TUGAS AKHIR – TF 181801

OPTIMISASI PERANCANGAN *AIR TO FUEL RATIO CONTROL* (AFRC) PADA TURBIN GAS MENGGUNAKAN METODE *PLANTWIDE CONTROL*

NOVITA AMALIA
NRP. 02311640000003

Dosen Pembimbing:
Ir. Matradji, M.Kom.

Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020

TUGAS AKHIR – TF 181801

OPTIMISASI PERANCANGAN *AIR TO FUEL RATIO CONTROL* (AFRC) PADA TURBIN GAS MENGGUNAKAN METODE *PLANTWIDE CONTROL*

NOVITA AMALIA
NRP. 02311640000003

Dosen Pembimbing:
Ir. Matradji, M.Kom.

Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020

Halaman ini sengaja dikosongkan

FINAL PROJECT - **TF 181801**

OPTIMIZATION OF GAS TURBINE AIR TO FUEL RATIO CONTROL (AFRC) DESIGN USING PLANTWIDE CONTROL METHOD

NOVITA AMALIA
NRP. 02311640000003

Supervisors:
Ir. Matradji, M.Kom.

Department of Engineering Physics
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini.

Nama	: Novita Amalia
NRP	: 02311640000003
Departemen / Prodi	: Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika
Fakultas	: Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FTIRS)
Perguruan Tinggi	: Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "***OPTIMISASI PERANCANGAN AIR TO FUEL RATIO CONTROL (AFRC) PADA TURBIN GAS MENGGUNAKAN METODE PLANTWIDE CONTROL***" adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya-benarnya.

Surabaya, 3 Agustus 2020

Yang membuat pernyataan,

Novita Amalia

NRP. 02311640000003

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR

OPTIMISASI PERANCANGAN *AIR TO FUEL RATIO CONTROL* (AFRC) PADA TURBIN GAS MENGGUNAKAN METODE *PLANTWIDE CONTROL*

Oleh:

NOVITA AMALIA
NRP. 02311640000003

Surabaya, 3 Agustus 2020

Menyetujui,
Pembimbing

Ir. Matradji, M. Kom
NIP. 195607020198503100 3

Mengetahui,
Kepala Departemen
Teknik Fisika FTIRS-ITS

Dr. Suyanto S.T., M.T.
NIP. 197111131995121002

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMISASI PERANCANGAN *AIR TO FUEL RATIO CONTROL* (AFRC) PADA TURBIN GAS MENGGUNAKAN METODE *PLANTWIDE CONTROL*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Progam Studi S-1 Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FTIRS)
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Novita Amalia
NRP. 02311640000003

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ir. Matradji, M.Kom. ……. (Pembimbing I)
2. Dr. Bambang Lelono W, S.T., M.T. ……. (Ketua Penguji)
3. Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D. ……. (Penguji I)
4. Ir. Harsono Hadi, M.T., Ph.D. …… …….. (Penguji II)
5. Dyah Sawitri, S.T., M.T. …….. (Penguji III)
6. Iwan Cony Setiadi, S.T., M.T. ……. (Penguji IV)

SURABAYA
2020

Halaman ini sengaja dikosongkan

OPTIMISASI PERANCANGAN *AIR TO FUEL RATIO CONTROL* (AFRC) PADA TURBIN GAS MENGGUNAKAN METODE *PLANTWIDE CONTROL*

Nama	**:**	**Novita Amalia**
NRP	**:**	**02311640000003**
Departemen	**:**	**Teknik Fisika FTIRS ITS**
Dosen Pembimbing	**:**	**Ir. Matradji, M.Kom.**

ABSTRAK

Turbin gas adalah mesin penggerak fluida dengan memanfaatkan gas sebagai fluida kerja. Salah satu sistem pengendali yang perlu diperhatikan adalah masukan dari tungku pembakaran. Tungku pembakaran adalah komponen penting pada turbin gas yang berfungsi sebagai penghasil kalor. Pada penelitian ini dilakukan optimisasi sistem pengendali *air to fuel ratio control* (AFRC) menggunakan metode *plantwide control* (PWC). AFRC dibuat dengan memasang sistem pengendali *cascade* antara daya turbin dengan laju aliran massa bahan bakar. Laju aliran massa bahan bakar dihubungkan dengan laju aliran massa udara melalui kontrol rasio agar perbandingan diantara keduanya sesuai dengan AFR stoikiometri ataupun AFR optimum agar daya yang dihasilkan turbin maksimal. Rancangan AFRC ini merupakan perbaikan sistem pengendali turbin gas di PT. SIPL. Rancangan ini memiliki nilai *maximum overshoot* serta *steady state error* dibawah 2%. Nilai *settling time* dari laju aliran massa bahan bakar dan laju aliran massa udara ketika naik adalah 237 detik dan 268 detik. Sedangkan ketika turun adalah 207 detik dan 256 detik. AFRC ini mampu melakukan optimisasi daya turbin dari nilai semula 2093 kW menjadi 3199 kW dengan AFR optimum 20,53. Peningkatan daya ini dapat melakukan penghematan sebesar 785,864 US$/MMBTU

Kata Kunci: Turbin Gas, *Air to Fuel Ratio Control*, *Plantwide Control*

Halaman ini sengaja dikosongkan

OPTIMIZATION OF GAS TURBINE AIR TO FUEL RATIO CONTROL (AFRC) DESIGN USING PLANTWIDE CONTROL METHOD

Name	**:**	**Novita Amalia**
NRP	**:**	**02311640000003**
Department	**:**	***Engineering Physics*** **F**TIRS **ITS**
Supervisors	**:**	**Ir. Matradji, M.Kom.**

ABSTRACT

A gas turbine is a fluid driving machine by utilizing gas as a working fluid. One control system that needs to be considered is the input from the furnace. The furnace is an important component in a gas turbine that functions as a heat producer. In this final project, and optimization of the air to fuel ratio control (AFRC) control system is done using the plantwide control (PWC) method. AFRC is made by installing a cascade control system between the power turbine and the mass flow rate of the fuel. Fuel mass flow rate with mass flow rate through the control ratio to match the stoichiometric AFR or AFR power so that the maximum turbine produced is optimal. This AFRC design is an improvement of the gas turbine control system at PT. SIPL. This design has a maximum overshoot value and also a steady-state error of under 2%. The completion time value of the mass flow rate of the fuel and the mass airflow compilation rate increased by 237 seconds and 268 seconds. Where as the compilation down is 207 seconds and 256 seconds. This AFRC can optimize turbines from their original value of 2093 kW to 3199 kW with an optimum AFR of 20,53. This increased power can make savings of 785,864 US$ / MMBTU

Keywords: Gas Turbine, Air to Fuel Ratio Control, Plantwide Control

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, hidayah dan inayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul "***OPTIMISASI PERANCANGAN AIR TO FUEL RATIO CONTROL (AFRC) PADA TURBIN GAS MENGGUNAKAN METODE PLANTWIDE CONTROL***"

Penulis mengucapkan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah membantu kami dalam menyusun laporan Tugas Akhir ini. Terlebih kami ucapkan terimakasih kepada:

1. Bapak Dr. Suyanto S.T., M.T. selaku Kepala Departemen Teknik Fisika yang telah memberikan kesempatan untuk menuntut ilmu serta memberikan fasilitas pendidikan di Teknik Fisika.
2. Bapak Ir. Matradji, M.Kom. selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, serta saran yang membangun dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Totok Ruki Biyanto, Ph.D. selaku Kepala Laboratorium yang telah memberikan ilmu, bekal untuk menjadi insinyur hebat kedepannya.
4. Bapak Prof. Sekartedjo. selaku dosen wali yang telah membimbing dan memberi target pencapaian setiap semester demi memiliki "*added value*" dalam kehidupan.
5. Bapak Risma Yudhanto dan PT SIPL yang telah membantu memberikan data untuk Tugas Akhir ini.
6. Kedua orang tua serta keluarga atas segala kasih sayang dan doa demi menyelesaikan masa studi selama 16 tahun, mulai pendidikan dasar hingga perguruan tinggi.
7. Amrizal Tariq Chalidi yang senantiasa menemani, berbagi tugas dan memberi motivasi agar tetap semangat menyelesaikan Tugas Akhir.
8. Teman-teman seperjuangan bimbingan TA PWC yaitu Dwi Satriyo Murdono, Daniyal Efendi, Aditya Damar Jati dan Amalia yang telah banyak membantu, membimbing, dan berdiskusi dalam menyelesaikan TA ini.

9. Ibnu Dwi Sufajar dan Inesya Permatasari yang telah banyak membantu proses pengambilan dan pengolahan data di PT. SIPL.

Semoga amal baik mereka mendapatkan balasan dari Allah SWT dengan balasan yang berlipat ganda. Perlu disadari bahwa dengan segala keterbatasan, Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, sehingga masukkan dan kritikkan yang kostruktif sangat penulis harapkan demi sempurnanya laporan ini. Akhirnya, semoga laporan ini dapat bermanfaat untuk semua orang khususnya untuk para pembaca.

Surabaya, 3 Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

COVER PAGE ..... **iii**

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI ..... **v**

LEMBAR PENGESAHAN ..... **vii**

LEMBAR PENGESAHAN ..... **ix**

ABSTRAK ..... **xi**

ABSTRACT ..... **xiii**

KATA PENGANTAR ..... **xv**

DAFTAR ISI ..... **xvii**

DAFTAR GAMBAR ..... **xix**

DAFTAR TABEL ..... **xxi**

BAB I PENDAHULUAN **1**

1.1 Latar Belakang 1

1.2 Rumusan Masalah 2

1.3 Tujuan 3

1.4 Lingkup Kajian 3

1.5 Sistematika Laporan 3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI **5**

2.1 Turbin Gas 5

2.2 Siklus Brayton 6

2.3 Proses Pembakaran pada Ruang Bakar 9

2.4 *Plantwide Control* (PWC) 10

2.5 *Equation of State*: Peng-Robinson 12

2.6 *Control Degrees of Freedom* 12

2.7 Sistem Pengendali 12

2.8 Uji Performansi Pengendali 13
BAB III METODOLOGI PENELITIAN 15
3.1 Studi Literatur 16
3.2 Pengumpulan Data Operasional, P&ID, dan Komposisi Bahan Bakar .. 16
3.3 Pemodelan Menggunakan *software* Aspen HYSYS V8.8. 18
3.4 Perancangan Sistem Pengendali dengan Metode PWC 19
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN 23
4.1 Perhitungan AFR Aktual dan AFR Stoikiometri 23
4.2 Pemodelan Statis dengan Menggunakan *Sotware* Aspen HYSYS V8.8 24
4.3 Hasil Perhitungan CDOF 26
4.4 Hasil Perancangan Pengendali *Regulatory* dan Pengendali *Supervisory* 27
4.5 Hasil Perancangan *Real Time Optimization* (RTO) Daya Turbin 34
4.6 Dampak Ekonomi 35
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 37
5.1 Kesimpulan 37
5.2 Saran 37
DAFTAR PUSTAKA 39
LAMPIRAN 43
BIODATA PENULIS 53

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Turbin gas 5
Gambar 2.2 *Simple Brayton gas cycle. (a) Component of cycle. (b) (T-S) diagram of Brayton cycle* 7
Gambar 2.3 Karakteristik respon sistem 13
Gambar 2.4 Ilustrasi IAE 14
Gambar 3.1 Metode penelitian 15
Gambar 3.2 Diagram alir pengolahan data sesuai siklus Brayton 17
Gambar 3.3 Suhu operasi turbin gas 18
Gambar 3.4 Diagram alir PWC 19
Gambar 4.1 Grafik nilai AFR hasil perhitungan 23
Gambar 4.2 Pemodelan statis turbin gas 25
Gambar 4.3 Rancangan pengendali *regulatory* dan *supervisory* 27
Gambar 4.4 Diagram blok pengendali *cascade* 28
Gambar 4.5 Grafik respon uji *setpoint* daya turbin naik 5% 29
Gambar 4.6 Grafik respon uji *setpoint* daya turbin turun 5% 29
Gambar 4.7 Grafik respon laju aliran massa bahan bakar dengan gangguan daya turbin naik 5% 30
Gambar 4.8 Grafik respon laju aliran massa bahan bakar dengan gangguan daya turbin turun 5% 31
Gambar 4.9 Diagram blok kontrol rasio 32
Gambar 4.10 Grafik respon laju aliran massa udara dengan gangguan daya turbin naik 5% 32
Gambar 4.11 Grafik respon laju aliran massa udara dengan gangguan daya turbin turun 5% 33
Gambar 4.12 Diagram P-V sebelum dan sesudah optimisasi 34

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Prosedur *Plantwide Control* 11
Tabel 4.1 Data Komposisi Bahan Bakar 24
Tabel 4.2 Kondisi Operasi Turbin Gas 25
Tabel 4.3 Validasi Pemodelan Statis 25
Tabel 4.4 Perhitungan CDOF 26
Tabel 4.5 Rincian Pengendali Turbin Gas 28
Tabel 4.6 Performansi Pengendali Daya Turbin 30
Tabel 4.7 Performansi Pengendali FIC Bahan Bakar 31
Tabel 4.8 Performansi Pengendali FIC Udara 33
Tabel 4.9 Hasil Sebelum dan Sesudah Optimisasi 34

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Turbin gas merupakan perangkat penting yang banyak digunakan dalam dunia industri, umumnya bagi industri pembangkit tenaga listrik dan industri minyak dan gas. Turbin gas merupakan sistem yang sangat kompleks yang memerlukan teknik kontrol canggih untuk memastikan kontrol yang tepat terhadap parameter operasinya. Pengembangan sistem kontrol turbin gas cukup penting dalam industri minyak dan gas. Hal ini dilakukan agar turbin gas dapat digunakan dengan baik untuk operasional industri (Hadrough, Hafaifa, & Guemana, 2017)

Menjaga turbin gas beroperasi pada efisiensi optimal adalah pertanyaan penelitian penting bagi pengembang maupun operator perangkat ini. Beberapa penelitian telah dilakukan untuk memperbaiki pemodelan dan kontrol turbin gas. Balamurugan dkk. telah mempelajari kontrol frekuensi beban pembangkit turbin gas yang beroperasi berdasarkan analisis pemrosesan sinyal, melalui model sinyal besar dan kecil (Balamurugan, Janarthanan, & Vijaya, 2016). Asgari dkk memperkenalkan *artificial neural network* (ANN) model untuk simulasi operasi *single shaft gas turbine* (Asgari, Chen, Menhaj, & and Sainudiin, 2013) E. Najimi dan M. H. Ramezani yang membuat makalah tentang sistem kontrol kecepatan dan suhu dalam turbin gas pembangkit listrik (Najimi & Ramezani, 2012). Z. Wang dan S. Li dengan studinya mengenai simulasi kontrol PID fuzzy dari kecepatan turbin gas (Wang & Li, 2009).

Keputusan yang diambil oleh sistem pengendali turbin gas berdampak pada biaya operasi. Sistem turbin gas adalah sistem nonlinier kompleks yang menampilkan interaksi kuat antar variabel operasi, sehingga penting untuk memperhitungkan dampak perilaku sistem pengendali terhadap respon turbin gas (Hadrough, Hafaifa, & Guemana, 2017). Salah satu komponen yang perlu diperhatikan untuk dikendalikan adalah masukan dari tungku pembakaran. Tungku pembakaran atau *combustion chamber* adalah komponen penting pada turbin gas yang berfungsi sebagai penghasil kalor. Kalor atau panas dihasilkan melalui proses

pembakaran antara udara dan gas di tungku pembakaran. Untuk menghasilkan panas yang optimal, maka diperlukan sistem pengendali yang mengkondisikan masukan udara dan bahan bakar. Rasio antara udara dan bahan bakar atau *air to fuel ratio* (AFR) dikondisikan agar sesuai dengan stoikiometri sehingga pembakaran dapat berlangsung sempurna.

