatan kontrol turbin gas GT 85-2, (c) Ruang bakar turbin gas GT 85-2

### 3.3. Pembuatan Model Turbin Gas Mikro Proto X-1

Model turbin gas mikro Proto X-1 dirancang dengan panjang 24.2 cm dan diameter dalam ruang bakar 7.85 cm. Dengan menggunakan bahan AISI-309/Nimonic 75. Perancangan ruang bakar mengikuti bentuk dari ruang bakar turbin gas GT 85-2 yang dibuat dengan menggunakan program CAD SolidWorks (SW) 2010. Gambar 4 merupakan rancangan dari turbin gas mikro Proto X-1.



(a) Dimensi ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1



(b) Model 3D ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1

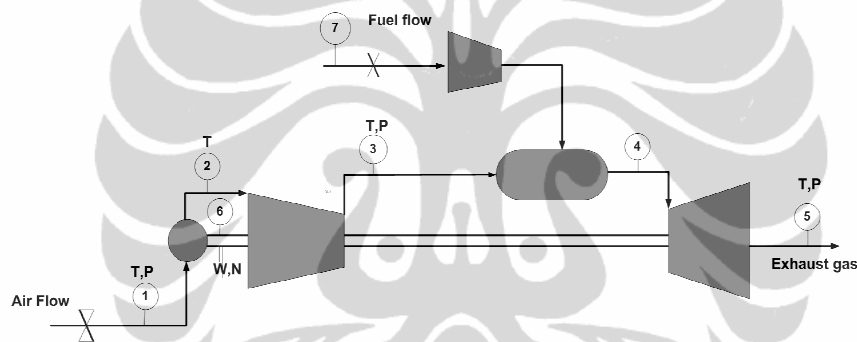
**Gambar 3.3** (a) Dimensi ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1, (b) Model 3D ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1

### 3.4. Pengujian Turbin Gas Mikro

Turbin gas mikro yang digunakan sebagai objek penelitian adalah turbin gas mikro dengan kelas daya 7 kW, yang terdiri dari kompresor sentrifugal satu tingkat dan turbin radial satu tingkat. Penelitian ini terdiri dari dua tahap. Tahap pertama merupakan pengujian aktual terhadap sistem untuk mendapatkan parameter-parameter karakteristik dari ruang bakar yang dapat merepresentasikan parameter unjuk kerja sistem. Tahap kedua merupakan optimisasi dari reaksi pembakaran yang dilakukan dengan menggunakan metode CFD-SOF.

Pengujian dilakukan pada turbin gas mikro Proto X-1, dilakukan dengan pengambilan parameter seperti: laju alir udara yang masuk ke dalam ruang bakar

dengan menggunakan orifice dan laju bahan bakar yang masuk ruang bakar dengan menggunakan alat ukur *flow* meter. Parameter yang lain adalah temperatur dengan menggunakan 2 buah *thermocouple* jenis K yang diletakkan satu buah pada posisi sebelum ruang bakar, dan satu buah lagi setelah ruang bakar atau pada posisi gas buang. Parameter-parameter dan data yang didapat dari pengukuran selanjutnya digunakan sebagai data input untuk melakukan simulasi reaksi pembakaran dengan menggunakan program CFDSOF. Skematik pengujian dan proses pengujian ditunjukkan oleh gambar 3.4 dan 3.5 di bawah ini.



**Gambar 3.4.** Skematik pengujian turbin gas mikro



**Gambar 3.5.** Panel pengujian turbin gas mikro Proto X-1

Pengujian dilakukan untuk memperoleh data-data parameter karakteristik yang dibutuhkan untuk analisis. Parameter karakteristik dianalisa untuk



mendapatkan parameter unjuk kerja komponen. Jadi parameter karakteristik merupakan parameter yang merepresentasikan unjuk kerja dari komponen (ruang bakar). Pada pengujian sistem, parameter-parameter karakteristik dapat dihasilkan dari kondisi sebelum masuk ruang bakar dan setelah keluar ruang bakar.

- Laju alir massa bahan bakar masuk ke ruang bakar (g/s)
- Laju alir massa udara masuk ruang bakar (g/s)
- Temperatur masuk ruang bakar ( $^{\circ}\text{C}$ )
- Temperatur keluar ruang bakar ( $^{\circ}\text{C}$ )

### **3.5. Simulasi CFDSOF**

Dari data hasil pengujian dilanjutkan dengan simulasi pada model dengan perangkat lunak CFDSOF. Kondisi atau data-data parameter yang didapatkan dari hasil pengukuran turbin gas mikro digunakan sebagai data input untuk simulasi reaksi pembakaran dalam ruang bakar. Gambar 3.6 merupakan diagram alir dari proses simulasi reaksi pembakaran pada ruang bakar turbin gas mikro. Dari hasil simulasi nantinya akan dilakukan suatu pengkajian terhadap karakterisasi atau pola distribusi baik distribusi temperatur dalam ruang bakar dan distribusi tekanan ruang bakar. Karakteristik dari pola distribusi tersebut akan dikaji untuk selanjutnya dilakukan optimasi kembali guna memperoleh karakteristik distribusi aliran yang lebih baik.

CFDSOF adalah sebuah program komputer modular berbasis *Computational Fluid Dynamics* (CFD) untuk pemodelan aliran fluida dan fenomena yang terkait dengannya seperti pindah panas dan reaksi kimia. Dengan CFDSOF dapat melakukan secara cepat analisis masalah-masalah aliran fluida

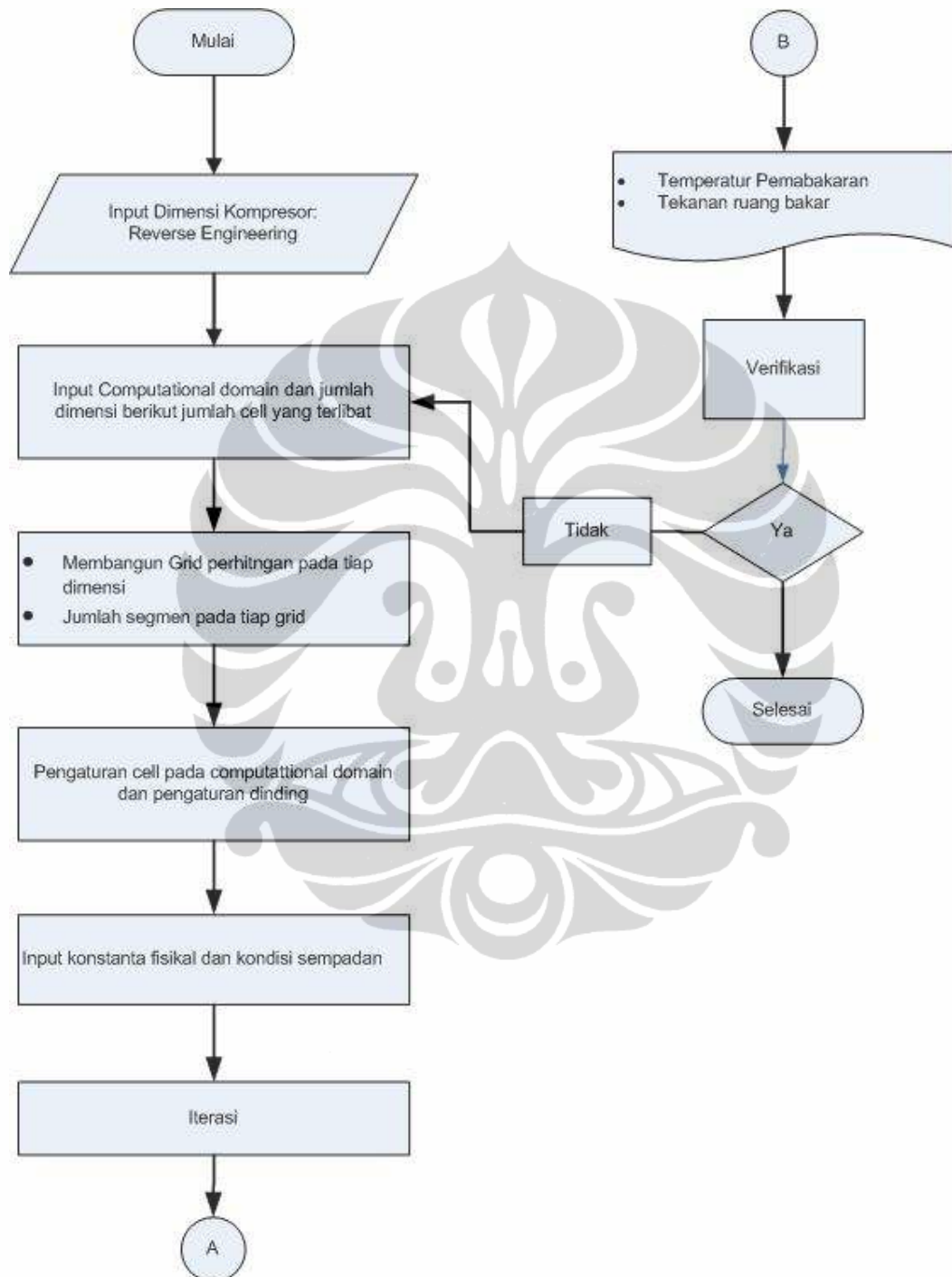
yang rumit walaupun tidak memiliki keahlian khusus di bidang pemrograman komputer.

### **3.5.1. Tahapan Perintah Simulasi Pembakaran dengan CFDSOF**

Tahapan perintah dalam membuat simulasi reaksi pembakaran gas metana di ruang bakar adalah sebagai berikut :

- 1 Membuat grid ruang bakar.
- 2 Menetapkan domain.
- 3 Mengaktifkan perhitungan perpindahan panas, turbulensi, spesies kimia.
- 4 Menetapkan densitas dan berat molekuler, viskositas, konduktivitas termal dan panas spesifik sebagai nilai-nilai konstan, entalpi pembentukan.
- 5 Menetapkan kondisi-kondisi sempadan.
- 6 Set kondisi termal untuk dinding luar ruang bakar.
- 7 Set kondisi termal untuk dinding nosel yang mengelilingi jet metan.
- 8 Set kondisi untuk inlet jet metan.
- 9 Set kondisi untuk inlet udara.
- 10 Merubah nilai faktor-faktor pengendur perhitungan.
- 11 Melakukan perhitungan dengan 100 iterasi.
- 12 Solusi aliran reaksi ( $C_p$  konstan).
- 13 Mengatur reaksi kimia.
- 14 Menetapkan konstanta laju reaksi.
- 15 Jalankan perhitungan dengan beberapa kali iterasi.

### 3.5.2. Diagram Alir Simulasi Pembakaran dengan CFDSOF



*Gambar 3.6. Diagram alir tahapan simulasi*



## BAB 4

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1. Turbin Gas Mikro Proto X-1

Pengujian yang dilakukan pada turbin gas mikro yang merupakan prototipe turbin gas GT 85-2 seperti terlihat pada gambar 4.1 di bawah:



*Gambar 4.1 Turbin gas mikro Proto X-1*

## 4.2. Pengolahan Data Hasil Pengujian

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan data-data sebagai berikut:

*Tabel 4.1. Hasil pengujian turbin gas mikro Proto X-1*

<i>No</i>	<i>Bahan Bakar (l/min)</i>	<i>m (kg/s)</i>	<i>N (rpm)</i>	<i>T<sub>2</sub> C</i>	<i>T<sub>3</sub> C</i>	<i>p<sub>2</sub>/p<sub>1</sub></i>
1	10	0.054116049	7480	40	373	1.005
2	12	0.057851901	8002	40	417	1.006
3	15	0.064202291	8892	41	457	1.007
4	17	0.084894543	11820	41	487	1.008
5	20	0.093132578	13000	85	555	1.009

Data hasil pengujian selanjutnya diolah untuk mendapatkan karakteristik pembakaran, yaitu laju alir massa bahan bakar, laju alir massa udara, AFR.

*Tabel 4.2. AFR hasil pengujian turbin gas mikro Proto X-1*

<i>No</i>	<i>Laju Alir Massa Bahan Bakar (kg/s)</i>	<i>Laju Alir Massa Udara Aktual (kg/s)</i>	<i>AFR A Aktual Metana</i>
1	0.00011122	0.015016049	135.016176
2	0.00013346	0.016851901	126.269302
3	0.00016683	0.020202291	121.098702
4	0.00018907	0.024894543	131.669553
5	0.00022243	0.039313258	176.741755

Tabel 4.3. Laju alir AFR stoikiometri dan AFR GT 85-2

No	Laju Alir Massa Bahan Bakar (kg/s)	Laju Alir Massa Udara Stoikiometri (kg/s)	Laju Alir Massa Udara GT 85-2 (kg/s)
1	0.00011122	0.00191293	0.00778517
2	0.00013346	0.00229551	0.0093422
3	0.00016683	0.00286939	0.01167775
4	0.00018907	0.00325198	0.01323478
5	0.00022243	0.00382585	0.01557033

#### 4.3. Perhitungan Pembakaran Sempurna Gas Metana

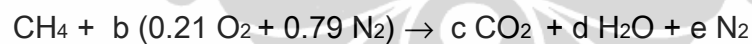
1. Menghitung persamaan stoikiometri pembakaran sempurna gas metana



Basis perhitungan 1 mol metana, kadar 100%

Maka  $a = 1$

Sehingga persamaan menjadi :



Tabel 4.4. kesamaan koefisien reaksi

No	Komponen	Reaktan	Produk
1	Jumlah atom C	1	c
2	Jumlah atom H	4	2d
3	Jumlah atom O	0,21x 2 x b	2 c + d
4	Jumlah atom N	0,79 x 2 x b	2e

Dari 1 dan 2 diperoleh  $c = 1$  dan  $d = 2$

Sehingga :

$$1 + 0.21 (2 b) = 2 c + d$$

$$1 + 0.21 (2 b) = 4$$

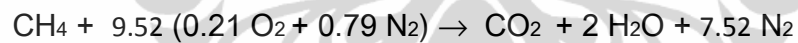
$$b = 9.52$$

$$0,79 \times 2 \times b = 2 e$$

$$0,79 \times 2 \times 7.52 = 2 e$$

$$e = 7.52$$

Sehingga persamaan stoikiometri pembakaran sempurna metana adalah



## 2. Menghitung AFR pembakaran sempurna gas metana

- AFR molar (teoritis) adalah = mol udara/mol bahan bakar

$$= 9.52/1$$

$$= 9.52$$

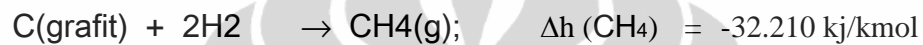
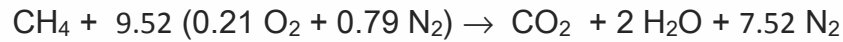
- AFR massa (teoritis) adalah = massa udara/massa bahan bakar

$$= 9.52 \times (0.21 \times 31.999 + 0.79 \times 28.013) / (16)$$

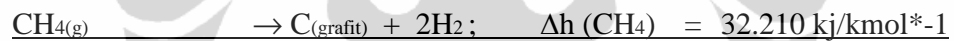
$$= 17.2$$

### 3. Menghitung entalpi pembakaran ( $\Delta h_{\text{pembakaran}}$ )

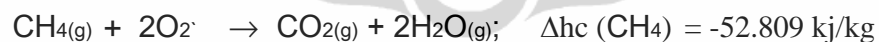
Tabel A-26 buku *Thermodynamics*, Changel (1998)



Dirubah menjadi :



Sehingga



### 4. Menghitung Temperatur Nyala Adiabatik

Pada proses nyala adiabatik :

- tekanan konstan (perubahan energi kinetik) maka  $H_{P2} - H_{R1} = 0$
- tidak ada kenaikan suhu pada reaktan sebelum pembakaran, sehingga  $H_{R0} - H_{R1} = 0$

**Pada proses nyala adiabatik :**

- Tekanan konstan (perubahan energi kinetik),
- Tidak ada kenaikan suhu pada reaktan sebelum pembakaran,

$$h_{\text{pembakaran}} = - \Delta h$$

$$\sum_S^{All\ products} m_s C_{ps} (T_2 - T_0) = - \Delta h$$

Dimana :

$C_{ps}$  = nilai rata-rata panas spesifik

$$= a + b T_{Cp} + c(T_{Cp})^2 + d(T_{Cp})^3$$

$T_{Cp}$  = Temperatur rata-rata panas spesifik

**Temperatur Nyala Adiabatik (Tf)**

**Iterasi 1**

$$T_{f\ \text{awal}} = 2000$$

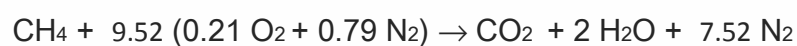
Maka :

$$T_{Cp} = (T_f + T_0)/2$$

$$= (2000 + 298)/2$$

$$= 1149\ \text{K}$$

Untuk reaksi pembakaran sempurna gas metana



a. Nilai  $C_p$  untuk  $\text{CO}_2$  adalah :

$$= a + b T_{Cp} + c(T_{Cp})^2 + d(T_{Cp})^3$$

$$= 22,26 + 0,05981(1149) + -3,5 \cdot 10^{-5}(1149)^2 + 7,47 \cdot 10^{-9} (1149)^3$$

$$= 1275 \text{ Joule/kg} = 1,275 \text{ kj/kg}$$

b. Nilai  $C_p$  untuk  $H_2O$  adalah :

$$= a + b T_{Cp} + c(T_{Cp})^2 + d(T_{Cp})^3$$

$$= 32,24 + 1,92 \cdot 10^{-3} (1149) + 1,6 \cdot 10^{-5}(1149)^2 - 3,6 \cdot 10^{-9} (1149)^3$$

$$= 2385 \text{ Joule/kg} = 2,385 \text{ kj/kg}$$

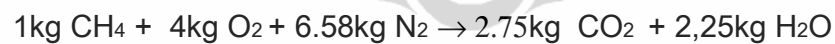
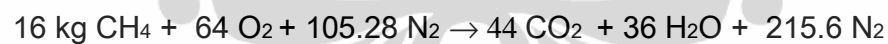
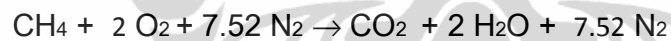
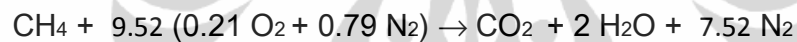
c. Nilai  $C_p$  untuk  $N_2$  adalah :

$$= a + b T_{Cp} + c(T_{Cp})^2 + d(T_{Cp})^3$$

$$= 28,9 + 0,00157(1149) + 8,08 \cdot 10^{-6}(1149)^2 - 2,87 \cdot 10^{-9} (1149)^3$$

$$= 1192 \text{ Joule/kg} = 1,192 \text{ kj/kg}$$

Persamaan reaksi berbasis massa:



$$- \Delta h = \sum_k^{All \text{ products}} m_k C_{pk} (T_f - T_0) = - \Delta h$$

$$52.809 \text{ kj/kg} = [(2.75 \text{ kg} \times 1,275) + (2.25 \times 2,385) + 13.16 \times 1,192] \times 10^3$$

$$(T_2 - 298)$$

$$52.809 \text{ kj/kg} = [(22.6140) \times 10^3] (T_f - 298)$$

$$T_f = 2335.234 \text{ K}$$

## Iterasi 2

Tf awal = 2167.61 K

$$-\Delta h = \sum_k^{All\ products} m_k C_{pk} (T_2 - T_0) = -\Delta h$$

$$\begin{aligned} 52.809 = & [(2.75 \text{ kg} (22,26 + 0,05981((2167.61) + -3,5 \cdot 10^{-5}((2167.61)^2 \\ & + 7.47 \cdot 10^{-9} ((2167.61)^3) + (2.25(32,24 + 1,92 \cdot 10^{-3} ((2167.61) \\ & + 1,6 \cdot 10^{-5}((2167.61)^2 - 3,6 \cdot 10^{-9} ((2167.61)^3) + (13.16(28,9 \\ & + 0,00157((2167.61) + 8,08 \cdot 10^{-6}((202167.61)^2 \\ & - 2,87 \cdot 10^{-9} ((2060,49)^3) \times 10^3)] (T_f - 298) \end{aligned}$$

$$(T_f - 298) = 1959.988 \text{ K};$$

$$T_f = 2257.988 \text{ K} \quad (T_f \text{ akhir})$$

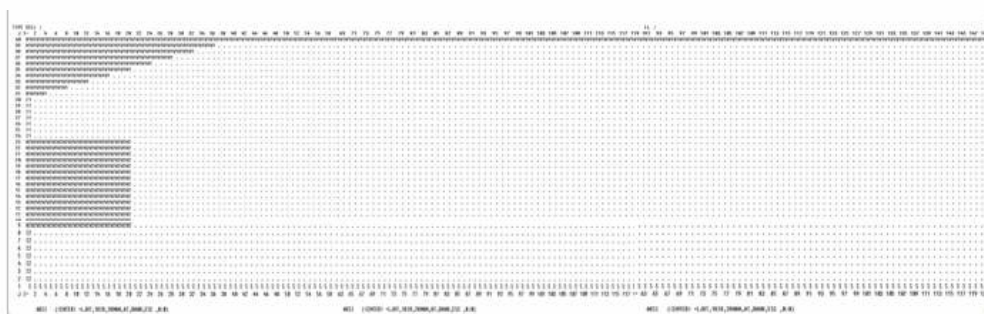
Dengan cara yang sama dilakukan hingga diperoleh Temperatur Nyala Adiabatik adalah 2288.368 K dengan rincian tabel sebagai berikut.



Tabel 4.5. Perhitungan Temperatur Nyala Adiabatik Bahan Bakar Metana

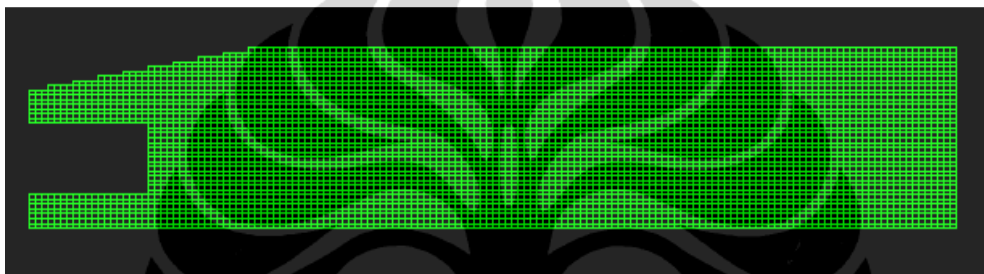
Iterasi	$m \cdot C_p \cdot dT$	$T_{f \text{ awal}}$	$T_{f \text{ akhir}}$	Beda	$T_{f \text{ baru}}$
1	14702.79	2000.000	2335.234	335.234	2167.617
2	14793.05	2167.617	2257.988	90.371	2212.803
3	14829.38	2212.803	2229.049	16.246	2220.926
4	14844.19	2220.926	2229.246	8.320	2225.086
5	14850.26	2225.086	2228.508	3.422	2226.797
6	14852.76	2226.797	2228.205	1.408	2227.501
7	14853.78	2227.501	2228.08	0.579	2228.166
8	14854.21	2228.166	2228.404	0.238	2228.286
9	14854.38	2228.286	2228.384	0.098	2228.335
10	14854.45	2228.335	2228.375	0.040	2228.355
11	14854.48	2228.355	2228.372	0.017	2228.363
12	14854.49	2228.363	2228.37	0.007	2228.367
13	14854.5	2228.367	2228.37	0.003	2228.368

#### 4.4. Pemodelan Ruang Bakar pada CFDSOF



Gambar 4.2. Profil cell ruang bakar turbin gas Proto X-1

Gambar 4.1 menunjukkan profil *cell* ruang bakar dibuat dengan menggunakan program CFD soft dengan ukuran domain: panjang 0.242 meter dan lebar 0.03925 meter. Dengan dua input masuk yaitu ( $I_1$ ) untuk udara dan ( $I_2$ ) untuk bahan bakar serta kedua input dibatasi oleh masuk tersebut dibatasi oleh dinding penyekat sejauh 0.02 meter. Proses *meshing* dilakukan membagi *cell* yakni panjang 150 *cell* dan lebar 40 *cell* sehingga terbentuk *grid* 149 x 39.