Berdasarkan permasalahan tersebut, pada tugas akhir ini dilakukan optimisasi sistem pengendali *air to fuel ratio control* (AFRC) menggunakan metode *plantwide control* (PWC). PWC merupakan metode mengenai sistem pengendalian *plant* secara keseluruhan. Metode ini menjelaskan bagaimana cara menentukan posisi sensor dan aktuator serta bagaimana cara menggabungkan keduanya secara tepat. Di dalam prosedur PWC terdapat dua lapisan pengendali yaitu *regulatory control* dan *supervisory control* (Mujiyanti, 2020).

AFRC dirancang responsif terhadap kebutuhan daya turbin sehingga penggunaan bahan bakar dapat disesuaikan dengan kebutuhan daya keluaran turbin gas. AFRC yang dirancang pada tugas akhir ini merupakan optimisasi sistem pengendali yang telah diterapkan pada *gas turbine generator* (GTG) milik PT. SIPL. AFRC dirancang dengan menggunakan *software* Aspen HYSYS V8.8. Sistem pengendalian yang digunakan yaitu sistem pengendali PID sebagai *regulatory control* dan *cascade control* sebagai pengendali *supervisory*. Hasil rancangan AFRC dengan metode PWC digunakan untuk melakukan pengamatan terhadap respon kontrol, optimisasi daya turbin serta dampak secara ekonomi berupa besarnya penghematan yang dapat dilakukan akibat optimisasi ini.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dijelaskan sebelumnya, diperoleh rumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana hasil rancangan *air to fuel ratio control* pada turbin gas menggunakan metode *plantwide control*?
2. Bagaimana kestabilan hasil rancangan *air to fuel ratio control* dengan adanya pengaruh perubahan beban daya pada sistem pengendali?
3. Bagaimana perbandingan daya turbin dan dampak secara ekonomi sebelum dan sesudah optimisasi menggunakan metode *plantwide control*?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Melakukan perancangan *air to fuel ratio control* pada turbin gas menggunakan metode *plantwide control*.
2. Analisa kestabilan hasil rancangan *air to fuel ratio control* dengan adanya pengaruh perubahan beban daya pada sistem pengendali.
3. Membandingkan daya turbin sebelum dan sesudah optimisasi menggunakan metode *plantwide control* dan dampaknya secara ekonomi.

1.4 Lingkup Kajian

Berdasarkan identifikasi masalah, maka lingkup kajian pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. *Plant* yang menjadi obyek studi adalah turbin gas keluaran Solar Turbine yaitu Centaur 40 dengan *tag number* 660-GTG-A di *central processing platform* (CPP) PT. SIPL.
2. Data operasional yang digunakan adalah data operasi turbin gas dalam satu kali operasi (sejak menyala hingga mati) yaitu selama 642 jam pada tanggal 3 Januari 2020 hingga 2 Februari 2020.
3. Data komposisi bahan bakar adalah hasil uji laboratorium 10 Januari 2020
4. Sistem pengendali yang dianalisa adalah daya turbin dan bahan bakar dengan asumsi *properties* fluida, tekanan, suhu, densitas adalah konstan.
5. Metode perancangan pengendalian yang digunakan adalah *plantwide control.*

1.5 Sistematika Laporan

Sistematika penulisan laporan tugas akhir ini terdiri dari lima bab terdiri dari:

BAB I Pendahuluan

Bab pendahuluan berisi latar belakang, perumusan masalah, tujuan, lingkup kerja dan sistematika laporan.

BAB II Tinjaun Pustaka dan Dasar Teori

Bab ini membahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan, yaitu turbin gas, siklus Brayton, proses pembakaran pada ruang bakar,

metode *plantwide control*, FOPDT, *equation of state*: Peng-Robinson, CDOF, serta sistem pengendali dan pengujiannya.

BAB III Metodologi Penelitian

Bab ini berisi mengenai rancangan dari penelitian yang dilakukan, metode, dan langkah-langkah dalam penelitian.

BAB IV Hasil dan Pembahasan

Bab ini berisi tentang data hasil penelitian dari perancangan PWC pada proses produksi octanol, hasil analisis dari segi efisiensi dan ekonomi serta analisis hasil uji kestabilan *plant*.

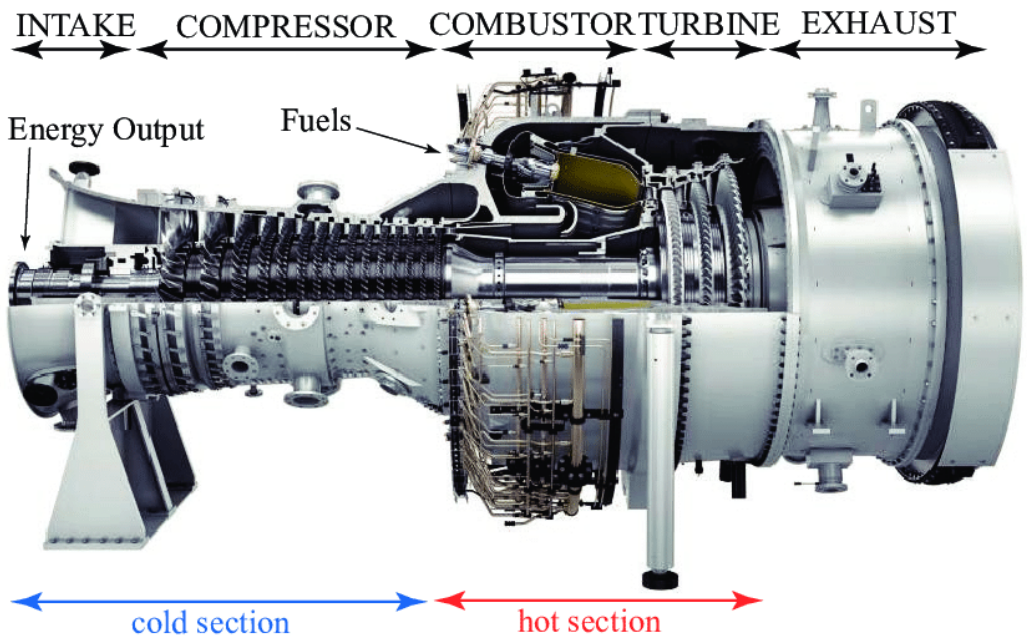
BAB V Kesimpulan dan Saran

Bab ini memberikan kesimpulan tentang tugas akhir ini serta saran sebagai penunjang maupun pengembangan tugas akhir selanjutnya.

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Turbin Gas

Turbin adalah mesin penggerak dimana fluida kerjanya yang menghasilkan energi kinetis akan diarahkan langsung ke sudu turbin untuk mendapatkan energi mekanis. Fluida kerja yang digunakan dapat berupa air, uap air (*steam*) ataupun *fuel gas*. Dengan demikian, turbin gas adalah mesin penggerak dengan campuran udara dan bahan bakar berupa natural gas yang dihasilkan dari ruang bakar sebagai fluida kerja. Prinsip dasar pengoperasian turbin ini adalah merubah energi kinetis yang berupa kecepatan aliran udara panas menjadi energi mekanis yang berupa putaran turbin sehingga menghasilkan daya. Bagian turbin yang berputar disebut rotor dan bagian turbin yang diam disebut stator atau rumah turbin. Rotor memutar poros daya yang menggerakkan beban. Turbin gas merupakan komponen dari suatu sistem turbin gas (Turton, 1995).



Gambar 2.1 Turbin gas (Zhang, 2019)

Proses konversi energi terjadi melalui tiga tahapan, yaitu kompresi, combustion, dan ekspansi yang berlangsung secara simultan. Proses konversi tersebut berlangsung di tempat yang berbeda, yaitu *compressor*, *combustion chamber* dan turbin seperti yang terlihat pada gambar 2.1.

Udara masuk kedalam kompresor melalui saluran masuk udara (*inlet*). Kompresor ini berfungsi untuk menghisap dan menaikkan tekanan udara tersebut, akibatnya temperatur udara juga meningkat. Kemudian udara yang telah dikompresi ini masuk kedalam ruang bakar.

Ruang bakar disemprotkan bahan bakar sehingga bercampur dengan udara tadi dan menyebabkan proses pembakaran. 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.

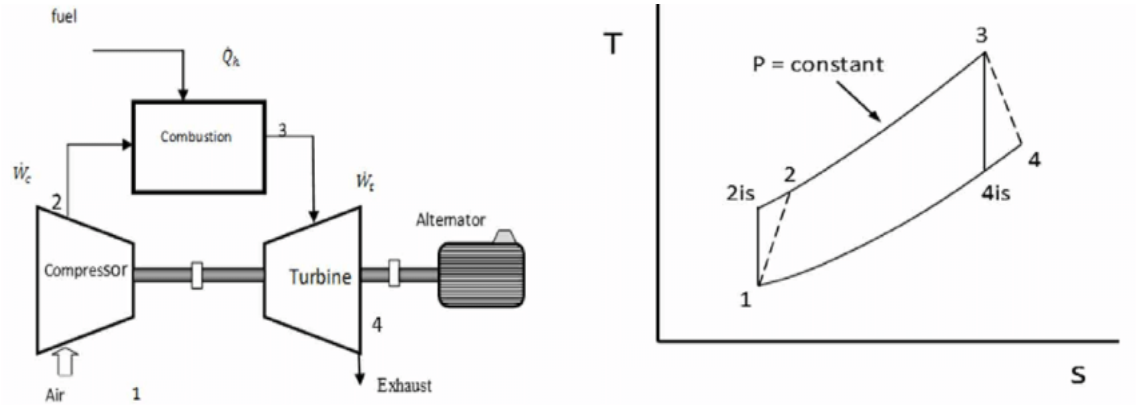
Daya yang dihasilkan oleh turbin gas tersebut digunakan untuk memutar kompresornya sendiri dan memutar beban lainnya seperti generator listrik, dll. Setelah melewati turbin ini gas tersebut akan dibuang keluar melalui saluran buang (*exhaust*). Pada kondisi temperatur tinggi, gas atau udara tersebut memiliki daya yang lebih besar dibanding pada saat tingkatan kompresi. Pada akhirnya udara tersebut dikeluarkan lagi melalui turbin. Proses tersebut membuat turbin berputar dan secara bersamaan memutar kompresor yang terhubung oleh poros. Energi sisa yang terdapat pada gas buangan dapat dimanfaatkan sesuai maksud mesin tersebut. (Turton, 1995)

2.2 Siklus Brayton

Siklus ini merupakan 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 meningkatkan *performance*. Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan (El-Mahallawy & Habik, 2002).

Siklus Brayton terbuka terdiri dari kompresor yang berfungsi untuk menaikkan tekanan udara yang diambil dari lingkungan, ruang bakar merupakan

tempat terjadinya pembakaran udara dan bahan bakar, turbin gas berfungsi menurunkan tekanan fluida kerja dari ruang bakar dan menghasilkan kerja berupa putaran poros (Moran & Howard, 2006). Pada siklus Brayton tiap-tiap keadaan proses dapat dianalisa pada gambar 2.2 berikut:



(a.) **(b.)**

Gambar 2.2 *Simple Brayton gas cycle. (a) Component of cycle. (b) T-S diagram of Brayton cycle* (Abed, Tahar, & Brahim, 2016)

2.2.1 Kompresi secara Isentropik

Udara atmosfer masuk kedalam inlet kompresor. Udara dikompresikan sampai tekanan tertentu dengan volume ruang yang menyempit. Pada proses ini, nilai entropi secara ideal seharusnya konstan, sehigga disebut proses isentropik. Mengacu pada *fundamentals and technology of combustion* milik El-Mahallawy, proses ini ditunjukkan dengan garis kurva 1 ke 2 pada gambar 2.2 (b.). Berdasarkan proses isentropik, didapatkan persamaan (2.1) dan (2.2) berikut.

$$\frac{(P_1)^{k-1}}{(T_1)^k} = \frac{(P_2)^{1-k}}{(T_2)^k} \tag{2.1}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{2.2}$$

Kerja yang dibutuhkan kompresor sesuai dengan persamaan (2.3) berikut :

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{udara}\,(h_2 - h_1) \tag{2.3}$$

2.2.2 Penambahan Panas secara Isobarik

Gambar 2.2 (b.) menunjukkan bahwa pada tahap 2-3, udara terkompresi masuk ke ruang bakar. Bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar, dan diikuti dengan proses pembakaran bahan bakar tersebut. Energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara (Q_{in}), meningkatkan temperatur udara, dan menambah volume udara. Proses ini tidak mengalami kenaikan tekanan udara, karena udara hasil proses pembakaran bebas berekspansi ke sisi turbin. Karena tekanan yang konstan inilah maka proses ini disebut isobarik. (El-Mahallawy & Habik, 2002).

Anggapan tidak ada *loss* pada perpindahan kalor dalam artian kalor terserap penuh dan pada gas turbin tidak ada energi yang dibangkitkan, masukan kalor yang terdapat pada pembakaran yang dihasilkan oleh bahan bakar, didapat persamaan (2.4) berikut.

$$\dot{m}_{bahanbakar} = \frac{Q_{in}}{LHV_{bahanbakar}} \tag{2.4}$$

Sehingga, dari persamaan di atas dapat diperoleh persamaan (2.5) berikut.

$$Q_{in} = \dot{m}_{bahan\ bakar}\ x\ LHV_{bahan\ bakar} \tag{2.5}$$

2.2.3 Ekspansi secara Isentropis

Udara bertekanan yang telah memperoleh panas hasil pembakaran, berekspansi melewati turbin. Sudu-sudu turbin yang merupakan *nozzle-nozzle* kecil berfungsi untuk mengkonversikan energi panas udara menjadi energi kinetik. Sebagian energi tersebut dikonversikan turbin untuk memutar kompresor. Pada sistem pembangkit listrik turbin gas, sebagian energi lagi dikonversikan turbin untuk memutar generator listrik (El-Mahallawy & Habik, 2002). Berdasarkan proses isentropik, didapatkan persamaan (2.6) dan (2.7) berikut.

$$\frac{(P_3)^{k-1}}{(T_3)^k} = \frac{(P_4)^{1-k}}{(T_4)^k} \tag{2.6}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{2.7}$$

Kerja yang dibutuhkan turbin sesuai dengan persamaan (2.8) berikut.

$$\dot{W}_{turbin} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{fuel})(h_3 - h_4) \tag{2.8}$$

2.2.4 Pelepasan Panas secara Isobarik

Tahap selanjutnya adalah pembuangan udara kembali ke atmosfer. Pada siklus Brayton ideal, udara yang keluar dari turbin ini masih menyisakan sejumlah energi panas. Panas ini diserap oleh udara bebas, sehingga secara siklus udara tersebut siap untuk kembali masuk ke tahap 1-2 lagi (El-Mahallawy & Habik, 2002). Pembuangan kalor pada tekanan konstan. Kalor yang dilepas sesuai persamaan (2.9) berikut.

$$Q_{out} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{fuel})Cp\ (T_4 - T_1) \quad (2.9)$$

2.3 Proses Pembakaran pada Ruang Bakar

Pembakaran adalah reaksi kimia yang cepat antara oksigen dan bahan yang dapat terbakar, disertai timbulnya cahaya dan menghasilkan kalor. Terdapat dua jenis pembakaran yaitu pembakaran spontan dan pembakaran sempurna. 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_2, H_2O, NO_x dan SO_2, sehingga tak ada lagi bahan yang dapat terbakar tersisa. (Manurung, 2011) Proses pembakaran sempurna dapat didekati menurut persamaan (2.10) berikut.

$$C_xH_yS_z + \left(x + \frac{y}{4} + z\right)(O_2 + 3.76\ N_2) \xrightarrow{kalor} xCO_2 + \frac{y}{2}\ H_2O + zSO_2 \quad (2.10)$$

Pembakaran sempurna akan menghasilkan produk pembakaran berupa uap air (H_2O), Karbon dioksida, dan SO_2, sesuai dengan perhitungan stoikiometri. Pada pembakaran tidak sempurna akan dihasilkan uap air, karbondioksida, SO_2, karbon monoksida, hidrogen dan aldehid (Sudibjo, 2008). Persamaan (2.11) adalah persamaan kimia pembakaran tidak sempurna.

$$C_xH_yS_z + \left(x + \frac{y}{4}\right)(O_2 + 3.76\ N_2) \xrightarrow{kalor} CO_2 + H_2O + CO + H_2 + SO_2 + aldehid \quad (2.11)$$

Nilai 3.76 pada persamaan (2.10) dan persamaan (2.11) diatas adalah nilai perbandingan mol oksigen dengan nitrogen, yang diperoleh dari hasil perbandingan antara konsentrasi oksigen di udara (21%) dengan konsentrasi nitrogen di udara

(79%). Untuk mengkondisikan agar proses pembakaran terjadi secara sempurna, maka perhitungan stoikiometri kebutuhan udara digunakan persamaan (2.12). Sehingga diketahui perhitungan rasio udara dan bahan bakar adalah sebagai berikut:

$$AFR_{stoikiometri} = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}} \quad (2.12)$$

Proses pembakaran dapat terjadi lebih sempurna apabila proses pembakaran diatur dengan kondisi kelebihan udara. Jumlah udara berlebih yang dibutuhkan untuk proses pembakaran ini disebut dengan *excess air* (Sudibjo, 2008). Persamaan (2.13) untuk mendapatkan nilai *excess air* Dengan k adalah konstanta pembakaran nilai 0,9 untuk gas alam. (Santoso, et al., 2005)

$$Excess\ air\ (\%) = k\ \left(\frac{21}{21 - O_2\ (\%)} - 1\right) x\ 100\% \quad (2.13)$$

2.4 *Plantwide Control* (PWC)

Sistem proses modern terdiri dari beberapa unit proses, yang saling terhubung oleh aliran material atau energi. Pabrik kimia dan petrokimia yang kompleks sering digunakan sebagai contoh ilustrasi, terdiri dari sejumlah besar reaktor dan separator, juga mungkin ribuan pengukuran dan loop kontrol dalam satu *plant*. *plantwide control* melibatkan sistem dan strategi yang diperlukan untuk mengendalikan seluruh *plant* dengan banyak operasi unit yang saling berhubungan, mencapai tujuan desain yang ditetapkan. (Luyben, Tyreys, & Luyben, 1997).

Metode *plantwide control* adalah salah satu metode pengendalian yang berfungsi untuk memperbaiki keseluruhan operasi pada suatu unit yang ada plant (Biyanto, Prasetya, Elvian, Nugroho, & Soehartanto, 2015). Tujuan dari sistem *plantwide control* antara lain, proses yang lebih aman dan lancar, sistem pengendali yang tunak dalam menghadapi gangguan, sistem yang otomatis sehingga membutuhkan perhatian pemeliharaan yang minimal.

Terdapat dua jenis metode yang ada pada *plantwide control* yaitu *bottom-up* dan *top-down*. Metode *top-down* digunakan untuk memperbaiki sistem hingga optimal pada keselurahan *plant* sedangkan *bottom-up* adalah metode yang digunakan untuk mendesain sistem kontrol yang berada pada setiap unit sistem

pengendali yang digunakan pada keselurahan *plant* apabila tidak sesuai (Häggblom, 1997). Pendekatan desain PWC sistematis yang diusulkan Skogestad terdiri dari empat langkah utama yang ditunjukkan pada tabel 2.1. Tabel tersebut memberikan langkah-langkah kunci dalam suatu prosedur sistematis yang direkomendasikan untuk desain struktur PWC (Larsson & Skogestad, 2000).

Tabel 2.1 Prosedur *Plantwide Control*

Langkah Kunci	Deskripsi
Tentukan tujuan desain sistem kontrol.	• Nyatakan tujuan produksi, ekonomi, dan kontrol, termasuk komposisi dan produksi semua produk. • Identifikasi kendala proses yang harus dipenuhi, termasuk batasan keamanan, lingkungan, dan kualitas.
Lakukan analisis *top-down*.	• Identifikasi variabel proses, kontrol derajat kebebasan, struktur kontrol, dan opsi untuk dekomposisi. • Menetapkan struktur kontrol keseluruhan (dalam bentuk konseptual).
Mengembangkan desain *bottom-up*.	• Kembangkan strategi untuk pengendalian regulasi. • Periksa potensi penerapan strategi kontrol lanjutan. • Mengevaluasi manfaat ekonomi dari optimasi *real-time*.
Validasi struktur kontrol yang diusulkan.	• Lakukan derajat kontrol akhir dari derajat kebebasan. • Periksa kontrol masing-masing unit proses. • Periksa efek kendala dan gangguan pada variabel yang dimanipulasi dan dikontrol. • Mensimulasikan kinerja sistem kontrol untuk kondisi yang lebih luas.

Plantwide control berfokus pada filosofi kontrol dengan penekanan pada keputusan struktural seperti keputusan menentukan variabel mana yang akan dikendalikan, variabel mana yang diukur, *input* mana yang akan dimanipulasi, dan hubungan yang harus dibuat di antaranya (Larsson & Skogestad, 2000)

2.5 *Equation of State*: Peng-Robinson

Persamaan keadaan atau *equation of state* (EOS) adalah korelasi matematis yang menghubungkan sifat hidrokarbon dengan tekanan, suhu, dan komposisi fluida. Terdapat berbagai paket perangkat lunak yang menggunakan persamaan keadaan yang berbeda untuk menghitung berbagai sifat gas alam dan kondisi fasa. (Adam & George, 2012). Peng-Robison (PR) EOS (Peng & Robinson, 1976) disebut sebagai persamaan keadaan kubik, karena persamaan dasar dapat ditulis ulang sebagai volume spesifik polinomial sin kubik. Peng-Robison EOS berasal dari hukum gas ideal dasar bersama dengan koreksi lainnya, untuk menjelaskan perilaku gas nyata. Peng-Robison EOS sangat fleksibel dan dapat digunakan untuk menentukan properti seperti kepadatan, kompresibilitas, dan kecepatan suara. Peng-Robison EOS juga dapat digunakan untuk menentukan batas fase dan kondisi fase campuran hidrokarbon

2.6 *Control Degrees of Freedom*

Control degrees of freedom (CDOF) merupakan pengembangan dari *degrees of freedom* (DOF) adalah jumlah maksimum dari variabel yang dapat dimanipulasi untuk mendesain struktur kontrol (Safari & Eslamloueyan, 2017). DOF atau derajat kebebasan pada suatu sistem merupakan representasi dari variabel pada sistem tersebut, dimana hasilnya harus spesifik sebelum variabel yang tersisa dapat dihitung. Persamaan (2.14) merupakan persamaan yang dapat digunakan untuk memperoleh nilai CDOF (Konda, Rangaiah, & Krishnaswamy, 2006).

$$CDOF = N_{stream} - \sum N_{restraining} - \sum N_{redundant} \quad (2.14)$$

$N_{streams}$ merupakan jumlah *stream* yang ada pada proses. $N_{restraining}$ merupakan jumlah *stream* proses yang tidak dapat dimanipulasi $N_{redundant}$ merupakan jumlah *stream* proses yang tidak butuh untuk dikontrol.

2.7 Sistem Pengendali

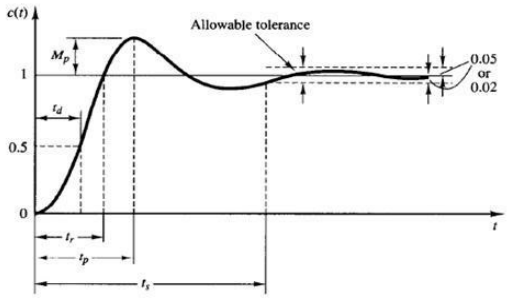
Sistem kendali atau sistem kontrol adalah suatu alat (kumpulan alat) untuk mengendalikan, memerintah dan mengatur keadaan dari suatu sistem. Sistem pengendali *proportional integral derivative* (PID) merupakan salah satu pengendali proses yang sering digunakan dalam industri (Åström & Hägglund, 2004). Kontrol

PID mampu mengendalikan satu variabel proses, sehingga kerja dari kontrol PID ini adalah *single input single output* (SISO). Karena kontrol PID hanya mampu mengendalikan satu variabel proses, maka sistem kerja kontrol PID ini dapat dinyatakan dalam suatu diagram blok pengendalian tertutup. PID merupakan kontroler untuk menentukan presisi suatu sistem instrumentasi dengan karakteristik adanya umpan balik pada sistem tesebut. Pengontrol PID akan memberikan aksi kepada *control valve* berdasarkan besar kesalahan yang diperoleh. *Control valve* akan menjadi aktuator yang mengatur aliran dalam proses industri yang terjadi sesuai *setpoint.* (Marlin, 2001)

2.8 Uji Performansi Pengendali

Uji performansi pengendali merupakan pengujian yang dapat dilakukan secara kuantitafif dan kualitatif pada hasil respon sistem dari pengendali. Analisis kuantitatif dapat dilakukan dengan mencari tiga karakteristik antara lain *maximum overshoot, settling time* dan *eror steady state*. Sedangkan analisis kualitatif dapat dilakukan dengan mencari nilai *integral absolute error* (IAE) (Marlin, 2001). Gambar 2.3 menunjukkan parameter-parameter yang digunakan dalam melakukan analisis performansi pengendali.

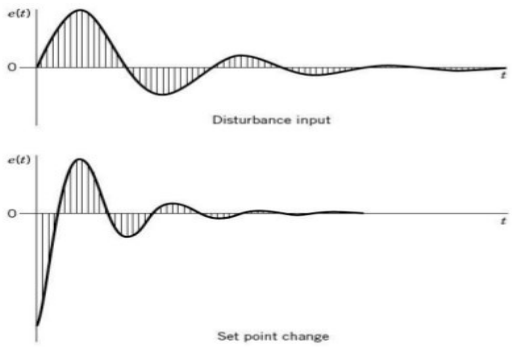
Nilai *settling time* (t_s) adalah waktu saat *output* proses mencapai lebar pita ±5% dari perubahan total *output* proses. Nilai *settling time* merupakan waktu dari awal hingga menuju nilai *steady. Maximum overshoot* (M_p) adalah nilai tertinggi yang dicapai respon sebelum menuju nilai *steady*. *Error steady state* (E_{ss}), dengan mengitung selisih *output* dengan *setpoint* pada saat keadaan *steady state* atau tunak. Gambar 2.3 menunjukkan, toleransi nilai Ess yaitu 2% hingga 5% (Marlin, 2001).



Gambar 2.3 Karakteristik respon sistem (Marlin, 2001)

Nilai IAE adalah penjumlahan nilai *absolute error* dari *output* proses, nilai IAE diinterpretasikan pada area yang diarsir seperti pada gambar 2.4. Nilai IAE dihitung seperti pada persamaan (2.15) berikut.

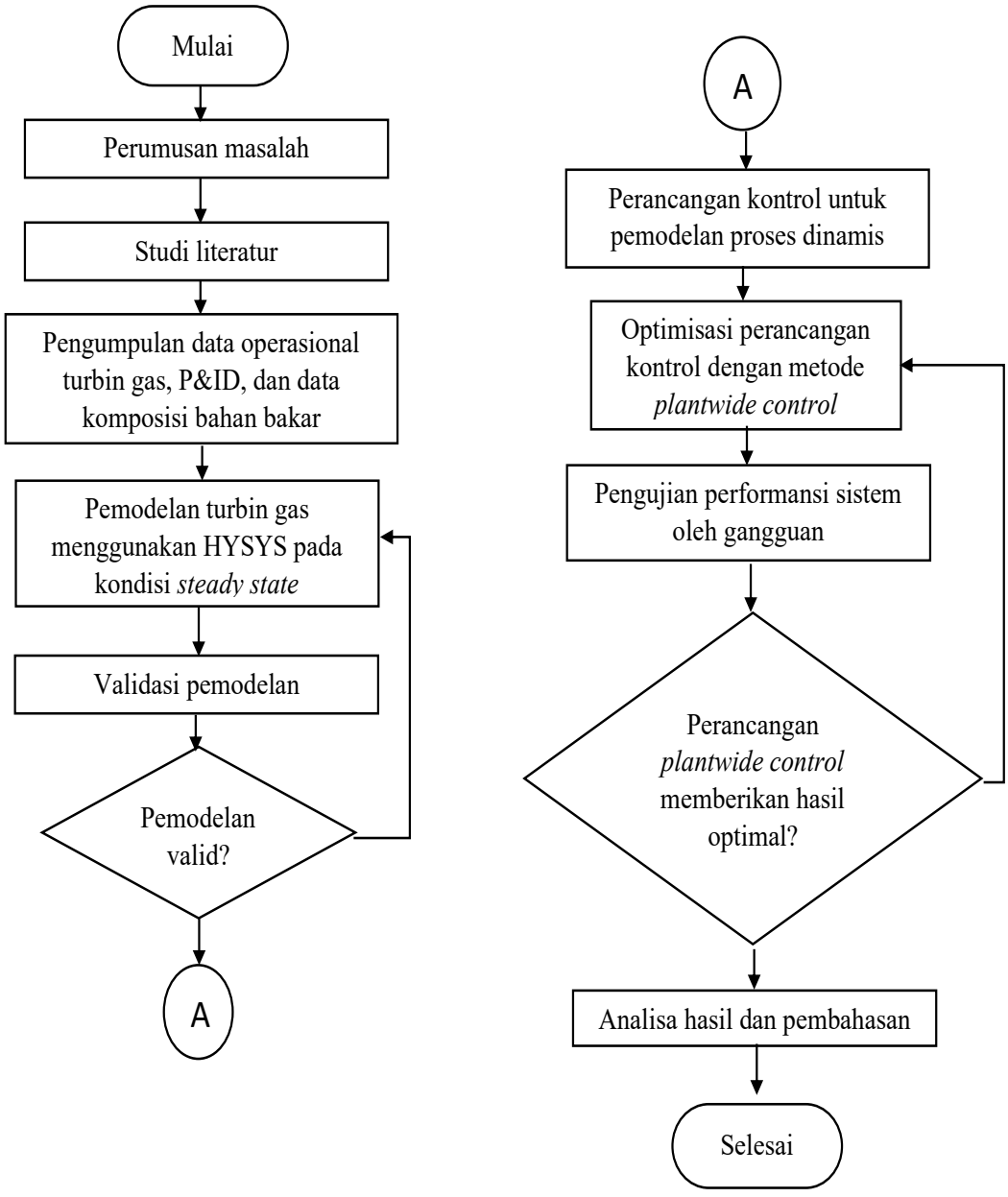
$$IAE = \int |e(t)|\, dt \tag{2.15}$$



Gambar 2.4 Ilustrasi IAE (Marlin, 2001)

BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini disusun melalui beberapa tahapan yang ditunjukkan pada diagram alir sesuai gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.1 Studi Literatur

Studi literatur merupakan langkah untuk menentukan tahapan-tahapan selanjutnya setelah merumuskan masalah dalam tugas akhir ini. Literatur digunakan sebagai acuan dalam membuat pemodelan, menentukan metode, dan melakukan pengujian sesuai dengan topik tugas akhir yaitu perancangan sistem pengendalian pada turbin gas. Literatur yang digunakan antara lain buku, jurnal penelitian, artikel ilmiah dan laporan tesis maupun disertasi penelitian sebelumnya.