**Gambar 4.3** Grid model ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1

Pemodelan selanjutnya adalah menentukan kondisi batas dari proses simulasi ruang bakar yang akan dilakukan. Adapun kondisi batas atau parameter-parameter inputan simulasi adalah:

```

PERINTAH YG TERSEDIA DI DAFTAR-SEMPADAN:
SLR          UARIABL-ALIRAN    SPESIES          THERMAL
ESC
(DAFTAR-SEMPADAN)-
SLR

- KONDISI SEMPADAN KECEPATAN -
ZONE      KEC.-U      KEC.-U      NORMAL
-----
W1        0.00E-01    0.00E-01    N/A
W2        0.00E-01    0.00E-01    N/A
I1        8.00E+01    0.00E-01    N/A
I2        5.00E-01    0.00E-01    N/A

+++ TEKAN <ENTER > UTK LANJUT, (S) UTK MENGGULUNG LAYAR, (Q) UTK ESC. +++

```

- KONDISI SEMPADAN TURBULENSI -

- MODEL TWO EQUATION -

ZONE	TURB.-INTEN.	CHAR.-LENGTH
W1	SET	SET
W2	SET	SET
I1	1.000E+01	7.500E-03
I2	1.000E+01	5.625E-03

+++ TEKAN <ENTER> UTK LANJUT, (S) UTK MENGGULUNG LAYAR, (Q) UTK ESC. +++

- KONDISI SEMPADAN TEMPERATUR -

ZONA	TEMPERATUR
W1	3.0000E+02
W2	FLUK PNAS
I1	3.0000E+02
I2	3.0000E+02

+++ TEKAN <ENTER> UTK LANJUT, (S) UTK MENGGULUNG LAYAR, (Q) UTK ESC. +++

+++ TEKAN <ENTER> UTK LANJUT, (S) UTK MENGGULUNG LAYAR, (Q) UTK ESC. +++

- SEMPADAN TEMPERATUR KHUSUS -

ZONA	SEMPADAN FLK PNAS	NILAI FLK PANAS	SEMPADAN P-P EKST	KOEF. P-PANAS EKSTRNL KESLRHN	TEMP EKSTR
W2	Y	0.0000E-01	N	N/A	N/A

+++ TEKAN <ENTER> UTK LANJUT, (S) UTK MENGGULUNG LAYAR, (Q) UTK ESC. +++

ZONA	SEMPADAN RAD EKST	T-TK-HNGGA	EMISIU EKST
W2	N	N/A	N/A

+++ TEKAN <ENTER> UTK LANJUT, (S) UTK MENGGULUNG LAYAR, (Q) UTK ESC. +++

- KONDISI SEMPADAN SPESIES KIMIA -

ZONA	CH4	O2	CO2	H2O
W1	POT TAUT	POT TAUT	POT TAUT	POT TAUT
W2	POT TAUT	POT TAUT	POT TAUT	POT TAUT
I1	1.00E+00	0.00E-01	0.00E-01	0.00E-01
I2	0.00E-01	2.30E-01	0.00E-01	0.00E-01

+++ TEKAN <ENTER> UTK LANJUT, (S) UTK MENGGULUNG LAYAR, (Q) UTK ESC. +++

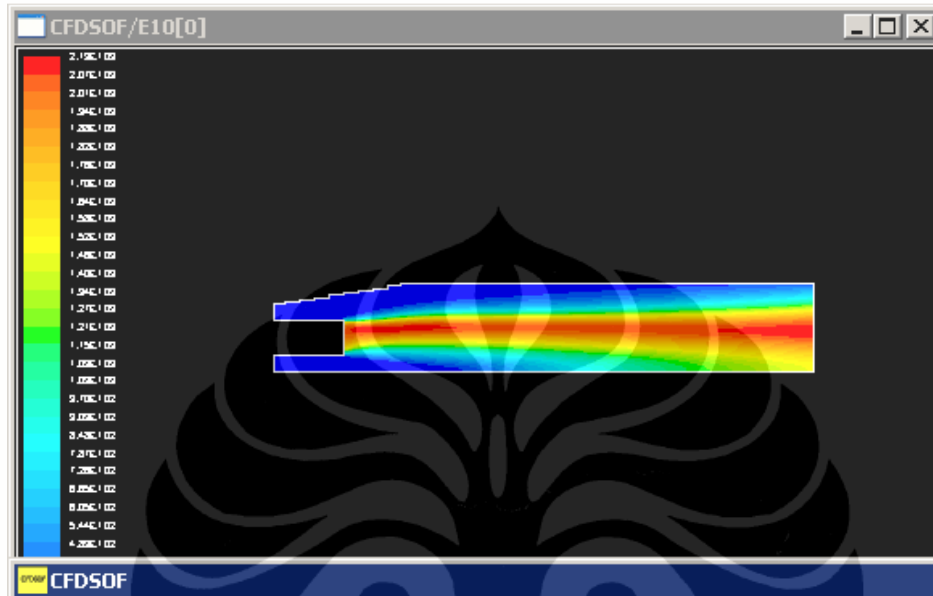
PERINTAH YG TERSEDIA DI INPUT1:

JUDUL	BACA-FILE-GRID	ATUR-DOMAIN	BATAS-TA'
MNIPULASI-GRID	KOORDINAT-NODAL	UBAH-CELL	ATUR-MODI
ATUR-SPESES	KONSTANTA-FISIKAL	ATUR-CELL	DAFTR-CEI
DAFTR-SEMPANDAN	DAFTR-KONS-FISIKAL	LIHAT-GRAFIS	MAHIR

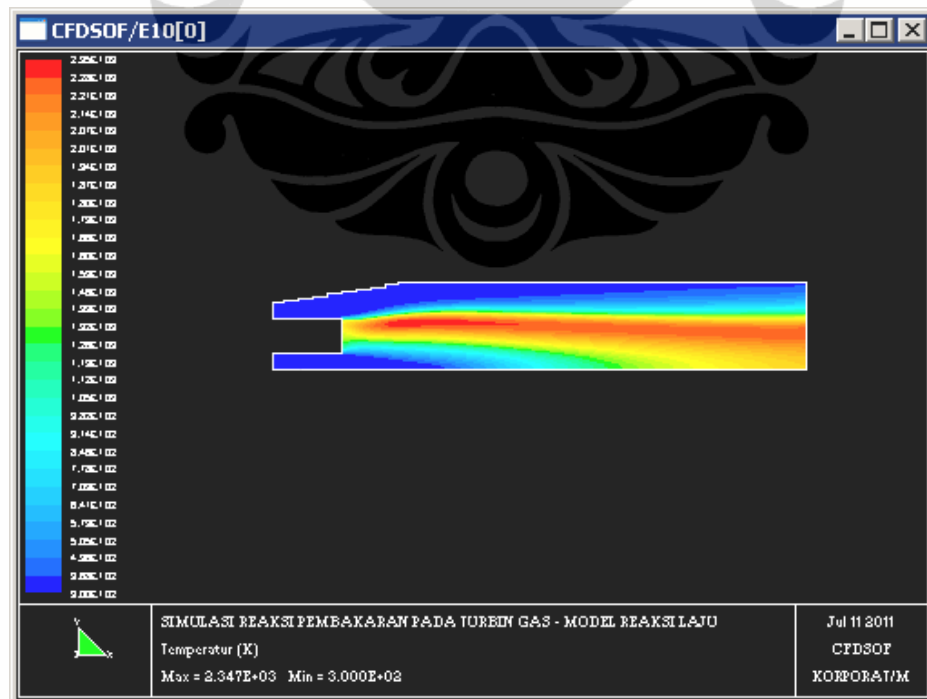
(INPUT1)-

## 4.5. Hasil Simulasi CFD SOF

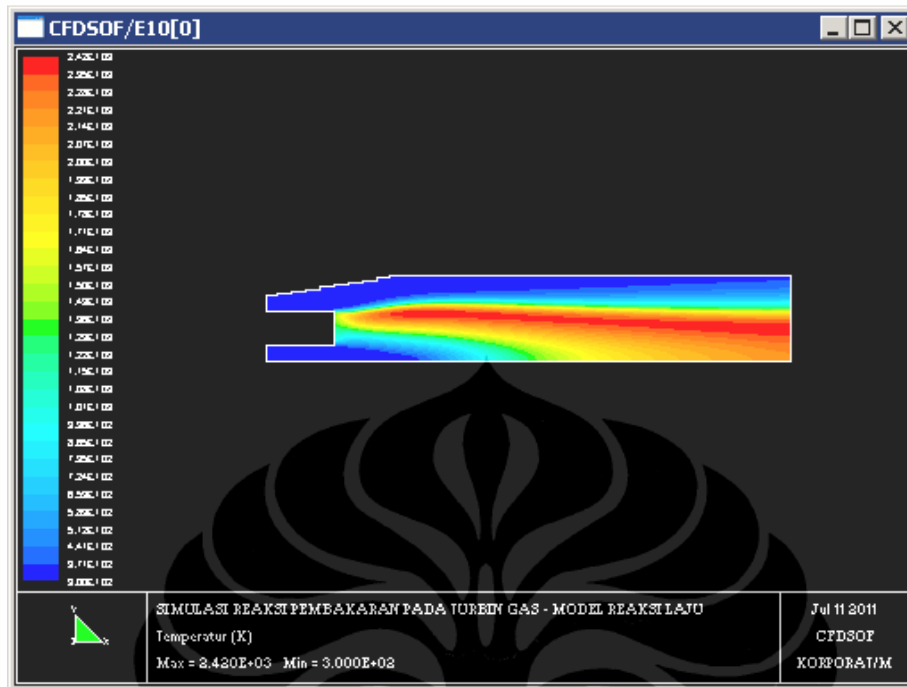
### 4.5.1. Simulasi Distribusi Temperatur Ruang Bakar Turbin Gas Mikro



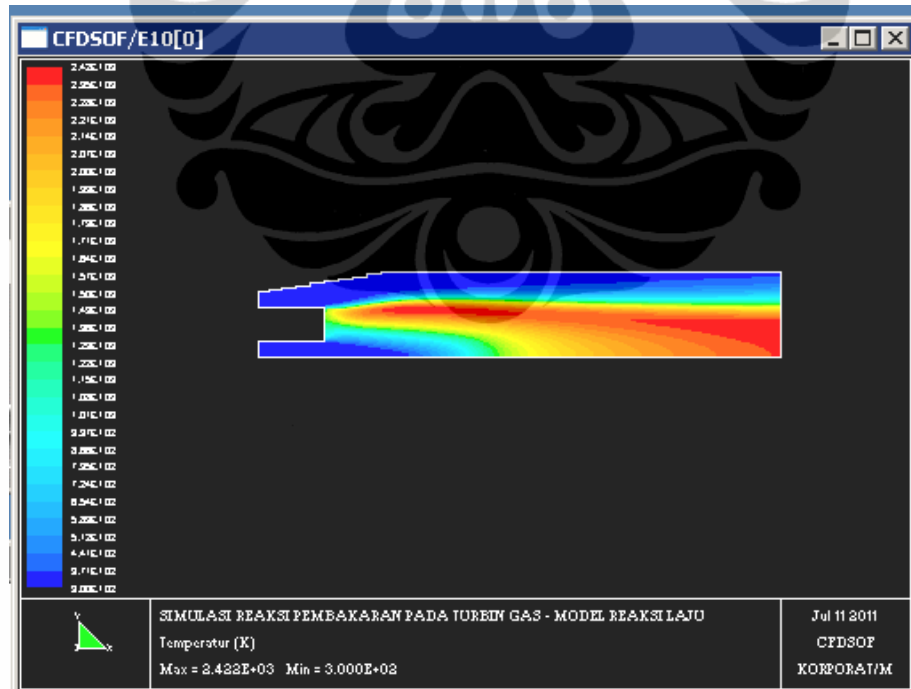
Gambar 4.4. Distribusi temperatur di ruang bakar turbin gas dengan laju alir bahan bakar 10 liter/menit



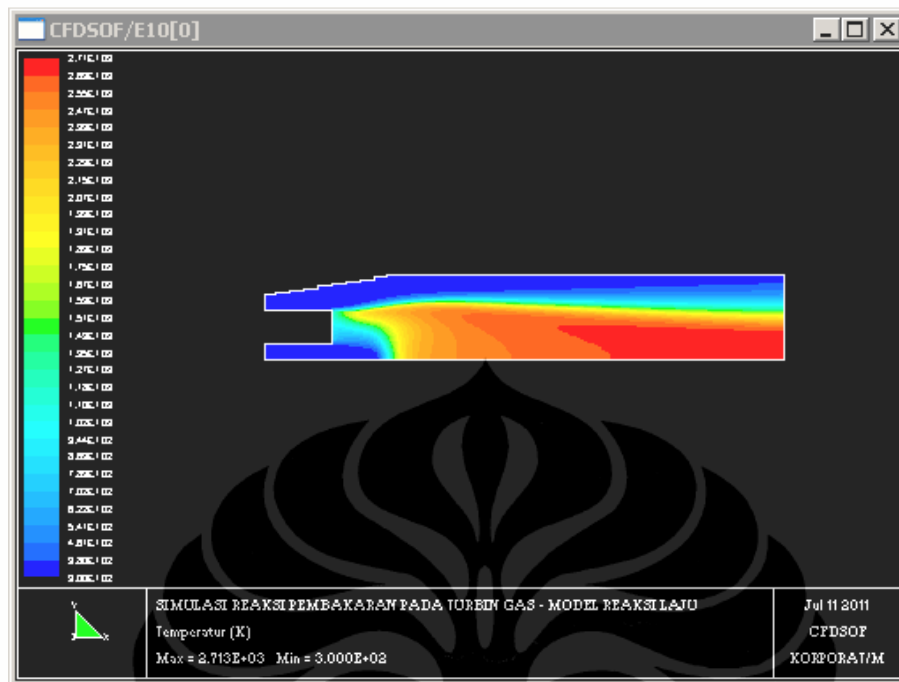
Gambar 4.5. Distribusi temperatur di ruang bakar turbin gas dengan laju alir bahan bakar 12 liter/menit



Gambar 4.6. Distribusi temperatur di ruang bakar turbin gas dengan laju alir bahan bakar 15 liter/menit



Gambar 4.7. Distribusi temperatur di ruang bakar turbin gas dengan laju alir bahan bakar 17 liter/menit



**Gambar 4.8.** *Distribusi temperatur di ruang bakar turbin gas dengan laju alir bahan bakar 20 liter/menit*

Hasil simulasi dengan variasi laju bahan bakar pengujian 10, 12, 15, 17 dan 20 liter/menit terlihat pada gambar 4.4 hingga gambar 4.8 yang menunjukkan simulasi dari pola distribusi temperatur pada ruang bakar turbin gas mikro Proto X-1.