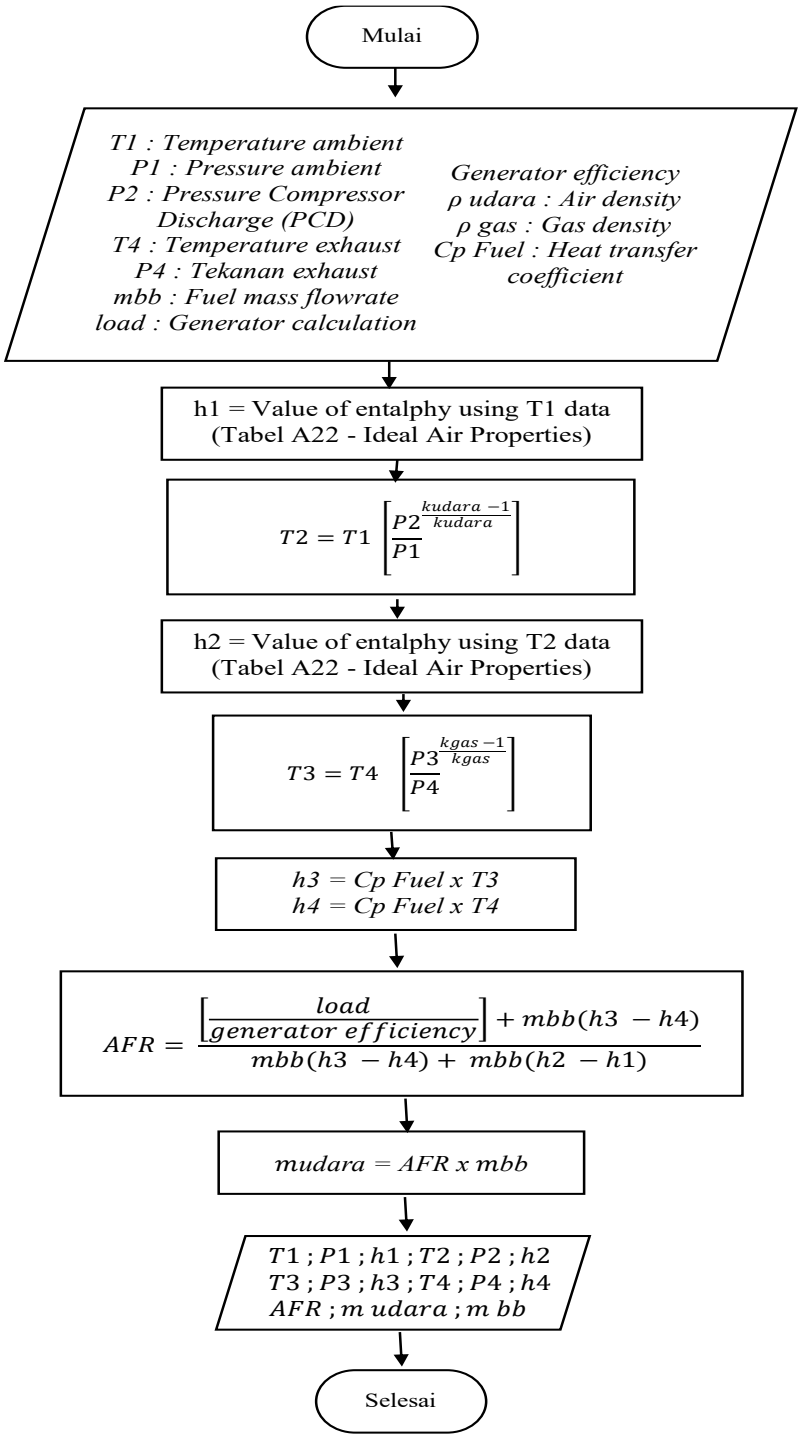
3.2 Pengumpulan Data Operasional, P&ID, dan Komposisi Bahan Bakar

Tahap ini merupakan tahap pengumpulan data yang digunakan dalam menyusun tugas akhir sesuai dengan literatur yang telah dipelajari. Data yang diperlukan berupa data operasional, *piping and instrumentation diagram* (P&ID), dan data komposisi bahan bakar. Data tersebut digunakan untuk memodelkan *plant* menggunakan *software* Aspen HYSYS V8.8.

Turbin gas merupakan plant dengan siklus tertutup yang bekerja sesuai dengan siklus Brayton. Data operasi dari perusahaan kemudian diolah untuk memperoleh nilai pada setiap tahapan siklus seperti suhu keluaran kompresor, suhu pada ruang bakar, tekanan pada ruang bakar, dan laju aliran massa udara. Data tersebut diperoleh dari perhitungan sesuai persamaan termodinamika siklus Brayton yang dibahas pada sub-bab 2.2.

Diagram alir perhitungan dapat dilihat pada gambar 3.2. Data yang dihasilkan seperti suhu keluaran kompresor, suhu pada ruang bakar, tekanan pada ruang bakar, dan laju aliran massa bahan bakar digunakan untuk mendapatkan nilai AFR aktual. Nilai AFR inilah yang digunakan untuk mengetahui laju aliran massa udara perhitungan.

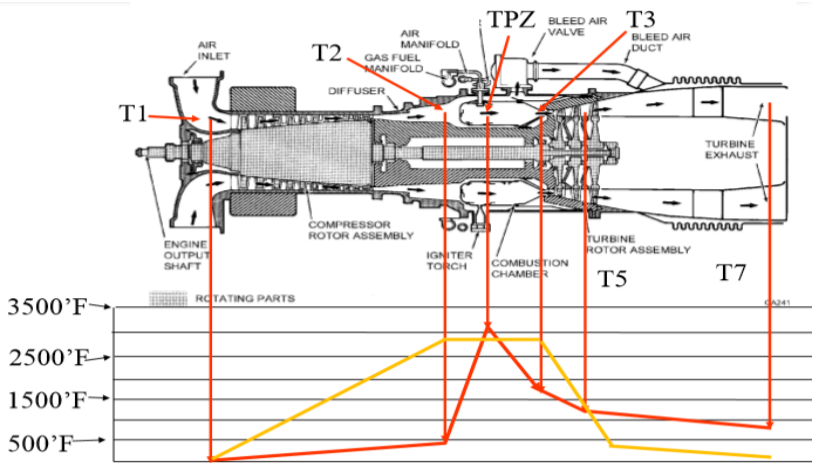
Optimisasi daya turbin dilakukan dengan mengetahui AFR stoikiometri berdasarkan komposisi bahan bakar yang digunakan pada turbin gas. AFR stoikiometri akan menjadi acuan untuk menentukan laju aliran massa udara dan laju aliran massa bahan bakar ideal agar pembakaran di ruang bakar berlangsung sempurna.



Gambar 3.2 Diagram alir pengolahan data sesuai siklus Brayton

Kandungan oksigen gas buang ini menandakan ketepatan penggunaan bahan bakar. Bahan bakar berlebih pada suatu proses pembakaran dapat menyebabkan terjadinya pembakaran tidak sempurna sehingga terdapat bahan bakar yang

terbuang bersama udara. Sebaliknya, kandungan oksigen yang berlebih dapat menyebabkan adanya kelebihan panas pada gas buang sehingga menyebabkan suhu gas buang terlalu tinggi. Gambar 3.3 adalah batasan suhu operasi pada mesin turbin gas sesuai dengan alat yang ditinjau pada tugas akhir ini.



Gambar 3.3 Suhu operasi turbin gas

3.3 Pemodelan Menggunakan *software* Aspen HYSYS V8.8.

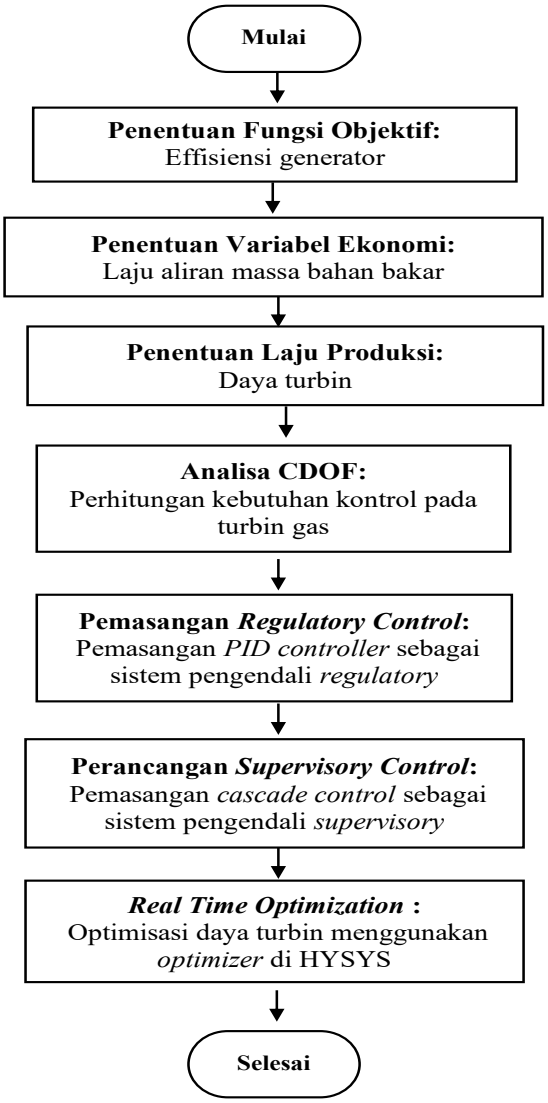
Data operasional hasil dari pehitungan sebelumnya akan digunakan dalam melakukan pemodelan turbin gas menggunakan *software* Aspen HYSYS V8.8. Pemodelan ini terdiri dalam dua proses yaitu pemodelan proses tetap (*steady state)* dan pemodelan proses bergerak (*dynamic).* Pemodelan proses statis (*steady state)* merupakan gambaran suatu proses dalam keadaan yang tetap (tidak berubah terhadap waktu). Penggambaran ini menunjukkan kesetimbangan massa dan energi pada suatu proses yang dimodelkan. *Software* Aspen HYSYS V8.8 akan menunjukkan ketercapaian atas kesetimbangan massa dan energi apabila *stream* pemodelan ditampilkan dengan warna biru tua. Pemodelan yang telah dibuat kemudian divalidasi dengan data yang ada di lapangan yang didapat melalui perhitungan yang telah dilakukan.

Hasil pemodelan dibandingkan dengan kondisi operasi untuk mengetahui nilai eror pemodelan. Variabel yang menjadi parameter validasi adalah suhu, tekanan dan laju aliran massa pada *stream*. Pemodelan *plant* yang sudah *convergent* dan valid tersebut menandakan bahwa *plant* yang dimodelkan telah dapat

digunakan untuk melakukan pemodelan proses secara dinamis (berubah terhadap waktu). Cara melakukan perancangan proses dinamis adalah dengan mengaktifkan mode dinamis yang terdapat dalam *software* Aspen HYSYS V8.8.

3.4 Perancangan Sistem Pengendali dengan Metode PWC

Proses perancangan sistem pengendali pada turbin gas sesuai dengan metode *plantwide control* (PWC) yaitu menggunakan pengendali *proportional integral derivative* (PID) sebagai pengendali *regulatory* sekaligus memasang *cascade control* sebagai pengendali *supervisory*. Langkah yang dilakukan dalam merancang sistem pengendali ini sesuai dengan diagram alir langkah perancangan PWC pada gambar 3.4.



Gambar 3.4 Diagram alir PWC

3.4.1 Penentuan Fungsi Objektif

Fungsi objektif pada perancangan AFRC ini adalah daya turbin yang maksimal. Daya yang dihasilkan turbin gas digunakan sebagai pemenuhan kebutuhan operasi di perusahaan. Pemilihan fungsi objektif ini sesuai dengan prinsip ekonomi yang dianut perusahaan yaitu hasil yang maksimal dengan pengeluaran minimum dengan performansi sistem yang tetap optimum. Daya turbin maksimum diperoleh sesuai dengan persamaan (3.1) berikut.

$$\dot{W}_{turbin} = \left(\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{fuel}\right) Cp(T_3 - T_4) \quad (3.1)$$

Besar tekanan dan suhu dari setiap tahapan siklus dapat menjadi dasar perhitungan untuk mendapatkan volume spesifik fluida gas sesuai persamaan (3.2). Nilai yang diperoleh digunakan untuk menyusun diagram P-V siklus Brayton.

$$V = \frac{RT}{P} \quad (3.2)$$

3.4.2 Penentuan Fungsi Ekonomi

Variabel ekonomi adalah variabel yang sangat berpengaruh pada fungsi objektif. Sehingga, Variabel ekonomi pada perancangan AFRC ini adalah laju aliran massa bahan bakar. Besarnya laju aliran massa bahan bakar memengaruhi besar pengeluaran perusahaan untuk menghasilkan daya turbin gas. Besar penghematan yang bisa dilakukan akibat optimisasi dapat dilihat pada persamaan (3.3) berikut.

$$Cost\ Saving = \dot{m}_{bahanbakar}\ x\ harga\ x\ \left(1 - \frac{W_{t1}}{W_{t2}}\right) \quad (3.3)$$

dimana,

$\dot{m}_{bahanbakar}$: laju aliran massa bahan bakar (kg/jam)

W_{t1} : daya turbin sebelum optimisasi

W_{t2} : daya turbin sesudah optimisasi

3.4.3 Penentuan Laju Produksi (*Throughput Manipulator*)

Lokasi laju produksi atau sering dikenal dengan istilah *troughput manipulator* (TPM) adalah bagian yang paling berpengaruh terhadap proses yang ada dalam turbin gas. Lokasi TPM terletak pada *setpoint* dari sistem pengendali daya turbin.

3.4.4 Analisa CDOF

Nilai CDOF diperoleh dengan melakukan perhitungan derajat kebebasan perancangan kontrol yang dijelaskan pada sub-bab 2.6. Nilai CDOF digunakan untuk menentukan jumlah variabel yang bisa dimanipulasi atau dikontrol. Perhitungan CDOF yang digunakan sesuai persamaan (2.14)

3.4.5 Perancangan Sistem Pengendali

Terdapat dua tahapan dalam merancang pengendali sesuai dengan metode PWC, yaitu perancangan pengendali PID sebagai pengendali *regulatory* dan perancangan *cascade control* sebagai pengendali *supervisory.* Nilai CDOF yang diperoleh kemudian digunakan untuk melakukan perancangan pengendali *regulatory*. *Cascade control* dipilih sebagai pengendali *supervisory* dikarenakan metode pengendalian ini dapat memberikan *setpoint* baru pada pengendali *regulatory*. Dengan demikian, pengendali *supervisory* dapat menjadi pengawas yang mampu mengendalikan pengendali *regulatory* apabila terdapat penurunan atau kenaikan daya turbin.

3.4.6 Pengujian Performansi dengan Pemberian Gangguan

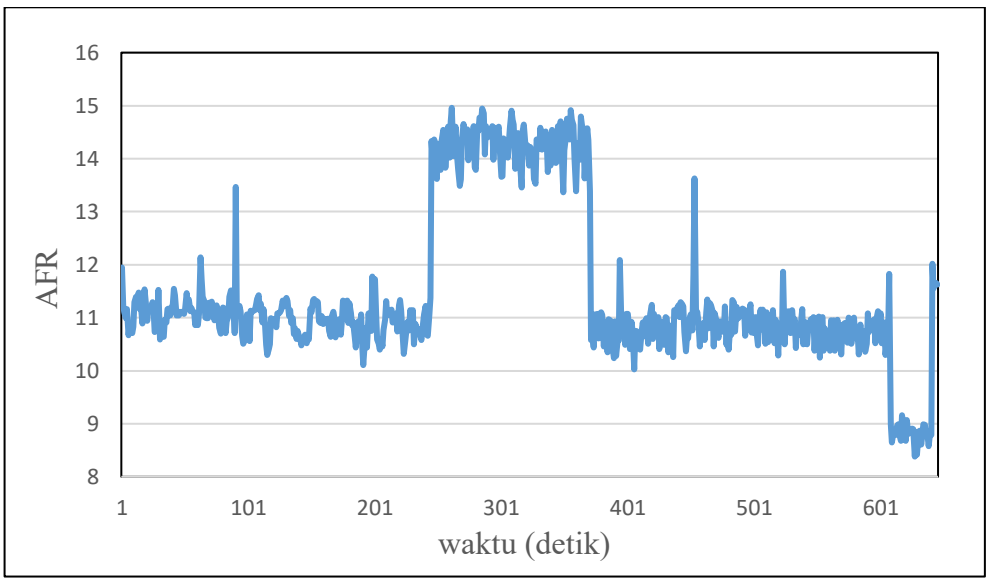
Pengujian performansi sistem dalam perancangan sistem pengendali ini dilakukan dengan memberikan gangguan berupa perubahan *setpoint* daya turbin naik dan turun sebesar 5%. Parameter pengujian performansi yang dianalisis adalah *maximum overshoot, error steady state, settling time* serta nilai IAE.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan AFR Aktual dan AFR Stoikiometri

Turbin gas merupakan *plant* dengan siklus tertutup yang bekerja sesuai dengan siklus Brayton. Data yang diperoleh kemudian dilakukan perhitungan sesuai langkah pada sub-bab 3.2 untuk memperoleh nilai pada setiap tahapan siklus seperti suhu keluaran kompresor, suhu pada ruang bakar, tekanan pada ruang bakar, dan suhu masukan turbin gas (Lampiran I). Berdasarkan perhitungan, nilai rasio udara dan bahan bakar yang diperoleh sesuai dengan grafik AFR pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Grafik nilai AFR hasil perhitungan

Grafik tersebut memperlihatkan nilai AFR aktual dari turbin gas berada pada angka 8 hingga 15. Perhitungan AFR stoikiometri dilakukan untuk memperbaiki AFR aktual yang digunakan pada turbin gas. Nilai AFR stoikiometri diperoleh berdasarkan reaksi kimia pembakaran sempurna sesuai komposisi bahan bakar yang digunakan pada turbin gas. Data komposisi bahan bakar yang digunakan pada turbin gas dapat dilihat pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Data Komposisi Bahan Bakar

Komposisi Gas	Unit	Fuel Gas	SG total	Cp (kJ/kg. K)	Cp * %mol
Metana	%Mol	82,03	0,7168	2,22	1,8211
Etana	%Mol	5,33		1,75	0,0933
Propana	%Mol	3,74		1,5	0,0561
i-Butana	%Mol	1,03		1,67	0,0172
n-Butana	%Mol	1,25		1,68	0,0209
i-Pentana	%Mol	0,5		0,228	0,0011
n-Pentana	%Mol	0,33		0,167	0,0006
n-Hexana	%Mol	0,35		0,165	0,0006
Cp Total					2,0108

Nilai AFR stoikiometri yang didapat sesuai dengan komposisi bahan bakar diatas adalah 13,59 dengan nilai *excess air* 9,47%. Dengan demikian, agar terjadi pembakaran sempurna, maka nilai AFR perancangan harus sama dengan atau lebih dari nilai AFR stoikiometri. Data operasional hasil dari pehitungan akan digunakan dalam melakukan pemodelan turbin gas menggunakan *software* Aspen HYSYS V8.8 secara statis dan dinamis.

4.2 Pemodelan Statis dengan Menggunakan *Sotware* Aspen HYSYS V8.8

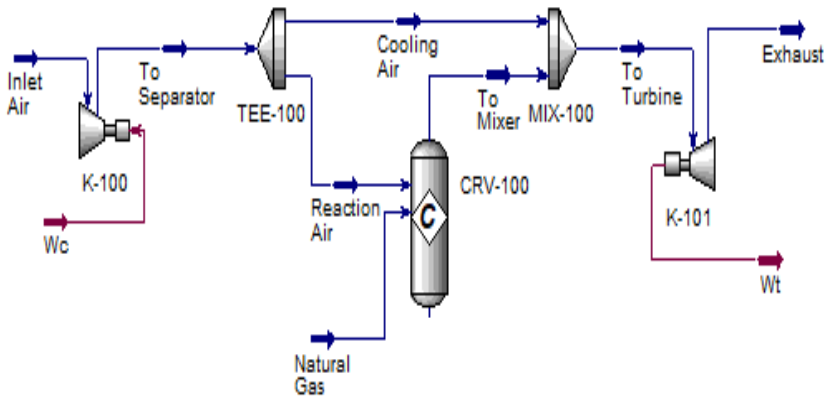
Pemodelan statis merupakan gambaran suatu proses dalam keadaan yang tetap (tidak berubah terhadap waktu). Penggambaran ini menunjukkan kesetimbangan massa dan energi pada suatu proses. Proses yang telah mencapai kondisi tersebut dapat dikatakan telah *convergent.* Data yang digunakan untuk memodelkan turbin gas menggunakan *software* Aspen HYSYS V8.8 adalah salah satu data kondisi operasi dari perhitungan yang dapat dilihat pada tabel 4.2

Pemodelan proses statis dari turbin gas ditunjukkan pada gambar 4.2. Turbin gas ini merupakan produk keluaran Solar Turbine yaitu Centaur 40. yang memiliki sistem pendingin mesin didalamnya dengan menggunakan 75% dari udara yang telah terkompresi sebagai pendingin sistem. Pemodelan statis ini kemudian divalidasi dengan data operasi.

Tabel 4.2 Kondisi Operasi Turbin Gas

Stream	**Properti**	**Nilai**
Udara Masukan	Suhu	27,940 ℃
	Tekanan	101,300 kPa
	Laju aliran massa	16249,152 kg/jam
Bahan Bakar Masukan	Suhu	67,910 ℃
	Tekanan	1135,300 kPa
	Laju aliran massa	380,890 kg/jam
Keluaran kompresor	Suhu	330,567 ℃
	Tekanan	782,300 kPa
Keluaran Ruang Bakar	Suhu	1160,937 ℃
	Tekanan	782,300 kPa
Keluaran Turbin	Suhu	414,440 ℃
	Tekanan	101,300 kPa

Gambar 4.2 adalah pemodelan statis dari turbin gas dengan suhu, tekanan, dan laju aliran massa yang ditunjukkan pada tabel 4.2.



Gambar 4.2 Pemodelan statis turbin gas

Validasi dilakukan dengan membandingkan nilai pada pemodelan *software* Aspen HYSYS V8.8 dengan data operasi. Hasil validasi pemodelan turbin gas dapat dilihat pada tabel 4.3.

Tabel 4.3 Validasi Pemodelan Statis

Stream	**Properti**	**Nilai**	**Pemodelan**	**Deviasi**
Udara Masukan	Suhu	27,940 ℃	27,940 ℃	0 %
	Tekanan	101,300 kPa	101,300 kPa	0 %
	Laju aliran massa	16249,152 kg/jam	16249,152 kg/jam	0 %
Bahan Bakar Masukan	Suhu	67,910 ℃	67,910 ℃	0 %
	Tekanan	1135,300 kPa	1135,300 kPa	0 %
	Laju aliran massa	380,890 kg/jam	380,890 kg/jam	0 %
Keluaran kompresor	Suhu	330,566 ℃	316,400 ℃	4,280 %
	Tekanan	782,300 kPa	782,500 kPa	0,025%
Keluaran Ruang Bakar	Suhu	1160,937 ℃	1160 ℃	0,080 %
	Tekanan	782,300 kPa	782,500 kPa	0,025 %
Keluaran Turbin	Suhu	414,440 ℃	414,440 ℃	0 %
	Tekanan	101,300 kPa	106,100 kPa	4,738 %

4.3 Hasil Perhitungan CDOF

Nilai CDOF diperoleh dengan mengetahui *equipment* dan *valve* yang ada pada *plant*. Hasil perhitungan CDOF sesuai persamaan (2.14) dapat dilihat pada tabel 4.4.

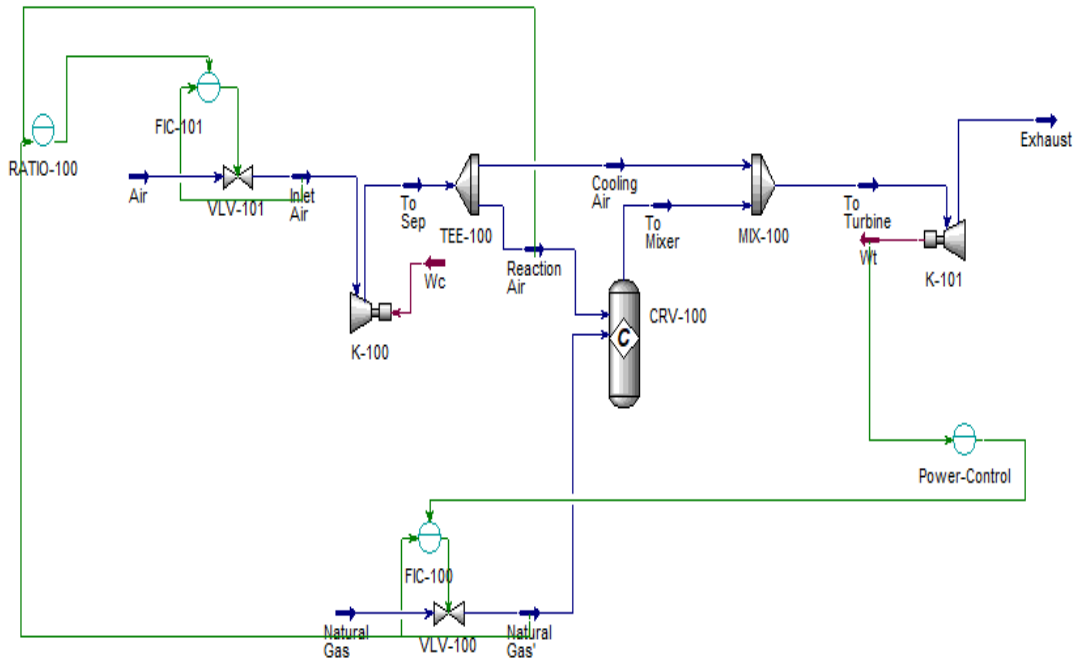
Tabel 4.4 Perhitungan CDOF

Equipment	**Jumlah**	***Nrestraining***	***Nredundant***
Compressor	1	1	0
Expander	1	1	0
TEE	1	1	0
Mixer	1	1	0
Reactor	1	0	0
Valve	2	2	0
TOTAL	7	6	0
Nstreams	***Nrestraining***	***Nredundant***	**CDOF**
10	6	0	4

Model *steady state* pada gambar 4.2 memperlihatkan bahwa terdapat 8 *stream* yang ada pada *plant* turbin gas dengan 2 *stream* bebas. Jumlah *stream* yang tidak dapat dikontrol atau dimanipulasi (*Nrestraining*) dan jumlah variabel yang tidak butuh dikontrol (*Nredundant*) dihitung menurut jumlah *equipment* untuk mendapatkan nilai CDOF dari *plant*. Nilai CDOF yang diperoleh adalah empat.

4.4 Hasil Perancangan Pengendali *Regulatory* dan Pengendali *Supervisory*

Perancangan pengendali *regulatory* berupa pengendali PID dan pengendali *supervisory* berupa sistem pengendali *cascade* diterapkan sesuai dengan jumlah CDOF yang telah dihitung sebelumnya. Desain pengendalian turbin gas dapat dilihat pada gambar 4.3 berikut:



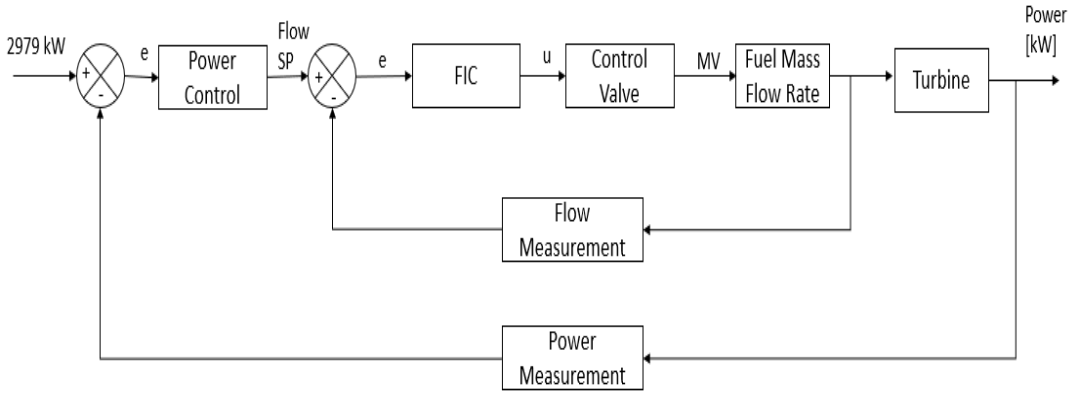
Gambar 4.3 Rancangan pengendali *regulatory* dan *supervisory*

Tabel 4.5 merupakan rincian pengendali yang telah dipasang pada pemodelan turbin gas sesuai dengan perhitungan CDOF sebelumnya. Terdapat empat sistem pengendali, yaitu pengendali laju aliran massa udara, pengendali laju aliran massa bahan bakar, pengendali rasio laju aliran massa bahan bakar dan laju aliran massa udara, dan pengendali daya turbin.

Tabel 4.5 Rincian Pengendali Turbin Gas

Tag	*Process Variabel*	*Manipulated Variabel*	Deskripsi
FIC 100	Laju aliran massa bahan bakar	Bukaan *valve*	Pengendali laju aliran massa bahan bakar
FIC 101	Laju aliran massa udara	Bukaan *valve*	Pengendali laju aliran massa udara
RATIO-100	*Air to fuel ratio control*	SP FIC-101	Pengendali rasio udara dan bahan bakar menuju ruang bakar
Power-Control	Daya turbin	SP FIC-100	Pengendali daya turbin

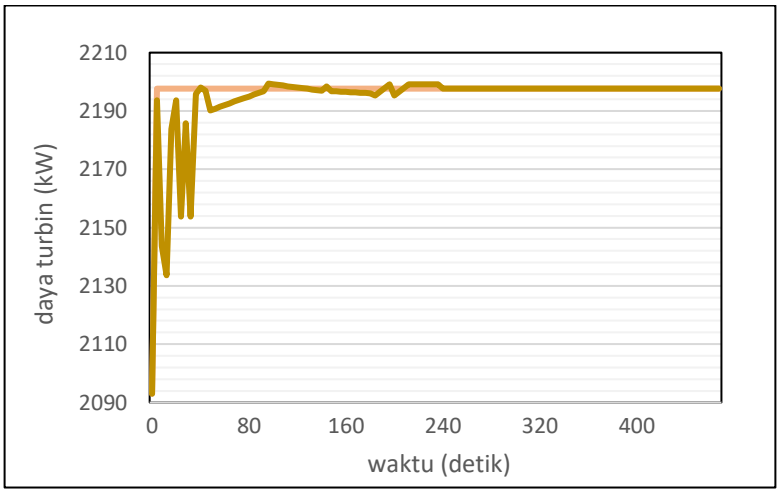
Diagram blok pengendalian pada gambar 4.4 menunjukkan sistem kerja dari kontrol PID pada proses pengendalian *cascade* laju aliran massa bahan bakar dan daya turbin. Dari diagram blok tersebut, pengendali laju aliran massa bahan bakar merupakan *slave control* sedangkan pengendali daya turbin merupakan *master control*.