Terlihat dari gambar 4.4 dan gambar 4.5. bahwa temperatur nyala pada reaksi pembakaran di ruang bakar lebih besar pada laju alir bahan bakar dan udara yang meningkat dari 10 liter/menit menjadi 12 liter/menit. Demikian juga halnya dengan peningkatan laju alir bahan bakar menjadi 15 liter/menit, 17 liter/menit dan 20 liter/menit.

Temperatur pada dinding atas ruang bakar relatif sama walaupun temperatur di tengah ruang bakar meningkat. Hal ini terjadi karena bersamaan dengan peningkatan bahan bakar maka udara terkompres oleh kompressor juga

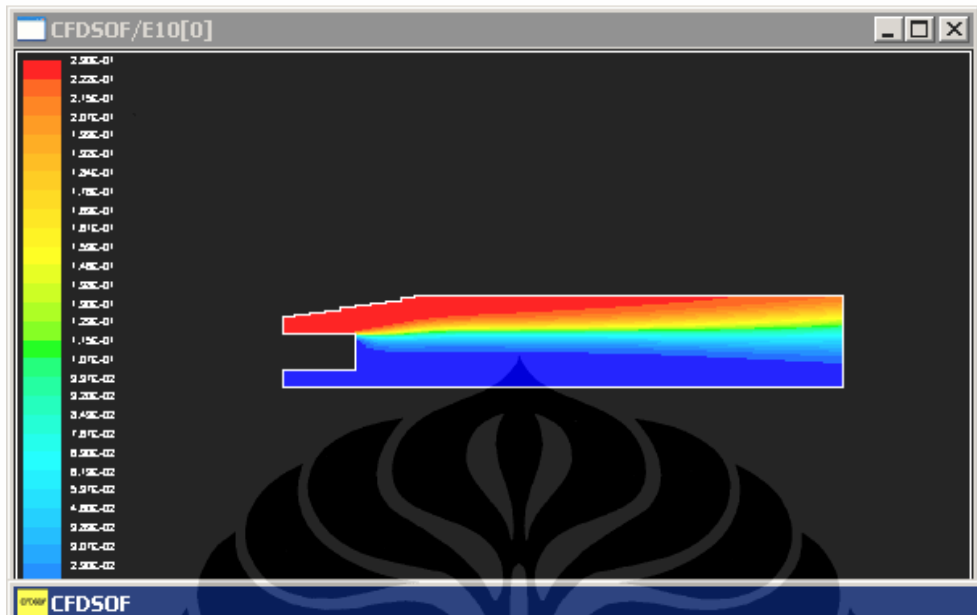
meningkat, mengakibatkan laju alir udara juga meningkat. Peningkatan laju alir udara masuk ruang bakar mengakibatkan laju alir udara yang tidak terbakar di dinding atas ruang bakar juga meningkat sehingga mengakibatkan fluida pendingin lebih banyak.

Akan tetapi pada keadaan sebenarnya (pengujian) pada dinding luar ruang bakar terlihat temperaturnya semakin tinggi dengan meningkatnya laju alir bahan bakar. Hingga laju bahan bakar 20 liter/menit, terlihat dinding luar ruang bakar sudah sangat merah. Hal inilah yang membatasi variasi laju alir bahan bakar 20 liter/menit (maksimum) karena dikhawatirkan akan terjadi kegagalan sistem ruang bakar bila variasi laju bahan bakar lebih dari 20 liter/menit.

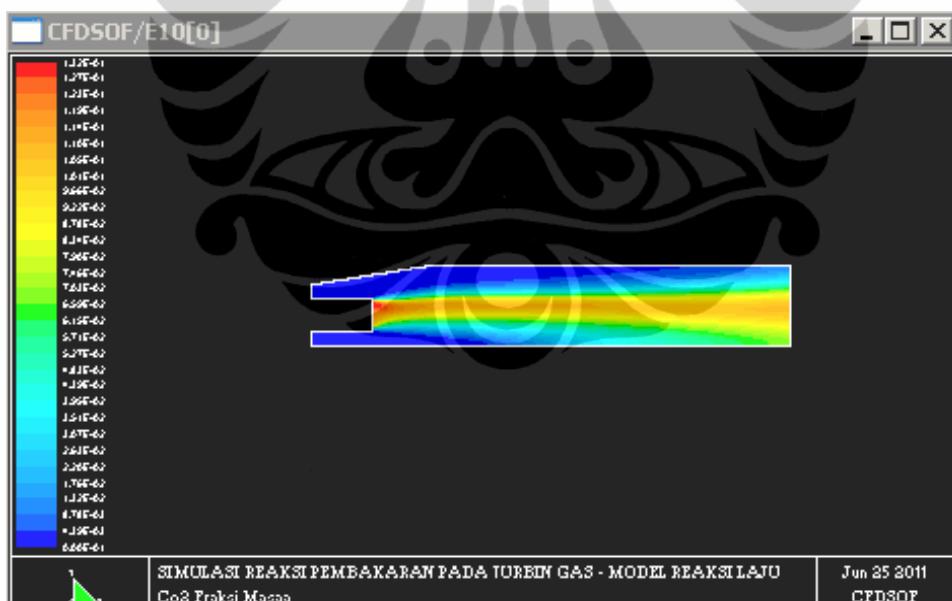
#### 4.5.2. Simulasi Distribusi Spesis Kimia dalam Ruang Bakar



**Gambar 4.9.** *Distribusi bahan bakar pada ruang bakar turbin gas dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum)*

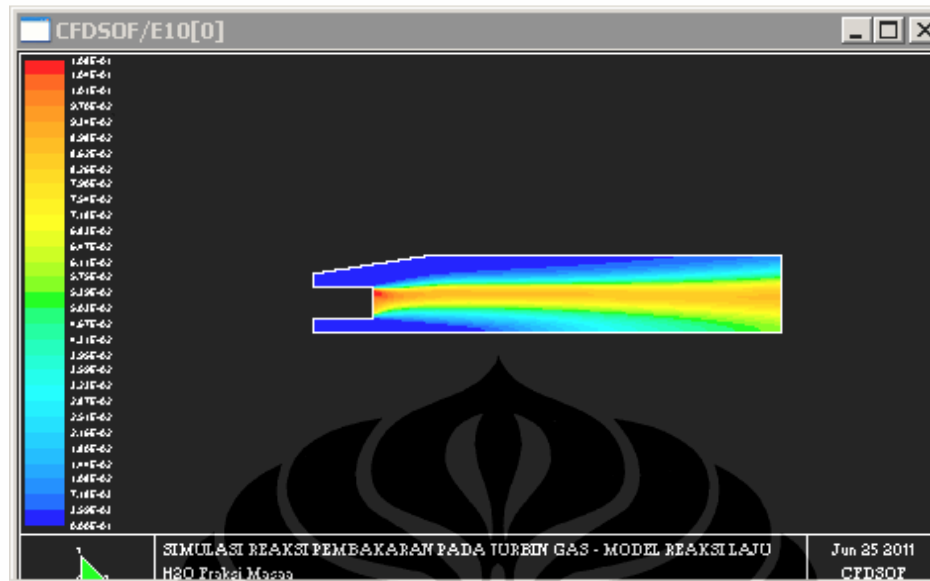


*Gambar 4.10. Distribusi udara pada ruang bakar turbin gas dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum)*



*Gambar 4.11. Distribusi CO<sub>2</sub> yang terbentuk dari reaksi pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum)*

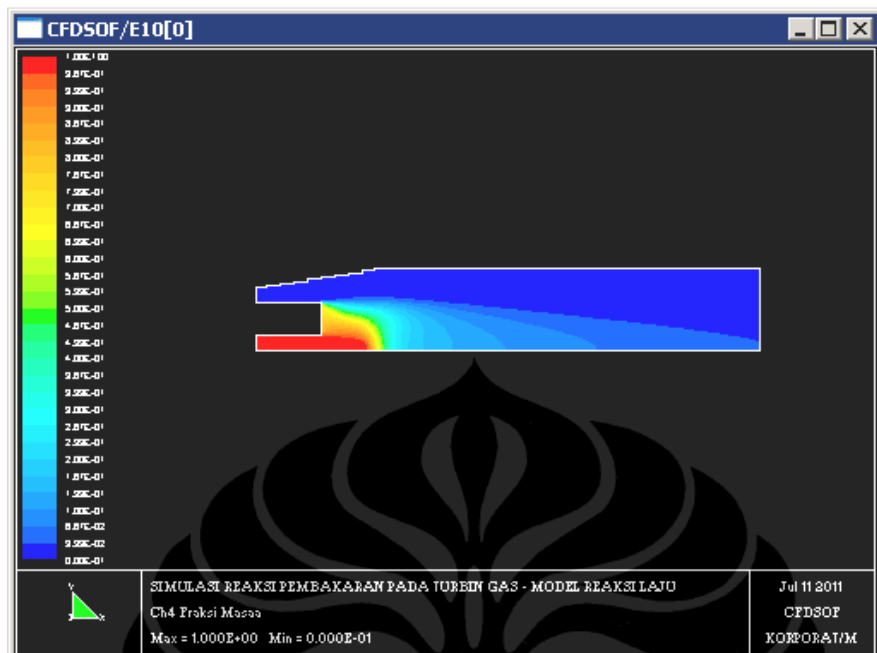




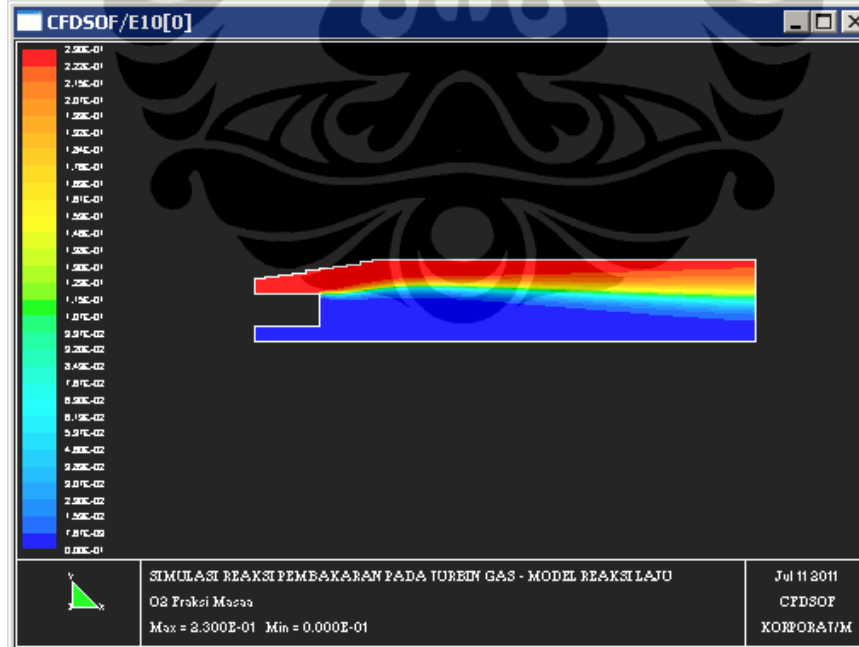
Gambar 4.12. Distribusi  $H_2O$  yang terbentuk dari reaksi pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum)



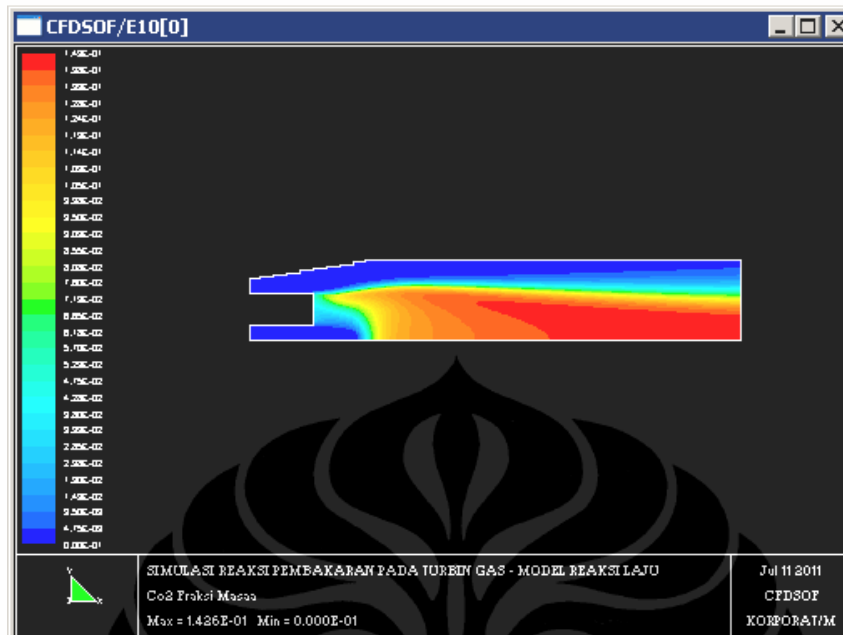
Gambar 4.13. Distribusi gas  $N_2$  pada pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum)



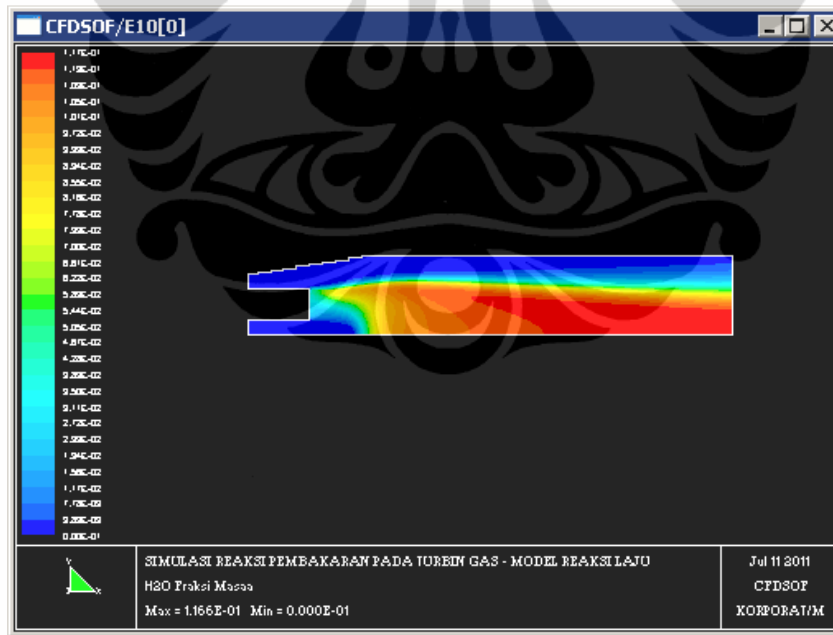
*Gambar 4.14. Distribusi bahan bakar pada ruang bakar turbin gas dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum)*



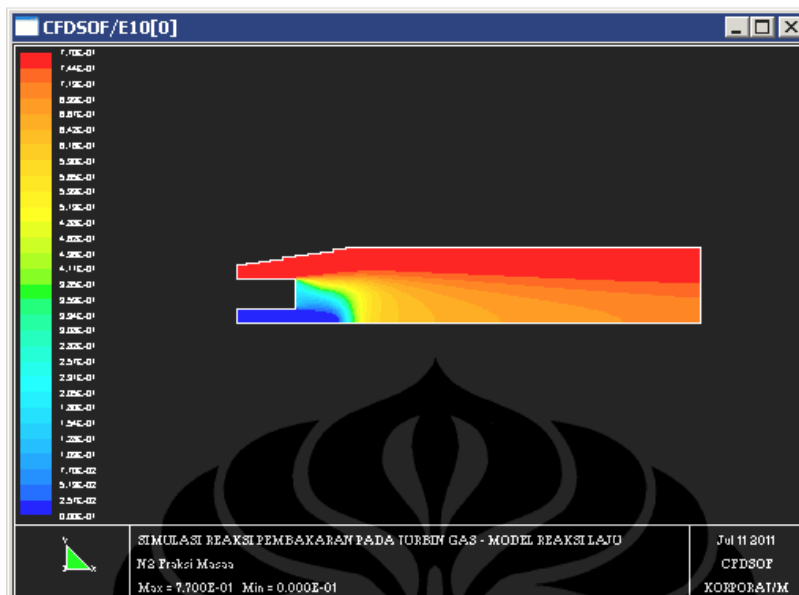
*Gambar 4.15. Distribusi udara pada ruang bakar turbin gas dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum)*



*Gambar 4.16. Distribusi  $\text{CO}_2$  yang terbentuk dari reaksi pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum)*



*Gambar 4.17. Distribusi  $\text{H}_2\text{O}$  yang terbentuk dari reaksi pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum)*



**Gambar 4.18.** Distribusi gas  $N_2$  yang terbentuk dari reaksi pembakaran dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum)

Gambar 4.9 sampai dengan gambar 4.13 adalah merupakan distribusi spesis kimia pada reaksi pembakaran yang terjadi di ruang bakar dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 10 liter/menit (minimum).

Gambar 4.14 sampai dengan gambar 4.18 adalah merupakan distribusi spesis kimia pada reaksi pembakaran yang terjadi di ruang bakar dengan variasi laju alir bahan bakar pengujian 20 liter/menit (maksimum).

Distribusi bahan bakar pada laju bahan bakar 10 liter/menit lebih panjang dengan laju bahan bakar 20 liter/menit, seperti terlihat pada gambar 4.9 dan gambar 4.14. Hal ini menggambarkan bahwa semakin besar laju alir bahan bakar maka bahan bakar tersebut semakin cepat terbakar.

Distribusi udara pada variasi laju bahan bakar 10 liter/menit terlihat lebih pendek dari distribusi udara pada variasi laju bahan bakar 20 liter/menit. Pada laju alir bahan bakar 20 liter/menit udara terlihat lebih banyak udara yang sisa.

Konsentrasi produk dari pembakaran  $\text{CO}_2$  dan  $\text{H}_2\text{O}$  pada variasi laju bahan bakar 10 liter/menit terlihat lebih sedikit dibanding dengan konsentrasi produk pembakaran  $\text{CO}_2$  dan  $\text{H}_2\text{O}$  pada variasi laju bahan bakar 20 liter/menit. Terlihat juga pada laju alir bahan bakar 20 liter/menit pembakaran lebih banyak terjadi di zona 2 ruang bakar.



## BAB 5

### KESIMPULAN

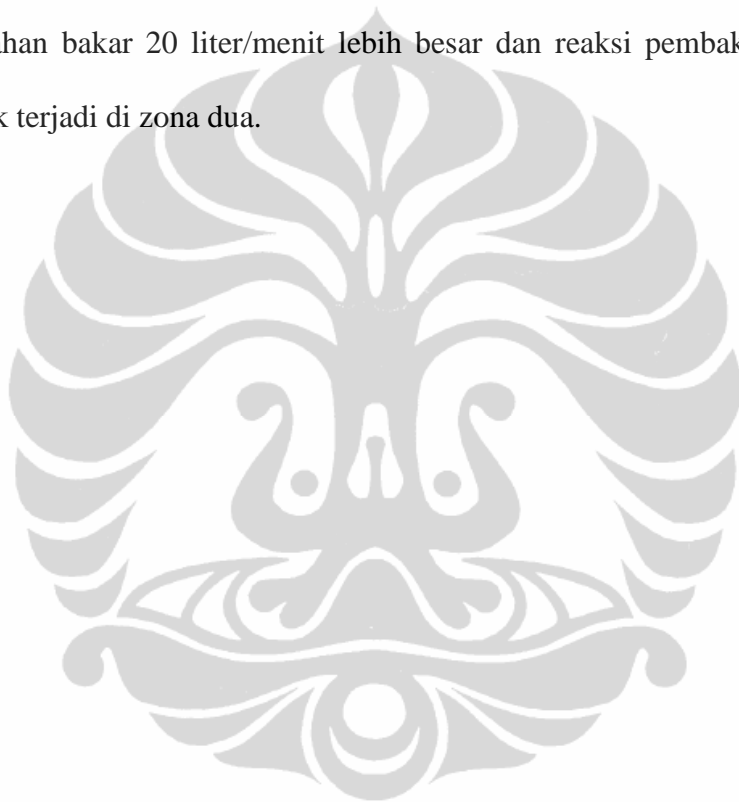
#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan dapat disimpulkan beberapa hal, antara lain:

1. Pengujian ruang bakar turbin gas Proto X-1 hanya dapat dilakukan pada laju alir bahan bakar minimum 10 liter/menit oleh karena energi yang dihasilkan dari pembakaran dengan laju alir bahan bakar dibawahnya belum dapat membuat kompresor bekerja mandiri. Laju alir bahan bakar maksimum yang dapat diuji adalah 20 liter/menit oleh karena material ruang bakar tidak mampu menahan panas yang dihasilkan oleh reaksi pembakaran dengan laju alir bahan bakar yang lebih besar.
2. Meningkatnya laju alir bahan bakar hingga 20 liter/menit akan meningkatkan laju alir udara yang keluar dari kompresor sehingga kalor yang dihasilkan reaksi pembakaran juga akan meningkat.
3. Keberhasilan pembakaran pada turbin gas dipengaruhi oleh tercampurnya bahan bakar dan udara secara sempurna, adanya udara yang tersisa di ruang bakar akan mengakibatkan berkurangnya energi yang dikeluarkan oleh ruang bakar akibat dari pendinginan yang dilakukan oleh udara sisa.
4. Temperatur pembakaran pada hasil simulasi dan hasil pengujian lebih besar saat laju alir bahan bakar maksimum. Berbeda halnya dengan temperatur pada dinding ruang bakar hasil simulasi relatif sama pada laju

alir bahan bakar yang divariasikan, tetapi hasil pengujian memperlihatkan temperatur dinding ruang bakar meningkat apabila laju alir bahan bakar bertambah. Hal ini disebabkan udara sisa lebih banyak pada simulasi akibat dari arah aliran bahan bakar dan udara pada simulasi dibuat sejajar.

5. Konsentrasi produk dari pembakaran berupa gas  $\text{CO}_2$  dan  $\text{H}_2\text{O}$  pada laju alir bahan bakar 20 liter/menit lebih besar dan reaksi pembakaran lebih banyak terjadi di zona dua.