Gambar 4.4 Diagram blok pengendali *cascade*

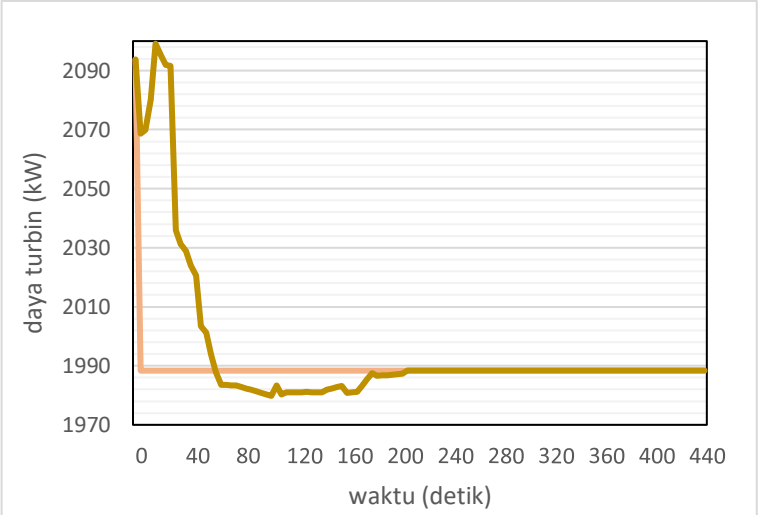
Perubahan daya turbin mampu memberikan *setpoint* baru bagi pengendali laju aliran massa bahan bakar sehingga *setpoint* dari laju aliran bahan bakar akan berubah sesuai dengan perubahan daya turbin. Untuk memastikan bahwa sistem pengendali *cascade* yang dirancang telah bekerja dengan baik, dilakukan uji *setpoint* naik sebesar 5% dan turun sebesar 5% pada sistem pengendali daya turbin. Uji *setpoint* naik 5% pada pengendali daya turbin dilakukan dengan menaikkan

setpoint sebesar 104,65 kW. Nilai awal daya turbin yang semula 2093 kW dirubah menjadi 2197,65 kW. Hasil uji *setpoint* daya turbin naik 5% ditunjukkan pada gambar 4.5.



Gambar 4.5 Grafik respon uji *setpoint* daya turbin naik 5%

Garis coklat muda pada gambar 4.5 merupakan *setpoint* dari daya turbin sedangkan garis coklat tua merupakan *process variable* daya turbin. Uji *setpoint* turun 5% pada pengendali daya turbin dilakukan dengan menurunkan SP sebesar 104,65 kW. Nilai daya turbin yang semula 2093 kW dirubah menjadi 1988,35 kW.



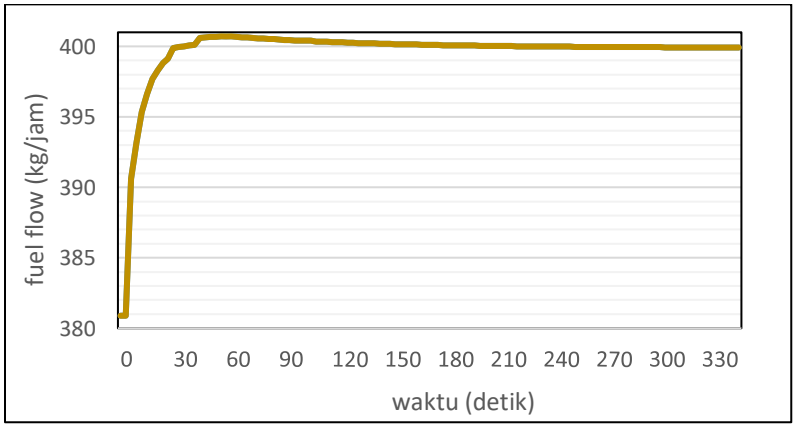
Gambar 4.6 Grafik respon uji *setpoint* daya turbin turun 5%

Garis coklat muda pada gambar 4.6 merupakan *setpoint* daya turbin sedangkan garis coklat tua merupakan *process variable* daya turbin. Dengan melakukan uji *setpoint* naik dan turun, diperoleh performansi pengendali daya turbin yang dapat dilihat pada tabel 4.6. Data pada tabel tersebut menunjukkan bahwa *maximum overshoot* dan *error steady state* respon pengendali daya turbin dibawah 2%.

Tabel 4.6 Performansi Pengendali Daya Turbin

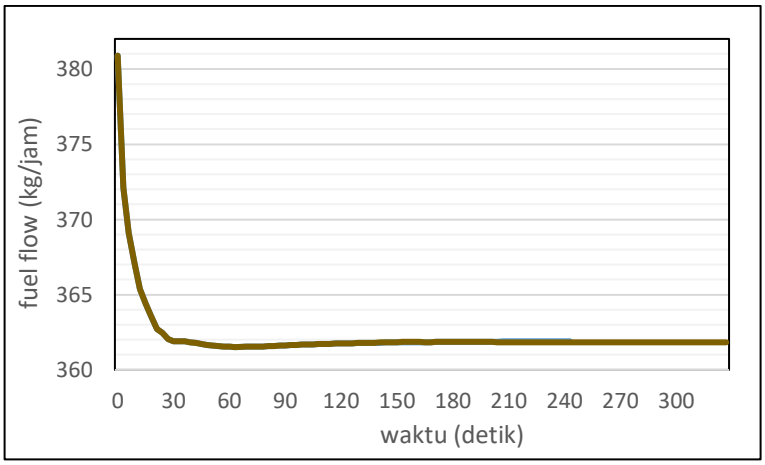
Parameter	***Power Control* SP Naik 5%**	***Power Control* SP Turun 5%**
Maximum overshoot	0,079 %	0,430 %
Error steady state	0,016 %	0,050 %
Settling time	200 detik	196 detik

Perubahan *setpoint* daya turbin memberi pengaruh pada laju aliran massa bahan bakar. Untuk memastikan bahwa pengendali *cascade* yang dipasang pada laju aliran massa bahan bakar telah bekerja dengan baik, maka perubahan respon laju aliran massa bahan bakar diamati. Gambar 4.7 merupakan respon sistem pengendali laju aliran massa bahan bakar ketika daya turbin dinaikkan 5%. Kenaikan daya turbin merubah laju aliran massa bahan bakar yang semula 380,89 kg/jam menjadi 399,94 kg/jam.



Gambar 4.7 Grafik respon laju aliran massa bahan bakar dengan gangguan daya turbin naik 5%

Respon laju aliran massa bahan bakar ketika daya turbin diturunkan 5% dapat dilihat pada gambar 4.8. Laju aliran massa bahan bakar yang semula 380,89 kg/jam turun menjadi 361,85 kg/jam. Garis biru pada gambar 4.7 dan gambar 4.8 merupakan *setpoint* dari laju aliran massa bahan bakar sedangkan garis coklat tua merupakan *process variable* laju aliran massa bahan bakar.



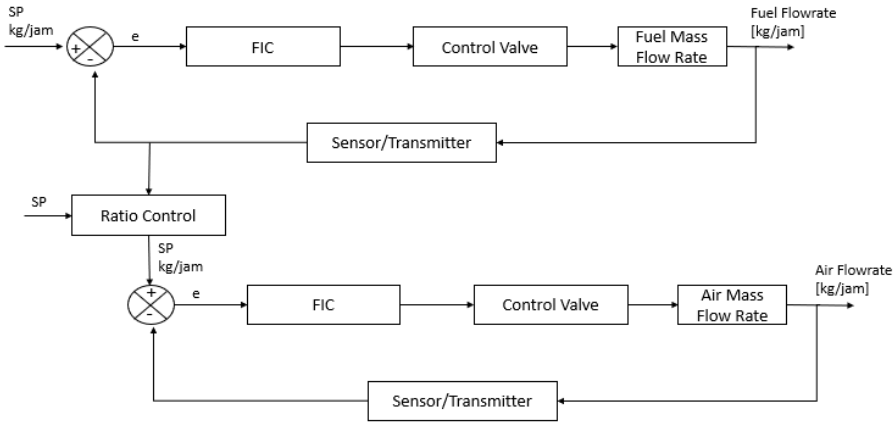
Gambar 4.8 Grafik respon laju aliran massa bahan bakar dengan gangguan daya turbin turun 5%

Tabel 4.7 merupakan performansi pengendali laju aliran massa bahan bakar. Tabel tersebut menunjukkan bahwa sistem pengendali *cascade* yang dirancang antara pengendali daya turbin dan pengendali laju aliran massa bahan bakar telah berhasil dibuat. Hal ini dikarenakan *process variable* dapat mengikuti *setpoint* baru dengan nilai *maximum overshoot* serta nilai *error steady state* dibawah 2%.

Tabel 4.7 Performansi Pengendali FIC Bahan Bakar

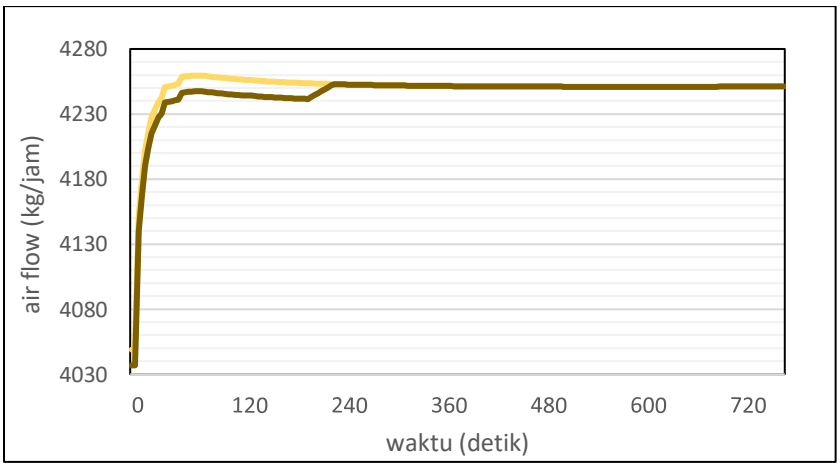
Parameter	**FIC Bahan Bakar (Daya Naik 5%)**	**FIC Bahan Bakar (Daya Turun 5%)**
Maximum overshoot	0,203%	0,099 %
Error steady state	0,016%	0,003 %
Settling time	237 detik	207 detik
IAE	28,839	6,053

Laju aliran massa bahan bakar dihubungkan dengan laju aliran massa udara melalui kontrol rasio agar perbandingan diantara keduanya terjaga. Desain kontrol rasio yang akan dipakai pada pemodelan turbin gas ini adalah laju aliran massa bahan bakar sebagai gangguan, sedangkan laju aliran yang dimanipulasi adalah laju aliran massa dari udara. Diagram blok kontrol rasio ditunjukkan pada gambar 4.9.



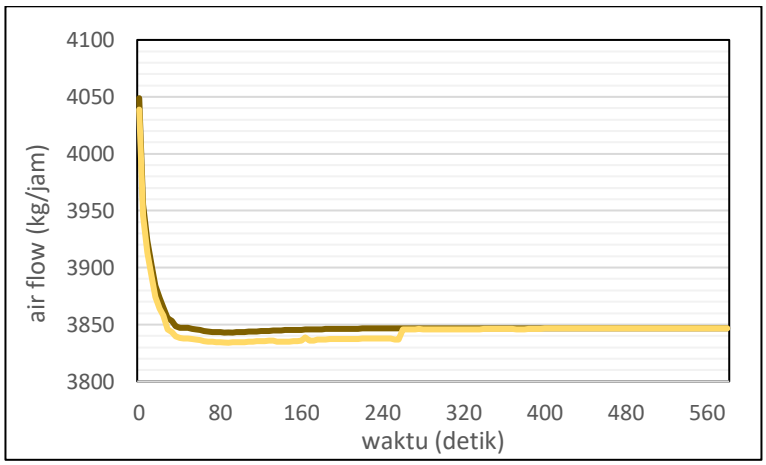
Gambar 4.9 Diagram blok kontrol rasio

Perubahan daya turbin naik dan turun merubah *setpoint* dari laju aliran massa bahan bakar sekaligus *setpoint* dari laju aliran massa udara. Gambar 4.10 merupakan respon laju aliran massa udara ketika daya turbin dinaikkan 5%.



Gambar 4.10 Grafik respon laju aliran massa udara dengan gangguan daya turbin naik 5%

Garis coklat muda pada gambar 4.10 adalah *setpoint* laju aliran massa udara sedangkan coklat tua adalah *process variable* laju aliran massa udara. Kenaikan daya turbin sebesar 5% merubah laju aliran massa udara yang semula 4048 kg/jam menjadi 4251 kg/jam. Gambar 4.11 merupakan respon laju aliran massa udara ketika daya turbin turun 5%. Garis coklat tua adalah *setpoint* laju aliran massa udara sedangkan garis coklat muda adalah *process variable* laju aliran massa udara. Laju aliran massa udara yang semula 4048 kg/jam turun menjadi 3846 kg/jam.



Gambar 4.11 Grafik respon laju aliran massa udara dengan gangguan daya turbin turun 5%

Performansi dari pengendali laju aliran massa udara dapat dilihat pada tabel 4.8. Tabel tersebut menunjukkan bahwa respon pengendali memiliki nilai *maximum overshoot* dan *error steady state* dibawah 2%.

Tabel 4.8 Performansi Pengendali FIC Udara

Parameter	**FIC Udara (Daya Naik 5%)**	**FIC Udara (Daya Turun 5%)**
Maximum overshoot	0,036 %	0,303 %
Error steady state	0,546 %	0,215 %
Settling time	268 detik	256 detik
IAE	693,739	622,831

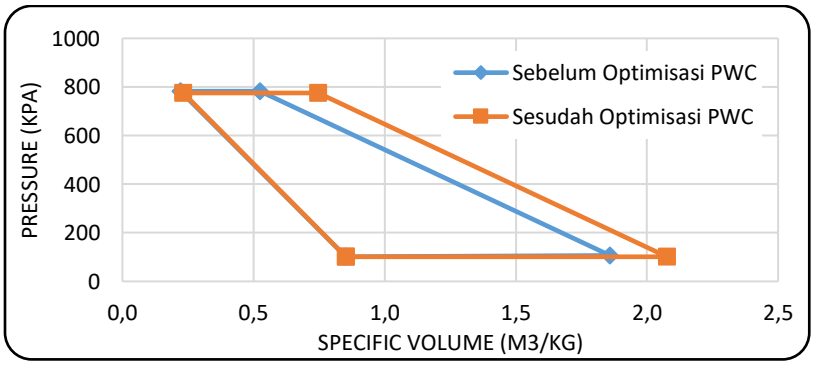
4.5 Hasil Perancangan *Real Time Optimization* (RTO) Daya Turbin

Langkah selanjutnya yaitu *real time optimization* (RTO) yang dilakukan menggunakan *optimizer* pada *software* Aspen HYSYS V8.8. Optimisasi ini dilakukan untuk mendapatkan daya turbin yang maksimum. Hasil optimisasi yang diperoleh dapat dilihat pada tabel 4.9 berikut.

Tabel 4.9 Hasil Sebelum dan Sesudah Optimisasi

Parameter	AFR Data Operasi	AFR Stoikiometri	AFR Optimisasi PWC
Laju aliran massa udara	4048 kg/jam	5862 kg/jam	7820 kg/jam
Laju aliran massa bahan bakar	380,89 kg/jam	380,89 kg/jam	380,89 kg/jam
AFR	10,64	15,39	20,53
Daya turbin	2093 kW	2594	3199 kW

Optimisasi PWC berhasil memperoleh hasil terbaik dengan daya turbin sebesar 3199 kW pada AFR 20,53. Dari hasil tersebut, besar tekanan dan suhu yang ditampilkan *software* Aspen HYSYS V8.8 digunakan untuk menghitung volume spesifik dari setiap tahapan siklus brayton sesuai persamaan (3.2). Dari fungsi objektif yang dijabarkan pada sub-bab 3.4.1. Diagram P-V siklus Brayton sebelum dan sesudah optimisasi dapat dilihat pada gambar 4.12 berikut.