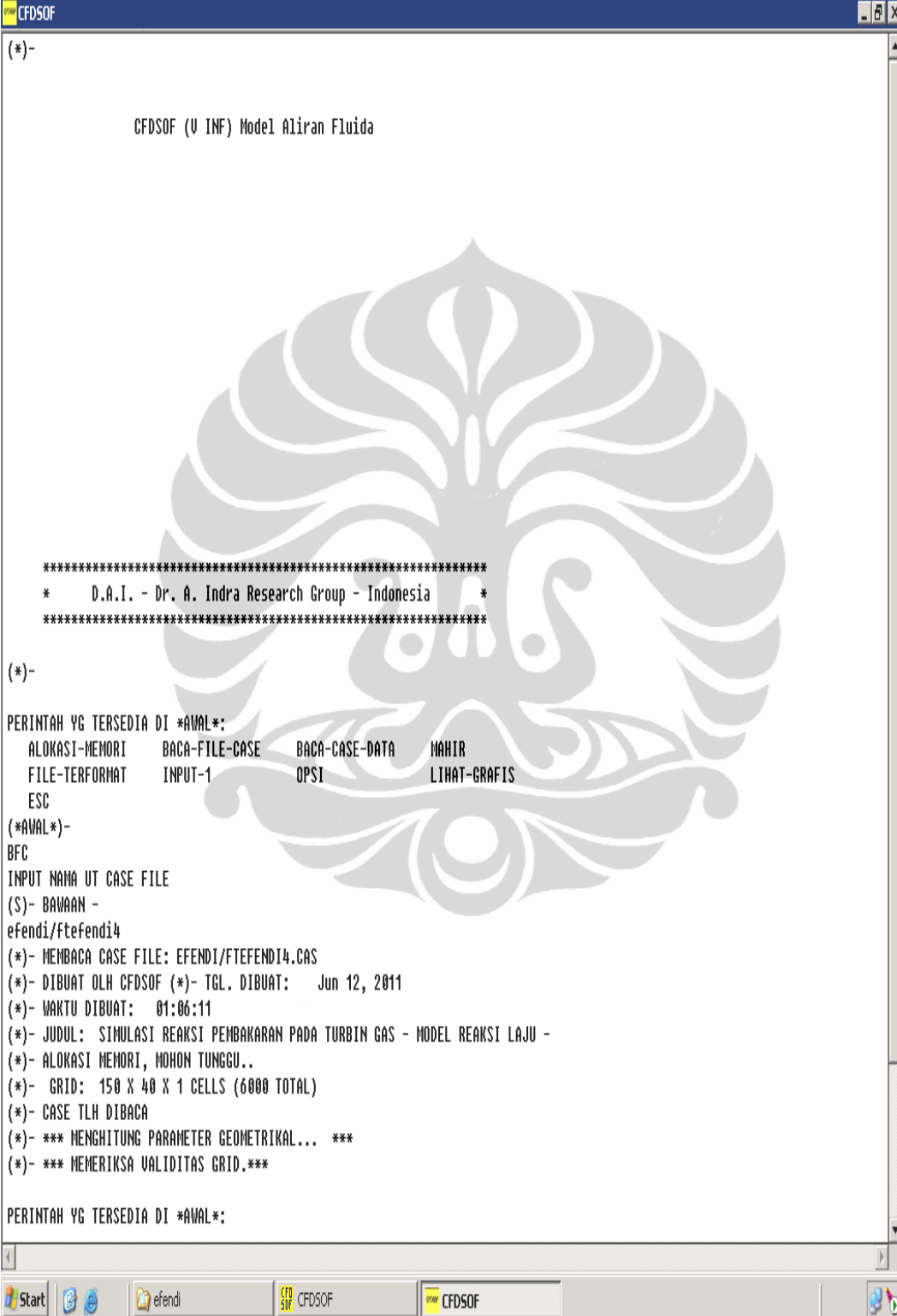
## DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Visser W. P. J., et, al., *Development of a 3 kW Microturbine for CHP Applications*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power ASME, April 2011, Vol. 133 / 042301-1;
- [2]. Dong J.C. et. al., *Analysis of the combustion instability of a model gas turbine combustor by the transfer matrix method*, Journal of Mechanical Science and Technology 23 (2009) 1602~1612, Springer-Verlag 2009;
- [3]. Schausberger P., Peter B. Friedl A., *Modeling and simulation of coupled ethanol and biogas production*, Clean Techn Environ Policy (2010) 12:163–170, Springer-Verlag 2009;
- [4]. [http://id.wikipedia.org/wiki/Turbin\\_gas](http://id.wikipedia.org/wiki/Turbin_gas);
- [5]. Lysenko D. A., Solomatnikov A. A., *Numerical modeling of turbulent heat exchanger in the combustion chambers*, Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 76, No. 4, 2003;
- [6]. Cohen H., et. al., *Gas Turbine Theory*, 4th Edition, Longman Group Limited, London 1996, ISBN 0-582-23622-0;
- [7]. Rudrapatna N. S., et. al., *An Experimental System for Assessing Combustor Durability*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 2011, Vol. 133 / 042103-1;
- [8]. Cahyono M. A., Pemanfaatan Etanol dari ketela untuk bahan bakar motor OS Max 15 LA-S pada pesawat “WIG DRAGON”, Teknik Penerbangan STTA, Yogyakarta, Seminar Nasional Kluster Riset Teknik Mesin, 2009;
- [9]. Reddy B. V. S., *Bio-Fuel Crops Research for Energy Security and Rural Development in Developing Countries*, Springer Science, Bioenerg. Res. (2008) 1:248–258;
- [10]. Yoon S. H., et. al., *Effect of Injection Strategy on the Combustion and Exhaust Emission Characteristics of a Biodiesel-Ethanol Blend in a DI Diesel Engine*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, ASME, Vol. 132/094503-1, 2010;
- [11]. Lysenko D. A., Solomatnikov A. A., *Numerical Modeling of Turbulent Heat Exchange in The Combustion Chambers of Gas-Turbine Plants With The Use of The Fluent Package*, Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 76, No. 4, 2003, Plenum Publishing Corporation, 1062-0125/03/7604-0888\$25.00;



- [12]. Versteeg H.K., Malalasekera W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, Second Edition, Pearson Prectice Hall, 2007;
- [13]. Sungmo Kang, Yongmo Kim, Kwan-Soo Lee, *Numerical simulation of structure and no formation of turbulent lean-premixed flames in gas turbine conditions*, Springer, Journal of Mechanical Science and Technology 23 (2009) 3424~3435;
- [14]. Kook-Young A., Han-Seok K., *Model and Field Testing of a Heavy-Duty Gas Turbine Combustor*, KSME International Journal, Vol 15 No.9. 1319-1327, 2001;
- [15]. Jong J. L., Jae. E. Y., *Perfomance Test and Component Characteristics Evaluation of a Micro Gas Turbine*, Jurnal of Mechanical Science and Technology, Vol. 21, No. 1, pp 141-152, 2007;
- [16]. Mohan K. B., et al., *Flame Structure and Stabilization Mechanisms in a Stagnation Point Reverse Flow Combustor*, Proceedings of GT2007-28231, ASME Turbo Expo 2007;
- [17]. Kenneth K.K, *Principles of Combustion*, New York, John Wiley & Sons, 1986;
- [18]. Michael J.M., Howard N.S., *Termodinamika Teknik*, Jilid II, Alih Bahasa oleh Nugroho, Y.S. Jakarta, Erlangga, 2004;
- [19]. Choong-Won L., et. al., *Spray and Combustion Characteristics of a Dump-type Ramjet Combustor*; Korea, KSME International Journal, Vol. 17 No. 12, pp. 2019~2026, 2003;
- [20]. Russell L. V., et. al., *Microstructural changes to metal bond coatings on gas turbine alloys with time at high temperatur*, Journal of Material Science 35 (2000) 2131 – 2138;
- [21]. Fiori L., Florio L., *Gasification and Combustion of Grape Marc: Comparison Among Different Scenarios*, Received: 1 March 2010 / Accepted: 31 May 2010 / Published online: 13 June 2010;
- [22]. Ahn K.Y., at. al., *Model and Field Testing of a Heavy-Duty Gas Turbine Combustor*, KSME International Journal, Vol 15 No.9. 1319-1327, 2001 1319;
- [23]. Hwang S. S., Gore J. P., *Combustion and Radiation Characteristics of Oxygen-Enhanced Inverse Diffusion Flame*, KSME International Journal, Vol, 16 No. 9, pp. 1156--1165, 2002;
- [24]. Cengel, Y. A., Michael A. B., *Thermodynamic An Engineering Approach*, Mc Graw Hill, New York, 2002;

## LEMBAR LEGALISASI PENGGUNAAN SOFTWARE CFDSOF



```

CFDSOF
(*)-
CFDSOF (V INF) Model Aliran Fluida

*****
*   D.A.I. - Dr. A. Indra Research Group - Indonesia   *
*****

(*)-
PERINTAH YG TERSEDIA DI *AWAL*:
ALOKASI-MEMORI   BACA-FILE-CASE   BACA-CASE-DATA   MAHIR
FILE-TERFORMAT  INPUT-1                       OPSI              LIHAT-GRAFIS
ESC

(*AWAL*)-
BFC
INPUT NAMA UT CASE FILE
(S)- BAWAAN -
efendi/ftefendi4
(*)- MEMBACA CASE FILE: EFENDI/FTEFENDI4.CAS
(*)- DIBUAT OLN CFDSOF (*)- TGL. DIBUAT:   Jun 12, 2011
(*)- WAKTU DIBUAT:   01:06:11
(*)- JUDUL:  SIMULASI REAKSI PEMBAKARAN PADA TURBIN GAS - MODEL REAKSI LAJU -
(*)- ALOKASI MEMORI, MOHON TUNGGU..
(*)- GRID: 150 X 40 X 1 CELLS (6000 TOTAL)
(*)- CASE TLH DIBACA
(*)- *** MENGHITUNG PARAMETER GEOMETRIKAL... ***
(*)- *** MEMERIKSA VALIDITAS GRID.***

PERINTAH YG TERSEDIA DI *AWAL*:

```

**LAMPIRAN 2**

**TUTORIAL SIMULASI PEMBAKARAN DENGAN CFDSOF**

Pembakaran ini dimodelkan menggunakan mekanisme reaksi satu-langkah global, dengan mengasumsikan pembakaran sempurna bahan bakar metana menjadi CO<sub>2</sub> dan H<sub>2</sub>O.

Persamaan reaksinya adalah:



Reaksi ini akan ditetapkan dalam bentuk koefisien-koefisien stoikiometri, entalpi formasi, dan parameter-parameter yang mengendalikan laju reaksi.

**1. Menentukan Grid**

**1.1. Membaca file grid : EFENDI/FTEFENDI12-4**

(\*AWAL\*)-

IN1

Tekan ENTER untuk memakai nilai bawaan untuk satuan yaitu SI

(INPUT1)-

BFG

INPUT NAMA FILE GRID

(S)- BAWAAN -

BAKAR-GAS.GRD

(\*)- SATUAN CFDSOF SKRG UTK PANJANG ADLH M

(L)- PAKAI KONVERSI SATUAN U/ FILE GRID?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -N)++

N

**1.2. Memberi judul case CFDSOF**

(INPUT1)-

JU

KETIK JUDUL

(S)- BAWAAN - CFDSOF Grid File /\* CONFIGURATION = \*/

Pembakaran BBG - Model Reaksi Laju-Hingga

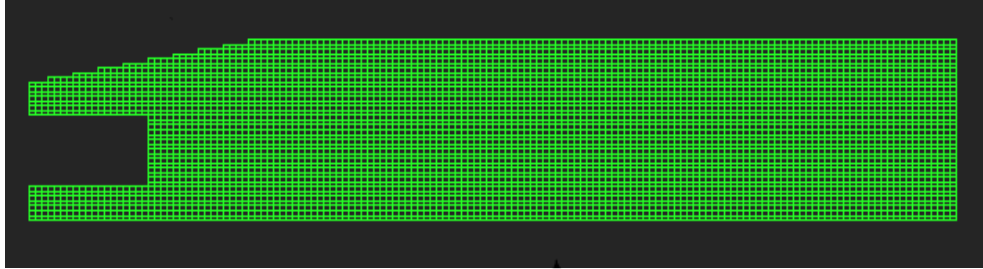
**3. Melihat Grid**

(INPUT1)-

LG

(LIHAT-GRAFIS)-

GR



## 2. Membuat Model

### 2.1. Menetapkan domain adalah simetris-sumbu

(INPUT1)-

**AD**

(L)- PILIH KOORDINAT SIMETRIS-SUMBU?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -N )++

**Y**

### 2.2. Aktifkan Pindah Panas, Turbulensi dan Spesies dan Kimia

(INPUT1)-

**AM**

(ATUR-MODEL)-

**PP**

(\*)- **MODEL PINDAH PANAS**

(L)- HITUNG TEMPERATUR?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -N )++

**Y**

(L)- PAKAI KONDISI SEMPADAN FLUKS PANAS?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -N )++

**Y**

Pakai pilihan bawaan (tekan ENTER) untuk semua sisa pertanyaan berikutnya

(ATUR-MODEL)-

**TU**

(\*)- **MODEL TURBULENSI (PILIH SATU SAJA)**

(L)- K-EPSILON?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -N )++

**Y**

Pakai pilihan bawaan (tekan ENTER) untuk semua sisa pertanyaan berikutnya

(ATUR-MODEL)-

**SDK**

(\*)- **MODEL KIMIA (PILIH SATU SAJA)**

(L)- SPESIES NON-REAKSI?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -N )++

**Y**

Pakai pilihan bawaan (tekan ENTER) untuk semua sisa pertanyaan berikutnya

### **3. Menetapkan spesies kimia**

PERINTAH YG TERSEDIA DI SPESIES NON-REAKSI:

JUMLAH-SPEIES ATUR-SPEIES ESC

(SPESIES NON-REAKSI)-

**JS**

(I)- JUMLAH TOTAL SPESIES KIMIWI

(I)- ++(BAWAAN 2)++

**5**

(L)- PAKAI INPUT FRAKSI MOL (ATAU SEBALIKNYA FRAKSI MASSA)?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -N )++

**N**

(SPESIES NON-REAKSI)-

**AS**

SPESIES 1

(S)- BAWAAN - SPESIES 1

**CH4**

SPESIES 2

(S)- BAWAAN - SPESIES 2

**O2**

SPESIES 3

(S)- BAWAAN - SPESIES 3

**CO2**

SPEIES 4

(S)- BAWAAN - SPEIES 4

**H2O**

SPEIES 5

(S)- BAWAAN - SPEIES 5

**N2**

Langkah 3 : Properti (Sifat) Fisikal

(INPUT1)-

**KF**

### **3.1. Menetapkan densitas dan berat molekuler**

Densitas

(KONSTANTA-FISIKAL)-

**DN**

(L)- PKAI HK GAS?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -N )++

**Y**

(R)- TEKANAN OPERASI

(R)- SAT. = PA ++(BAWAAN 1.0132E+05)++

**Tekan Enter**

Berat Molekuler

(KONSTANTA-FISIKAL)-

**BM**

(R)- CH4

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.6000E+01)++

16

(R)- O2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.6000E+01)++

32

(R)- CO2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 2.8970E+01)++

44

(R)- H2O

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 2.8970E+01)++

18

(R)- N2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 2.8970E+01)++

28

### **3.2. Menetapkan viskositas, konduktivitas termal dan panas specific sebagai nilai-nilai konstan**

Viskositas

(KONSTANTA-FISIKAL)-

**VS**

(\*)- ATUR VSKOSITAS FLUIDA (KG/M-S)

(\*)- SEBAGAI FUNGSI TEMPERATUR (K)

(\*)-

(I)- JUMLAH KOEFISIEN (+VE = POLYNOM., -VE = P.W.LINEAR, -1 = HARMONIC)

(I)- ++(BAWAAN 1)++

**1**

(I)- BAWAAN DIPAKAI

(R)- VSKOSITAS FLUIDA (KG/M-S)

(R)- SAT. = KG/M-S ++(BAWAAN 1.7200E-05)++

**2.95E-5**

Konduktivitas Termal

(KONSTANTA-FISIKAL)-

**KT**

(\*)- ATUR KONDUKTIVITAS TERMAL FLUIDA (W/M-K)

(\*)- SEBAGAI FUNGSI TEMPERATUR (K)

(\*)-

(I)- JUMLAH KOEFISIEN (+VE = POLYNOM., -VE = P.W.LINEAR, -1 = HARMONIC)

(I)- ++(BAWAAN 1)++

**1**

(R)- KONDUKTIVITAS TERMAL FLUIDA (W/M-K)

(R)- SAT. = W/M-K ++(BAWAAN 2.4100E-02)++

**0.0454**

Panas Spesifik

(KONSTANTA-FISIKAL)-

**CP**

(R)- TEMPERATUR ACUAN UNTUK ENTALPI

(R)- SAT. = K ++(BAWAAN 2.7300E+02)++

**273**

(\*)- ATUR PANAS SPESIFIK FLUIDA (J/KG-K)

(\*)- SEBAGAI FUNGSI TEMPERATUR (K)

(\*)-

(I)- JUMLAH KOEFISIEN (+VE = POLYNOM., -VE = P.W.LINEAR, -1 = HARMONIC)

(I)- ++(BAWAAN 1)++

**1**

(R)- PANAS SPESIFIK FLUIDA (J/KG-K)

(R)- SAT. = J/KG-K ++(BAWAAN 1.0040E+03)++

**1047**

### **3.3. Menetapkan Entalpi Pembentukan**

(KONSTANTA-FISIKAL)-

**EF**

(R)- ENTALPI FORMASI UNTUK CH<sub>4</sub>

(R)- SAT. = J/KMOL ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

**-7.491E7**

(R)- TEMPERATUR ACUAN UNTUK CH<sub>4</sub>

(R)- SAT. = K ++(BAWAAN 2.9815E+02)++

**298.15**

(R)- ENTALPI FORMASI UNTUK O<sub>2</sub>

(R)- SAT. = J/KMOL ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

**0**

(R)- TEMPERATUR ACUAN UNTUK O<sub>2</sub>

(R)- SAT. = K ++(BAWAAN 2.9815E+02)++



**298.15**

(R)- ENTALPI FORMASI UNTUK CO2

(R)- SAT. = J/KMOL ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

**-3.937E8**

(R)- TEMPERATUR ACUAN UNTUK CO2

(R)- SAT. = K ++(BAWAAN 2.9815E+02)++

**298.15**

(R)- ENTALPI FORMASI UNTUK H2O

(R)- SAT. = J/KMOL ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

**-2.419E8**

(R)- TEMPERATUR ACUAN UNTUK H2O

(R)- SAT. = K ++(BAWAAN 2.9815E+02)++

**298.15**

(R)- ENTALPI FORMASI UNTUK N2

(R)- SAT. = J/KMOL ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

**0**

(R)- TEMPERATUR ACUAN UNTUK N2

(R)- SAT. = K ++(BAWAAN 2.9815E+02)++

**298.15**

#### **4. Menetapkan Kondisi-kondisi Sempadan**

(INPUT1)-

KS

##### **4.1. Set kondisi termal untuk W-WALL-1 (dinding luar ruang bakar)**

(SEMPDN)-

WW

PERINTAH YG TERSEDIA DI PILIH-ZONA:

1 2 3 4 5 6 7 8 9 A B C D E F G H I J K L M N O P Q R S T U V W

X Y Z ESC

(PILIH-ZONA)-

1

PERINTAH YG TERSEDIA DI W1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA:

TEMPERATUR KECEPATN-U KECEPATN-V ESC

(W1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

TE

(R)- TEMPERATUR

(R)- SAT. = K ++(BAWAAN 2.7300E+02)++

300

#### **4.2. Set kondisi termal untuk W-WALL-2 (dinding nosel yang mengelilingi jet metan)**

Dinding ini akan diperlakukan sebagai permukaan adiabatic (fluks panas nol)

(INPUT1)-

KS

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPDN:

W-WALL Z-WALL SYMMETRY .(LIVE) CYCLIC OUTLET INLET AXIS

ESC

(SEMPDN)-

WW

PERINTAH YG TERSEDIA DI PILIH-ZONA:

1 2 3 4 5 6 7 8 9 A B C D E F G H I J K L M N O P Q R S T U V W

X Y Z ESC

(PILIH-ZONA)-

2

PERINTAH YG TERSEDIA DI W2-KONDISI-SEMPADAN-ZONA:

TEMPERATUR FLUK-PNAS KECEPATN-U KECEPATN-V ESC

(W2-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

FP

(R)- INPUT FLUK PNAS

(R)- SAT. = W/M2 ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

0

(\*)- SKRG KONDISI SEMPADAN TERMAL DITETAPKAN SBG FLUK

PNAS

#### **4.3. Set kondisi untuk INLET-2 (inlet jet metan)**

(INPUT1)-

KS

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPDN:

W-WALL Z-WALL SYMMETRY .(LIVE) CYCLIC OUTLET INLET AXIS  
ESC

(SEMPDN)-

IN

PERINTAH YG TERSEDIA DI PILIH-ZONA:

1 2 3 4 5 6 7 8 9 A B C D E F G H I J K L M N O P Q R S T U V W  
X Y Z ESC

(PILIH-ZONA)-

2

PERINTAH YG TERSEDIA DI I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA:

SPEKIES-KIMIA KECEPATN-NORMAL KECEPATN-U KECEPATN-V  
TEMPERATUR-STATIK

INTNSITAS/PANJNG-TURB ESC

(I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

KU

(R)- KECEPATN-U

(R)- SAT. = M/S ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

0.0003333

(I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

TS

(R)- TEMPERATUR

(R)- SAT. = K ++(BAWAAN 2.7300E+02)++

300

(I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

IT

(R)- INTENSITAS TURB (PERSEN )

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E+01)++

10

(R)- PANJANG KARAKTERISTIK

(R)- SAT. = M ++(BAWAAN 1.0000E+00)++

0.005625

(I1-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

SK

PERINTAH YG TERSEDIA DI PEMILIHAN-SPESES:

CH4 CO2 H2O O2 ESC

(PEMILIHAN-SPESES)-

CH4

(R)- CH4 FRAKSI MASSA

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

1

#### 4.4. Set kondisi untuk INLET-1 (inlet udara)

(INPUT1)-

KS

PERINTAH YG TERSEDIA DI SEMPDN:

W-WALL Z-WALL SYMMETRY .(LIVE) CYCLIC OUTLET INLET AXIS

ESC

(SEMPDN)-

IN

PERINTAH YG TERSEDIA DI PILIH-ZONA:

1 2 3 4 5 6 7 8 9 A B C D E F G H I J K L M N O P Q R S T U V W

X Y Z ESC

(PILIH-ZONA)-

1

PERINTAH YG TERSEDIA DI I2-KONDISI-SEMPADAN-ZONA:

SPESES-KIMIA KECEPATN-NORMAL KECEPATN-U KECEPATN-V

TEMPERATUR-STATIK

INTNSITAS/PANJNG-TURB ESC

(I2-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

KU

(R)- KECEPATN-U

(R)- SAT. = M/S ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

0.0075

(I2-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

TS

(R)- TEMPERATUR

(R)- SAT. = K ++(BAWAAN 2.7300E+02)++

300

(I2-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

IT

(R)- INTENSITAS TURB (PERSEN )

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E+01)++

10

(R)- PANJANG KARAKTERISTIK

(R)- SAT. = M ++(BAWAAN 1.0000E+00)++

0.2

(I2-KONDISI-SEMPADAN-ZONA)-

SK

PERINTAH YG TERSEDIA DI PEMILIHAN-SPESES:

CH4 CO2 H2O O2 ESC

(PEMILIHAN-SPESES)-

O2

(R)- O2 FRAKSI MASSA

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

0.23

**4.5. Daftarkan kondisi-kondisi sempadan untuk mengkonfirmasi bahwa input-input sudah benar**

(INPUT1)-

DS

PERINTAH YG TERSEDIA DI DAFTAR-SEMPADAN:

SLR VARIABL-ALIRAN SPESIES TERMAL ESC

(DAFTAR-SEMPADAN)-

SLR

- KONDISI SEMPADAN KECEPATAN -

ZONE KEC.-U KEC.-V NORMAL

W1 0.00E-01 0.00E-01 N/A

W2 0.00E-01 0.00E-01 N/A

I1 8.00E+01 0.00E-01 N/A

I2 5.00E-01 0.00E-01 N/A

- KONDISI SEMPADAN TURBULENSI -

- MODEL TWO EQUATION -

ZONE TURB.-INTEN. CHAR.-LENGTH

W1 SET SET

W2 SET SET

I1 1.000E+01 5.000E-03

I2 1.000E+01 2.000E-01

- KONDISI SEMPADAN TEMPERATUR -

ZONA TEMPERATUR

W1 3.0000E+02

W2 FLUK PNAS

I1 3.0000E+02

I2 3.0000E+02

- SEMPADAN TEMPERATUR KHUSUS -

SEMPADAN NILAI FLK SEMPADAN KOEF. P-PANAS

ZONA FLK PNAS PANAS P-P EKST EKSTRNL KESLRHN TEMP EKSTR

W2 Y 0.0000E-01 N N/A N/A

SEMPADAN

ZONA RAD EKST T-TK-HNGGA EMISIV EKST

W2 N N/A N/A

- KONDISI SEMPADAN SPESIES KIMIA -

ZONA CH4 O2 CO2 H2O

W1 LINK CUT LINK CUT LINK CUT LINK CUT

W2 LINK CUT LINK CUT LINK CUT LINK CUT

I1 1.00E+00 0.00E-01 0.00E-01 0.00E-01

I2 0.00E-01 2.30E-01 0.00E-01 0.00E-01

## 5. Pengaturan Solusi Aliran Dingin (Cold Flow)

Pengaturan permasalahan (input) telah lengkap kecuali penetapan reaksi kimia. Agar dapat memberikan gambaran mengenai solusi permasalahan transport spesies non-reaksi dan agar dapat memberikan tebakan awal untuk kalkulasi aliran reaksi, anda akan mulai memecahkan permasalahan tanpa reaksi kimia. Tidak ada input khusus yang diberikan untuk proses ini, meskipun demikian anda akan menonaktifkan persamaan-persamaan spesies produk (persamaan-persamaan untuk CO<sub>2</sub> dan H<sub>2</sub>O) supaya kalkulasi lebih efisien.