Gambar 4.12 Diagram P-V sebelum dan sesudah optimisasi

4.6 Dampak Ekonomi

Optimisasi daya yang semula 2093 kW menjadi 3199 kW memberi dampak secara ekonomi. Dari perbedaan daya tersebut, dapat diketahui besar penghematan (*cost saving*) yang berhasil dilakukan sesuai persamaan fungsi ekonomi pada sub-bab 3.4.2. Besar penghematan yang dihasilkan dengan melakukan optimisasi daya turbin menggunakan AFR stoikiometri dan AFR optimisasi PWC dapat dilihat pada tabel 4.10.

Tabel 4.10 Besar Penghematan (*Cost Saving)*

Optimisasi AFR	***Cost Saving***
AFR stoikiometri	441,223 US$ / MMBTU
AFR optimisasi PWC	785,864 US$ / MMBTU

Harga *natural gas* yang digunakan adalah harga yang dicantumkan PT. Perusahaan Gas Negara (PGN) Tbk per 1 April 2020 yaitu 6 US$ / MMBTU. Tabel 4.10 menunjukkan bahwa perancangan AFRC mampu melakukan penghematan konsumsi bahan bakar sebesar 785,864 US$ / MMBTU. Nilai ini setara dengan Rp11583774,02 / MMBTU. Besar penghamatan yang diperoleh melalui optimisasi dengan PWC lebih baik jika dibandingkan dengan menggunakan AFR stoikiometri.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan data dan hasil yang telah diperoleh, maka kesimpulan dari penelitian ini adalah sebagai berikut.

- Telah dilakukan perancangan *air to fuel ratio control* (AFRC) dengan menggunakan metode *plantwide control* (PWC). AFRC dibuat dengan memasang kombinasi kontrol *cascade* antara daya turbin dengan laju aliran massa bahan bakar. Laju aliran massa bahan bakar dihubungkan dengan laju aliran massa udara melalui kontrol rasio agar sesuai dengan AFR stoikiometri. Rancangan sistem pengendali AFRC ini merupakan perbaikan sistem pengendali yang sebelumnya diterapkan di PT. SIPL.
- Hasil perancangan *air to fuel ratio control* (AFRC) dengan menggunakan *plantwide control* (PWC) telah berjalan dengan baik dibuktikan dengan nilai *maximum overshoot* serta *steady state error* dibawah 2%. Nilai *settling time* dari laju aliran massa bahan bakar dan laju aliran massa udara ketika naik adalah 237 detik dan 268 detik. Sedangkan ketika turun adalah 207 detik dan 256 detik.
- Hasil perancangan *air to fuel ratio control* (AFRC) dengan menggunakan *plantwide control* (PWC) mampu melakukan optimisasi daya turbin dari nilai semula 2093 kW menjadi 3199 kW dengan AFR optimum 20,53. Peningkatan daya ini dapat melakukan penghematan (*cost saving)* sebesar 785,864 US$/MMBTU.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diberikan dalam penyusunan penelitian ini adalah sebagai berikut:

- Kombinasi kompresor dan turbin pada pemodelan turbin gas dengan menggunakan *software* Aspen HYSYS V8.8 pada mode *dynamic* adalah kombinasi yang cukup rumit apabila terdapat pengaplikasian *valve* dalam

pemodelan tersebut. Hal ini dikarenakan tekanan dalam sistem turbin gas (*closed system)* yang harus stabil. Pemasangan kontrol yang tepat dapat membuat pemodelan ini berhasil berjalan pada kondisi *dynamic* meskipun sering terdapat kendala akibat konflik *pressure-flow* pada pemodelan. Dikarenakan hal ini, pemodelan dengan Matlab dapat menjadi saran untuk penelitian berikutnya.

- Rancangan AFRC dengan metode PWC adalah sebagian kecil dari optimisasi yang dapat dilakukan pada turbin gas. Penelitian terkait perancangan kontrol ideal agar memperbaiki efisiensi dan ekonomi perlu dilakukan demi menghemat penggunaan bahan bakar minyak dan gas yang ketersediaannya menipis.

DAFTAR PUSTAKA

Abed, S., Tahar, K., & Brahim, A. (2016). Thermodynamic and Energy Study of a Regenerator in Gas Turbine Cycle and Optimization of Performances. *International Journal of Energy Optimization and Engineering*.

Adam, G. H., & George, D. L. (2012). USE OF EQUATIONSOF STATE AND EQUATION OF STATE SOFTWARE PACKAGES. *Southwest Research Institute*.

Alnaizy, R., Aidan, A., Abachi, N., & Jabbar, N. A. (2013). Neural Network Model Identification and Advanced Control of a Membrane Biological Reactor. *Journal of Membrane and Separation Technology*.

Asgari, H., Chen, X., Menhaj, M. B., & and Sainudiin, R. (2013). Artificial neural network–based system identification for a single-shaft gas turbine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*.

Åström, K. J., & Hägglund, T. (2004). *Revisiting the Ziegler-Nichols step response method for PID control. Journal of Process Control.*

Balamurugan, S., Janarthanan, N., & Vijaya, C. (2016). Small and large signal modeling of gas turbine engine plant for load frequency control. *Int J Electr Power Energy Syst 79*, 84–88.

Biyanto, T., Prasetya, H., Elvian, G. B., Nugroho, G., & Soehartanto, T. (2015). Design Plant-wide Control to Waste Heat Recovery Generation on Cement Industry Based HYSYS. *Procedia Computer Science*, 170-177.

Greg, H. (2001). Steam System Survey Guide. *The University of Tennessee-Energy, Environment, and Resources Center*.

Hadrough, N., Hafaifa, A., Guemana, M., Kouzou, A., Salam, A., & Chaibet, A. (2017). Turbin gasmonitoring based on adaptive neuro-fuzzy inference system:speed and exhaust temperature control. *Mathematics-in-Industry Case Studies*.

Häggblom, K.-E. (1997). Plantwide Control. *A.A. University*.

Konda, N. V., Rangaiah, G. P., & Krishnaswamy, P. R. (2006). *A simple and effective procedure for control degrees of freedom.*

Larsson, T., & Skogestad, S. (2000). *Plantwide control – a review and a new design procedure. Modelling, Identification and Control, 21(4).*

Luyben, M., Tyreys, B., & Luyben, W. (1997). Plantwide control design procedure. *AIChE Journal 43(12)* , 3161–3174.

Manurung, E. (2011). SIMULASI PEMBAKARAN PADA RUANG BAKAR TURBIN GAS MIKRO PROTO X-1. *Kekhususan Konversi Energi, Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia*.

Marlin, T. (2001). Process Control Designing Processes and Control Systems for Dynamic Performance. *ISO 9001*, 1–17.

Moran, M. J., & Howard, S. N. (2006). Fundamental Of Engineering Thermodynamic 5th Edition. *John Wiley & Sons Ltd*.

Mujiyanti, S. F. (2020). OPTIMISASI PERANCANGAN KONTROL GAS PROCESSING PLANT MENGGUNAKAN METODE PLANTWIDE CONTROL . *Tesis Departemen Teknik Fisika Institut Teknologi Sepuluh Nopember*.

Najimi, E., & Ramezani, M. H. (2012). Robust control of speed and temperature in a power plant gas turbine. *ISA Transactions Vol. 51 No. 2*.

Peng, D., & Robinson, D. B. (1976). A New Two-Constant Equation of State. *Industrial and Engineering Chemistry Research Fundamentals, Vol. 15*, 59-64.

Safari, A., & Eslamloueyan, R. (2017). Chemical Engineering Research and Design A new plant-wide approach for control degrees of freedom of process systems. *Chemical Engineering Research and Design*, 120, 259–270.

Santoso, Handi, M., Nazaruddin, Yul, Y., Muchtadi, & Farida, I. (2005). Boiler Performance Optimization Using Fuzzy Logic Controller. . *Department of Engineering Physics, Institute of technology Bandung. IFAC*.

Seborg, D. E., Edgar, T. F., Mellichamp, D. A., & Doyle, F. J. (2011). *Process Dynamics and Control, 3rdEdition.* USA: John Wiley and Sons Inc.

Subiantoro, A. (2002). Diktat Kuliah Sistem Kendali Adaptif. *Control System Research Group Jurusan Elektro FTUI*.

Sudibjo, w. (2008). Optimisasi pengontrol rasio udara-bahan bakar pada boiler pt. Pertamina up iv cilacap menggunakan pengontrol prediktif jaringan syaraf tiruan. *Jurusan Teknik Fisika-ITB*.

Turton, R. K. (1995). Principals of Turbomachinery. *Chapman & Hall*.

Usman, H. M. (2018). Comparative Study on Control Techniques and Delay Margin Enhancement in LFC System. *10.1109/PGSRET.2018.8685929*.

Wang, Z., & Li, S. (2009). Simulation Study on Fuzzy PID Control of Gas Turbine Generating Sets Speed. *IEEE International Conference on Intelligent Computing and Intelligent Systems*.

Zaidan, M., Mills, A., Harrison, R., & Fleming, P. (2016). Turbin gasprognostics using Bayesian hierarchical models: a variational approach. *Mech Syst Signal Process*.

Zhang, P. (2019). Performance of MCrAlX coatings: Oxidation, Hot corrosion and Interdiffusion. *ISSN: 9789175190051*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

A. Perhitungan Data Operasi Turbin (Siklus Brayton)

***State* 1:** Pada *state* ini udara dari luar (udara ruangan/atmosfir) masuk melalui *inlet air filter* menuju ke kompresor. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$\boldsymbol{T1 = 300{,}94\ K}$

$\boldsymbol{P1 = 101{,}3\ kPa}$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari "*Fundamental of Engineering Thermodynamics*" 7th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-*22 Ideal Gas Properties of Air*. (terdapat pada lampiran point II). Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi sehingga diperoleh.

$$\mathbf{h1 = 301{,}1356\ \frac{kJ}{kg}}$$

***State* 2**: Pada titik ini udara yang masuk ke kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara tersebut mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$\boldsymbol{P2 = 782{,}3\ kPa}$

Karena pada state 2 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka nilai T2 :

$$\mathrm{T2} = \mathrm{T1}\left[\frac{\mathrm{P2}}{\mathrm{P1}}^{\frac{\text{kudara}-1}{\text{kudara}}}\right]$$

$$\mathrm{T2} = 300{,}94\left[\frac{782{,}3}{101{,}3}^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}}\right]$$

$$\mathbf{T2 = 603{,}5665\ K}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamika dari "*Fundamental of Engineering Thermodynamics*" 7th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 Ideal Gas Properties of Air. (terdapat pada lampiran point II). Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi sehingga diperoleh

$$\mathbf{h2 = 610,7684\,\frac{kJ}{kg}}$$

State 3: Pada tahap ini terjadi proses pembakaran di dalam ruang bakar (*combustion chamber*) dan fluida bahan bakar natural gas diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara dan terjadi proses pembakaran. Fuel gas yang sudah terbentuk dari pembakaran akan keluar dari ruang bakar menuju turbin. Berdasarkan siklus Brayton, state 3 merupakan tahap penambahan panas secara isobarik, sehingga nilai P3 diasumsikan sama dengan P2.

P3 = 782,3 kPa

Melalui nilai tekanan yang diketahui, diperoleh suhu di ruang bakar (T3)

$$\mathrm{T3} = \mathrm{T4}\left[\frac{\mathrm{P3}}{\mathrm{P4}}^{\frac{\text{kudara}-1}{\text{kudara}}}\right]$$

$$\mathrm{T3} = 414{,}44\left[\frac{782{,}3}{101{,}3}^{\frac{1{,}3-1}{1{,}3}}\right]$$

$$\mathbf{T3 = 1160\ \mathit{K}}$$

Dengan $Cp_{combustion\ product}$ = 2,0108 $kJ/kg.K$, maka

$$\mathrm{h3} = \mathrm{Cp} \times \mathrm{T3}$$

$$\mathrm{h3} = 2{,}0108\,\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}\mathrm{K} \times 1160\ \mathrm{K}$$

$$\mathbf{h3 = 2391,51\,\frac{kJ}{kg}}$$

State 4: Pada state ini terjadi ekspansi gas buang hasil pembakaran dari dalam turbin. Panas yang dihasilkan di ruang bakar akan diubah menjadi energi mekanik.

$\boldsymbol{T4}$ **= 414,44** $\boldsymbol{K}$

$\boldsymbol{P4}$ **= 101,3** $\boldsymbol{kPa}$

maka diperoleh nilai entalphy

$$\mathrm{h4} = \mathrm{Cp} \times \mathrm{T4}$$

$$\mathrm{h4} = 2{,}0108\,\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}}\mathrm{K} \times 414{,}44\ \mathrm{K}$$

$$\mathbf{h3} = \mathbf{1416,126}\,\frac{\mathbf{kJ}}{\mathbf{kg}}$$

Laju aliran massa udara diperoleh sesuai persamaan berikut,

$$\dot{m}_{udara} = \frac{A}{F}\,\dot{m}_{bahanbakar}$$

Dengan demikian, untuk mendapatkan laju aliran massa udara perlu diketahui AFR terlebih dahulu melalui perhitungan berikut (Berdasarkan data proses, diketahui laju aliran massa bahan bakar adalah 380,89 kg/jam atau 0,1058 kg/s)

$$Wnett = Wt - Wc$$

$$\frac{Wnett}{generator\ efficiency} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{fuel})(h_4 - h_3) - \dot{m}_{udara}\,(h_2 - h_1)$$

$$\frac{2873}{0{,}8978} = (\dot{m}_{udara} + 0{,}1058)(2391{,}51 - 1416{,}126) - \dot{m}_{udara}\,(610{,}7684 - 310{,}1356)$$

$$3200 = \left(1 + \frac{A}{F}\right) 0{,}1058\,(975{,}384) - \left(\frac{A}{F}\right) 0{,}1058\,(300{,}6328)$$

$$3200 = 103{,}196 + \left(\frac{A}{F}\right) 103{,}196 - \left(\frac{A}{F}\right) 31{,}807$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{3200 - 103{,}196}{103{,}196 - 31{,}807} = \frac{3096{,}04}{71{,}389}$$

$$AFR = 43{,}3704$$

Hanya 1/4 dari aliran massa udara yang digunakan untuk proses pembakaran, ¾ lainnya digunakan untuk mendinginkan sistem. AFR pembakaran yang diperoleh :

$$\dot{m}_{udara} = \left(\frac{A}{F}\right) \dot{m}_{bahanbakar} = 43{,}3704\ x\ 380{,}89\,\frac{kg}{jam}$$

$$\dot{m}_{udara} = 16249{,}15197\,\frac{kg}{jam}$$

$$\text{AFR} = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\dot{m}_{\text{bahan bakar}}} = \frac{4062{,}287}{380{,}89}$$

$$\mathbf{AFR} = \mathbf{10,6353}$$

B. Tabel A-22 Ideal Gas Air Properties

TABLE A–22

Ideal-gas properties of hydrogen, H_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol·K
0	0	0	0	1440	42,808	30,835	177.410
260	7,370	5,209	126.636	1480	44,091	31,786	178.291
270	7,657	5,412	127.719	1520	45,384	32,746	179.153
280	7,945	5,617	128.765	1560	46,683	33,713	179.995
290	8,233	5,822	129.775	1600	47,990	34,687	180.820
298	8,468	5,989	130.574	1640	49,303	35,668	181.632
300	8,522	6,027	130.754	1680	50,622	36,654	182.428
320	9,100	6,440	132.621	1720	51,947	37,646	183.208
340	9,680	6,853	134.378	1760	53,279	38,645	183.973
360	10,262	7,268	136.039	1800	54,618	39,652	184.724
380	10,843	7,684	137.612	1840	55,962	40,663	185.463
400	11,426	8,100	139.106	1880	57,311	41,680	186.190
420	12,010	8,518	140.529	1920	58,668	42,705	186.904
440	12,594	8,936	141.888	1960	60,031	43,735	187.607
460	13,179	9,355	143.187	2000	61,400	44,771	188.297
480	13,764	9,773	144.432	2050	63,119	46,074	189.148
500	14,350	10,193	145.628	2100	64,847	47,386	189.979
520	14,935	10,611	146.775	2150	66,584	48,708	190.796
560	16,107	11,451	148.945	2200	68,328	50,037	191.598
600	17,280	12,291	150.968	2250	70,080	51,373	192.385
640	18,453	13,133	152.863	2300	71,839	52,716	193.159
680	19,630	13,976	154.645	2350	73,608	54,069	193.921
720	20,807	14,821	156.328	2400	75,383	55,429	194.669
760	21,988	15,669	157.923	2450	77,168	56,798	195.403
800	23,171	16,520	159.440	2500	78,960	58,175	196.125
840	24,359	17,375	160.891	2550	80,755	59,554	196.837
880	25,551	18,235	162.277	2600	82,558	60,941	197.539
920	26,747	19,098	163.607	2650	84,368	62,335	198.229
960	27,948	19,966	164.884	2700	86,186	63,737	198.907
1000	29,154	20,839	166.114	2750	88,008	65,144	199.575
1040	30,364	21,717	167.300	2800	89,838	66,558	200.234
1080	31,580	22,601	168.449	2850	91,671	67,976	200.885
1120	32,802	23,490	169.560	2900	93,512	69,401	201.527
1160	34,028	24,384	170.636	2950	95,358	70,831	202.157
1200	35,262	25,284	171.682	3000	97,211	72,268	202.778
1240	36,502	26,192	172.698	3050	99,065	73,707	203.391
1280	37,749	27,106	173.687	3100	100,926	75,152	203.995
1320	39,002	28,027	174.652	3150	102,793	76,604	204.592
1360	40,263	28,955	175.593	3200	104,667	78,061	205.181
1400	41,530	29,889	176.510	3250	106,545	79,523	205.765

C. Perhitungan AFR Stoikiometri dan Rancangan Reaksi Pembakaran pada *software* Aspen HYSYS V8.8.

Perhitungan optimisasi turbin gas dipengaruhi oleh komposisi bahan bakar yang menentukan kandungan oksigen gas buang. Untuk mengetahui reaksi kimia dari pembakaran bahan bakar secara sempurna, diperlukan data terkait komposisi bahan bakar yang digunakan turbin gas seperti pada tabel 4.1. Dari data komposisi tersebut dibuat reaksi pembakaran sempurna untuk mengetahui nilai rasio udara dan bahan bakar ideal atau disebut dengan AFR Stoikiometri. Untuk mendapatkan kandungan oksigen gas buang

$$\mathbf{82,03\ CH_4 + 5,33\ C_2H_6 + 3,74\ C_3H_8 + 2,28\ C_4H_{10} + 0,83\ C_5H_{12} + 0.35\ C_5H_{12} + 1,0947\ a\ (O_2 + 3,76\ N_2) \rightarrow b\ CO_2 + c\ H_2O + d\ N_2 + e\ O_2}$$

Koefisien a, b, c , dan d dapat diketahui melalui persamaan berikut :

Jumlah Mol Carbon yang dihasilkan

x = b = 82,03(1) + 5,33(2) + 3,74(3) + 2,28(4) + 0,83(5) + 0.35(6) = 119,28

Jumlah Mol Hidrogen yang dihasilkan

y = 82,03 (4) + 5,33 (6) + 3,74 (8) + 2,28 (10) + 0,83 (12) + 0.35(14) = 427,68

c = y/2 = 427,68 / 2 = 213,84

Mol udara yang dibutuhkan

1,0947 a = x + y/4 = 119,28 + (426,28/4) = 119,28 + 106,92 = 226,2

a = 226,2/1,0947 = 206,631

Mol Nitrgogen yang dihasilkan

d = 3,76 (206,631) = 775,726

Reaksi pembakaran sempurna dari komposisi bahan bakar tersebut.

$$\mathbf{82,03\ CH_4 + 5,33\ C_2H_6 + 3,74\ C_3H_8 + 2,28\ C_4H_{10} + 0,83\ C_5H_{12} + 0,35\ C_6H_{14} + 206,631(O_2 + 3,76\ N_2) \rightarrow 119,28\ CO_2 + 213,84\ H_2O}$$

Massa Molekul Relatif (Mr) bahan bakar

Mr = 82,03(16) + 5,33(30) + 3,74(44) + 2,28(58) + 0,83(72) + 0,35(86) = 1859,4 kg/mol

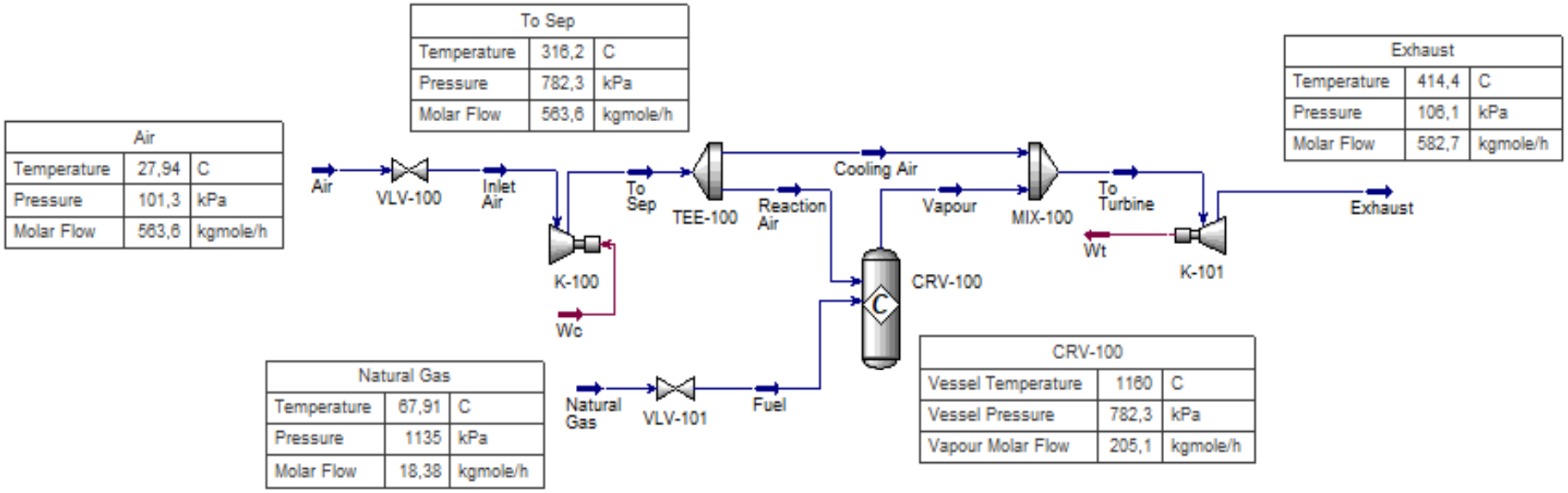
Massa Molekul Relatif (Mr) udara

Mr = 29 kg/mol

Rasio udara dan bahan bakar (AFR Stoikiometri)

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{fuel}} = \frac{206,631\ (4,76)(29)}{1\ (1859,4)} = \mathbf{15,39}$$

D. Pemodelan *Steady State* dengan *software* Aspen HYSYS V8.8



PARAMETER SEBELUM OPTIMISASI (Dari kondisi *steady state* diatas)

State 1: Inlet Kompresor

T_1 = 27,94 ℃ = 300,94 K

P_1 = 101,3 kPa

V_1 = $\frac{nRT}{P} = \frac{1\ x\ 0{,}287\ x\ 300{,}94}{101{,}3} = 0{,}8526\ {}^{m^3}/_{kg}$

State 2: Outlet Kompresor

T_2 = 316,2 ℃ = 589,2 K

P_2 = 782,5 kPa

V_2 = $\frac{nRT}{P} = \frac{1\ x\ 0{,}287\ x\ 589{,}2}{782{,}5} = 0{,}2212\ {}^{m^3}/_{kg}$

State 3: Inlet Turbin

T_3 = 1160 ℃ = 1433 K

P_3 = 782,5 kPa

V_3 = $\frac{nRT}{P} = \frac{1\ x\ 0{,}287\ x\ 1433}{782{,}5} = 0{,}5256\ {}^{m^3}/_{kg}$

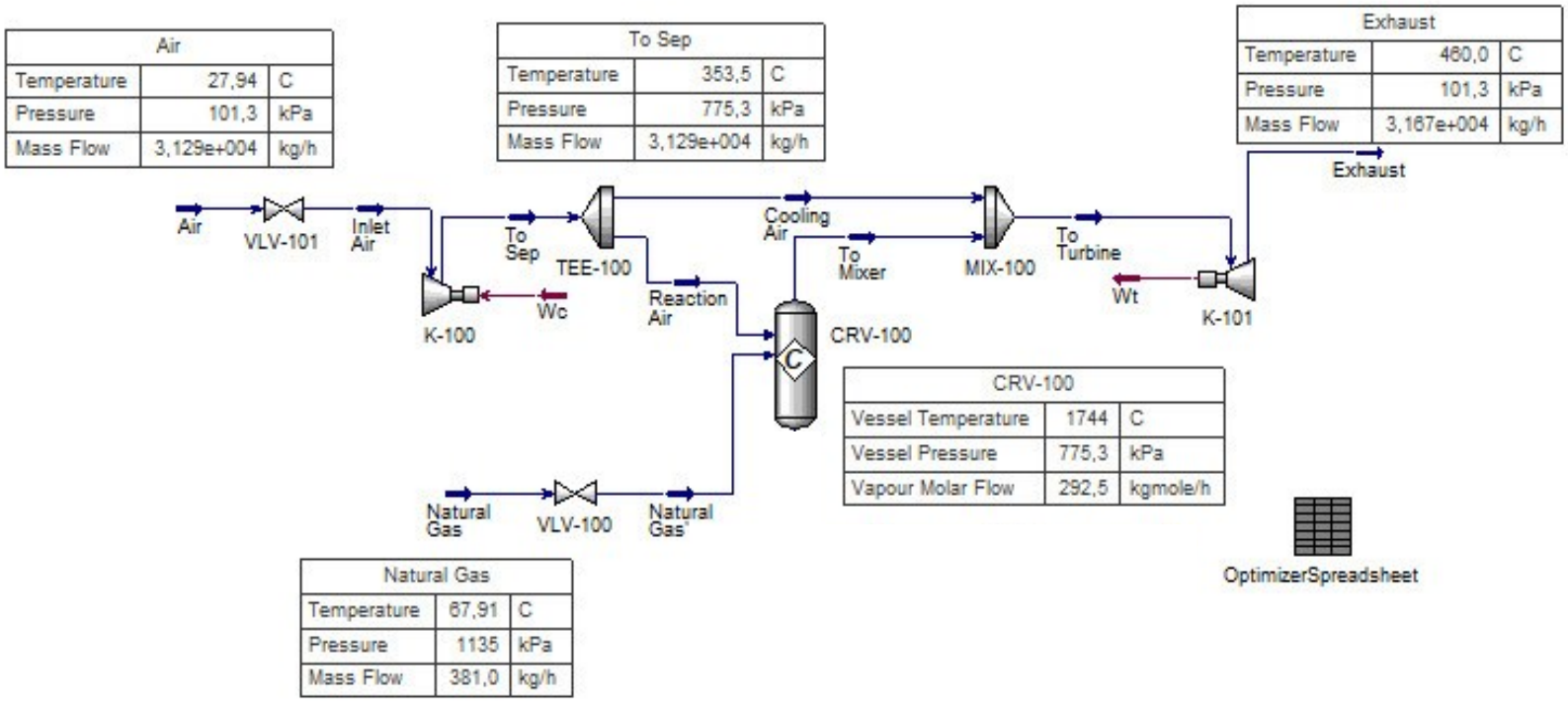
State 4: Outlet Turbin

T_3 = 414,44 ℃ = 687,44 K

P_3 = 101,3 kPa

V_3 = $\frac{nRT}{P} = \frac{1\ x\ 0{,}287\ x\ 687{,}44}{101{,}3} = 1{,}8595\ {}^{m^3}/_{kg}$

E. ***Real Time Optimization*** **dengan** ***software*** **Aspen HYSYS V8.8.**



PARAMETER SESUDAH OPTIMISASI (Dari hasil *Real Time Optimization*)

State 1: Inlet Kompresor

T_1 = 27,94 ℃ = 300,94 K

P_1 = 101,3 kPa

V_1 = $\frac{nRT}{P} = \frac{1\ x\ 0{,}287\ x\ 300{,}94}{101{,}3} = 0{,}8526\ {}^{m^3}/_{kg}$

State 2: Outlet Kompresor

T_2 = 353,5 ℃ = 626,5 K

P_2 = 775,3 kPa

V_2 = $\frac{nRT}{P} = \frac{1\ x\ 0{,}287\ x\ 626{,}5}{775{,}3} = 0{,}2319\ {}^{m^3}/_{kg}$

State 3: Inlet Turbin

T_3 = 1744 ℃ = 2017 K

P_3 = 775,3 kPa

V_3 = $\frac{nRT}{P} = \frac{1\ x\ 0{,}287\ x\ 2017}{775{,}3} = 0{,}7467\ {}^{m^3}/_{kg}$

State 4: Outlet Turbin

T_3 = 460 ℃ = 733 K

P_3 = 101,3 kPa

V_3 = $\frac{nRT}{P} = \frac{1\ x\ 0{,}287\ x\ 2017}{782{,}5} = 0{,}7467\ {}^{m^3}/_{kg}$

F. Perhitungan *Cost Saving*

Besar penghematan yang bisa dilakukan dengan optimisasi daya menggunakan AFR Stoikiometri

$$Cost\ Saving = \dot{m}_{bahanbakar} \text{ x harga x } \left(1 - \frac{W_{t1}}{W_{t2}}\right)$$

$$Cost\ Saving = 380{,}89 \text{ x } 6 \text{ x } \left(1 - \frac{2093}{2594}\right) = 441{,}223\ {}^{US\$}/_{MMBTU}$$

Besar penghematan yang bisa dilakukan dengan optimisasi daya menggunakan AFR Optimisasi PWC

$$Cost\ Saving = \dot{m}_{bahanbakar} \text{ x harga x } \left(1 - \frac{W_{t1}}{W_{t2}}\right)$$

$$Cost\ Saving = 380{,}89 \text{ x } 6 \text{ x } \left(1 - \frac{2093}{3199}\right) = 785{,}864\ {}^{US\$}/_{MMBTU}$$

BIODATA PENULIS

NOVITA AMALIA, dilahirkan di Kabupaten Gresik pada hari Rabu tanggal 25 November 1997. Memiliki alamat Jalan Jaksa Agung Suprapto VIII E No. 18, Gresik. Anak pertama dari dua bersaudara pasangan dari Sumariyanto dan Dewi Siti Aisyah. Peneliti menyelesaikan pendidikan Sekolah Dasar di MINU Sukodono Gresik pada tahun 2010. Peneliti melanjutkan Pendidikan di SMP Negeri 1 Gresik dan tamat pada tahun 2013 kemudian melanjutkan Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 1 Gresik dan selesai pada tahun 2016. Pada tahun 2016, penulis melanjutkan pendidikan di perguruan tinggi negeri, tepatnya di Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industi dan Rekayasa Sistem (FTIRS), Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.