### 5.1. Menonaktifkan kalkulasi spesies produk

(INPUT1)-

MA

PERINTAH YG TERSEDIA DI MAHIR:

OPSI      PARAMETER-SOLUSI      PILIH-VARIABEL      PENGENDUR-1

PENGENDUR-2

MODEL-FISIKAL      GAYA-BADAN      SATUAN IKATAN-WAKTU      SOLUSI-

PERS-LINIER

BATAS-TAYANGAN      PARAMETER-LP      INSTALASI      SUBRUTIN-USER

RESET-JUMLAH-ITERASI

DISKRITISASI-DENSITAS ESC

(MAHIR)-

PV

(\*)- **PILIH VARIABEL**

(L)- KEC.-U?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y)++

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- KEC.-V?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y)++

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- TEKANAN?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y)++

(L)- BAWAAN DIPAKAI

(L)- TURBULENSI K.E. (E)?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y)++

(L)- BAWAAN DIPAKAI  
(L)- DISIPASI OLAKAN (D)?  
(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++  
(L)- BAWAAN DIPAKAI  
(L)- PROPERTI/TEMPERATUR?  
(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++  
(L)- BAWAAN DIPAKAI  
(L)- ENTALPI?  
(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++  
(L)- BAWAAN DIPAKAI  
(L)- CH4?  
(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++  
(L)- BAWAAN DIPAKAI  
(L)- O2?  
(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++  
(L)- BAWAAN DIPAKAI  
(L)- CO2?  
(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++  
N  
(L)- H2O?  
(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++  
N

## 5.2. Merubah nilai faktor-faktor pengendur perhitungan

Catatan: Nilai-nilai bawaan faktor pengendur perhitungan agak konservatif. dan untuk aliran dingin nilai faktor pengendur ini dapat dinaikkan tanpa mengakibatkan permasalahan stabilitas perhitungan iteratif. Meningkatkan faktor pengendur menjadi 0.5 untuk viskositas akan membuat perhitungan yang melibatkan kopling antara persamaan turbulensi dan persamaan aliran dapat menjadi stabil.

(INPUT1)-

MA

(MAHIR)-



P1

(\*)- **PENGENDUR 1**

(R)- KECEPATAN

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 2.0000E-01)++

0.7

(R)- TEKANAN

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 5.0000E-01)++

0.3

(R)- TURBULENSI K.E. (E)

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 2.0000E-01)++

0.5

(R)- DISIPASI OLAKAN (D)

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 2.0000E-01)++

0.5

(R)- VSKOSITAS

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 2.0000E-01)++

0.5

(R)- ENTALPI

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 2.0000E-01)++

0.8

(R)- TEMPERATUR

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 3.0000E-01)++

0.9

(R)- CH4

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E+00)++

0.9

(R)- O2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E+00)++

0.9

(R)- CO2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E+00)++

0.9

(R)- H2O

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E+00)++

0.9

### **5.3. Menyimpan file case aliran dingin (EFENDI/FTEFENDI12-1)**

(\*AWAL\*)-

TFC

INPUT NAMA UTK CASE FILE (ENTER \* UTK BATAL)

(S)- BAWAAN -

BAKAR-GAS-DINGIN

(\*)- MENULI CASE FILE: BAKAR-GAS-DINGIN.CAS

(\*)- CASE FILE DITULIS.

### **5.4. Melakukan perhitungan dengan 100 Iterasi**

(\*AWAL\*)-

IT1

(I)- BERAPA KALI ITERASI?

(I)- ++(BAWAAN 0)++

100

### **5.5. Simpan file data aliran dingin**

(\*AWAL\*)-

TFD

INPUT NAMA UTK DATA FILE (ENTER \* UTK BATAL)

(S)- BAWAAN - BAKAR-GAS-DINGIN.DAT

BAKAR-GAS-DINGIN

(\*)- MENULIS FILE DATA: BAKAR-GAS-DINGIN.DAT

(\*)- FILE DATA DITULIS.

## **6. Solusi Aliran Reaksi (CP konstan)**

Solusi aliran dingin yang diperoleh diatas akan membuat titik permulaan yang bagus untuk kalkulasi aliran reaksi. Anda akan mulai kembali proses solusi setelah mengaktifkan model reaksi kimia

### **6.1. Mengatur reaksi kimia**

(INPUT1)-

AM

(ATUR-MODEL)-

SDK

(\*)- **MODEL KIMIA (PILIH SATU SAJA)**

(L)- SPESIES NON-REAKSI?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

N

(L)- REAKSI LAJU HINGGA?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -N )++

Y

Pakai pilihan bawaan (tekan ENTER) untuk semua sisa pertanyaan berikutnya

(LAJU-HINGGA)-

JS

(\*)- **SPESIES DAN REAKSI**

(I)- JUMLAH TOTAL SPESIES KIMIWI

(I)- ++(BAWAAN 5)++

5

(I)- JUMLAH SPESIES PERMUKAAN

(I)- ++(BAWAAN 0)++

0

(I)- JUMLAH REAKSI ( 0 = NON-REAKSI )

(I)- ++(BAWAAN 0)++

1

(L)- PAKAI INPUT FRAKSI MOL (ATAU SEBALIKNYA FRAKSI MASSA)?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -N )++

N

PERINTAH YG TERSEDIA DI LAJU-HINGGA:

JUMLAH-SPESIES/REAKSI ATUR-SPESIES ATUR-REAKSI ESC

(LAJU-HINGGA)-

AR

(ATUR-REAKSI)-

ST

(\*)- **KOEF. STOIKIOMETRI UNTUK REAKSI NOMOR 1**

(R)- CH4

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

1

(R)- O2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

2

(R)- CO2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

-1

(R)- H2O

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

-2

(R)- N2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

0

(ATUR-REAKSI)-

KL

(\*)- **KONSTANTA LAJU UTK REAKSI NOMOR 1**

(I)- TIPE REAKSI (0 = VOLUMETRIK/1 = PERMUKN)

(I)- ++(BAWAAN 0)++

0

(I)- RATE LAW (0 = ARRHENIUS+MIXING/>0 = USER)

(I)- ++(BAWAAN 0)++

0

(R)- FAKTOR PRA-EKSPONENSIAL ARHENIUS

(R)- SAT. = SATUAN KONSISTEN ++(BAWAAN 1.0000E+15)++

1E12

(R)- ENERGI AKTIVASI

(R)- SAT. = J/KMOL ++(BAWAAN 1.0000E+02)++

1E8

(R)- EKSPONEN LAJU UTK CH4

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E+00)++

1

(R)- EKSPONEN LAJU UTK O2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E+00)++

1

(R)- EKSPONEN LAJU TEMPERATUR

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

0

(R)- KONSTANTA A LAJU MIXING REAKSI

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 4.0000E+00)++

4

(R)- KONSTANTA B LAJU MIXING REAKSI

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 5.0000E-01)++

0.5

## 6.2. Cek persamaan untuk CO2 dan H2O

(INPUT1)-

MA

(MAHIR)-

PV

(\*)- **PILIH VARIABEL**

(L)- KEC.-U?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

(L)- KEC.-V?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

(L)- TEKANAN?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

(L)- TURBULENSI K.E. (E)?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

(L)- DISIPASI OLAKAN (D)?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

(L)- PROPERTI/TEMPERATUR?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

(L)- ENTALPI?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

(L)- CH4?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

(L)- O2?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

(L)- CO2?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

(L)- H2O?

(L)- Y / N ++(BAWAAN -Y )++

Y

**6.3. Terapkan dua level koreksi blok untuk tekanan dan entalpi pada arah-I**

(MAHIR)-

SPL

PERINTAH YG TERSEDIA DI SOLVER-PERS-LINIER:

TIPE-SOLVER JALAR-SOLVER-LGS PARAMETER-MULTI-GRID LIHAT-

PERFORMA-MG MG-KOREKSI-BLOK

ESC

(SOLVER-PERS-LINIER)-MKB

PERINTAH YG TERSEDIA DI KOREKSI-BLOK:

TEKANAN ENTALPI CH4 O2 CO2 H2O ESC

(KOREKSI-BLOK)-TEK

(\*)- LEVEL MAKS. U/ AWALAN BLOK-MG KOREKSI

(I)- I->ARAH

(I)- ++(BAWAAN 0)++

2

(I)- J->ARAH

(I)- ++(BAWAAN 0)++

0

PERINTAH YG TERSEDIA DI KOREKSI-BLOK:

TEKANAN ENTALPI CH4 O2 CO2 H2O ESC

(KOREKSI-BLOK)-

EN

(\*)- LEVEL MAKS. U/ AWALAN BLOK-MG KOREKSI

(I)- I->ARAH

(I)- ++(BAWAAN 0)++

2

(I)- J->ARAH

(I)- ++(BAWAAN 0)++

0

**6.4. Turunkan parameter Reduksi Residu untuk entalpi menjadi 0.1 dan kriteria terminasi untuk entalpi menjadi 0.01**

(MAHIR)-

SPL

(SOLVER-PERS-LINIER)-PMG

(PARAMETER-MULTI-GRID)-PRR

(\*)- PARAMETER REDUKSI RESIDU

(R)- TEKANAN

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 7.0000E-01)++

0.7

(R)- ENTALPI

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 7.0000E-01)++

0.1

(R)- CH4

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 7.0000E-01)++

0.7

(R)- O2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 7.0000E-01)++

0.7

(R)- CO2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 7.0000E-01)++

0.7

(R)- H2O

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 7.0000E-01)++

0.7

(PARAMETER-MULTI-GRID)-

KT

(\*)- KRITERIA TERMINASI

(R)- TEKANAN

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E-01)++

0.1

(R)- ENTALPI

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E-01)++

0.001

(R)- CH4

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E-01)++

0.1

(R)- O2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E-01)++

0.1

(R)- CO2

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E-01)++

0.1

(R)- H2O

(R)- SAT. = DIM ++(BAWAAN 1.0000E-01)++

0.1



**7. Sumber Pengapian dengan menempelkan temperatur sebesar 2288.368 K pada region I=24-75 dan J=1-20**

(\*AWAL\*)-

TM

(I)- I PERTAMA -

(I)- ++(BAWAAN 1)++

24

(I)- I KEDUA -

(I)- ++(BAWAAN 60)++

75

(I)- J PERTAMA -

(I)- ++(BAWAAN 1)++

1

(I)- J KEDUA -

(I)- ++(BAWAAN 30)++

20

PERINTAH YG TERSEDIA DI PEMILIHAN-VARIABEL:

BURNOUT-PTUKARN CP-PANAS-SPEKTRUM DNSITAS LAJU-DISIPASI

VSKOSITAS-EFEKTIF

KONDUKTIVITAS-EFEKTIF ENERGI(TURB) PTUKARN-PANAS

PTUKARAN-MASA PTUKARAN-X

PTUKARAN-Y FRAKSI-MASSA VSKOSITAS-MOLEKULER KECEPATAN-

TEGAK TEKANAN

MOM-X-SUMBER MOM-Y-SUMBER PANAS-SUMBER KECEPATAN-

TANGENSIAL TEMPERATUR

KONDUKTIVITAS-TERMAL KECEPATAN-U KECEPATAN-V XOPSI-XTENSI

ESC

(PEMILIHAN-VARIABEL)-

TEM

(R)- INPUT NILAI-

(R)- SAT. = K ++(BAWAAN 0.0000E-01)++

2000

## 8. Jalankan Perhitungan dengan 400 Iterasi

(\*AWAL\*)-

IT1

(I)- BERAPA KALI ITERASI?

(I)- ++(BAWAAN 100)++

400

