



TUGAS AKHIR - TF 181801

PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN TEMPERATUR (*NEW COOLER*) PADA *MP COMPRESOR* DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN MENGGUNAKAN *REFRIGERANT* SEBAGAI MEDIA PENDINGIN

**ACHMAD MISBACHUL ARIS
NRP. 0231154000045**

**Dosen Pembimbing I :
Hendra Cordova, ST, MT**

**Dosen Pembimbing II :
Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA**

**DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019**



TUGAS AKHIR - TF 181801

PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN TEMPERATUR (*NEW COOLER*) PADA *MP COMPRESOR* DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN MENGGUNAKAN *REFRIGERANT* SEBAGAI MEDIA PENDINGIN

**ACHMAD MISBACHUL ARIS
NRP. 0231154000045**

**Dosen Pembimbing I :
Hendra Cordova, ST, MT**

**Dosen Pembimbing II :
Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA**

**DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019**



FINAL PROJECT - TF 181801

DESIGN OF TEMPERATURE CONTROL SYSTEM OF NEW COOLER ON MP COMPRESSOR IN A PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED BY USING REFRIGERANT AS A COOLING MEDIA

ACHMAD MISBACHUL ARIS
NRP. 0231154000045

Advisor Lecturer I:
Hendra Cordova, ST, MT

Advisor Lecturer II:
Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA

ENGINEERING PHYSICS DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2019

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan dibawah ini

Nama : Achmad Misbachul Aris
NRP : 0231154000045
Departemen / Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN TEMPERATUR (NEW COOLER) PADA MP COMPRESOR DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN MENGGUNAKAN REFRIGERANT SEBAGAI MEDIA PENDINGIN" 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 sebenar-benarnya.

Surabaya, 15 Juli 2019
Yang membuat pernyataan,

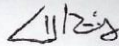


Achmad Misbachul Aris
NRP.0231154000045

LEMBAR PENGESAHAN I
TUGAS AKHIR

PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN
TEMPERATUR (*NEW COOLER*) PADA *MP COMPRESOR*
DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN
MENGUNAKAN *REFRIGERANT* SEBAGAI MEDIA
PENDINGIN

Oleh:



Achmad Misbachul Aris


NRP.0231154000045

Surabaya, 15 Juli 2019

Menyetujui,

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II



Hendra Cordova, ST, MT
NIPN. 196905301994122001



Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA
NIPN. 196503091990021001

Mengetahui,

Ketua Departemen
Teknik Fisika FTI-ITS



Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.
NIPN. 19780902 200312 1 002

LEMBAR PENGESAHAN II

**PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN
TEMPERATUR (NEW COOLER) PADA MP COMPRESOR
DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN
MENGUNAKAN REFRIGERANT SEBAGAI MEDIA
PENDINGIN**

TUGAS AKHIR





Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

ACHMAD MISBACHUL ARIS

NRP.0231154000045

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Hendra Cordova, S.T., M.T. .....(Pembimbing I)
2. Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA .....(Pembimbing II)
3. Ir. Matradji, M.Sc. .....(Penguji I)
4. Muh. Kamalul Wafi, S.T., M.T., D.I.C .....(Penguji II)

SURABAYA

JULI, 2019

**PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN
TEMPERATUR (*NEW COOLER*) PADA *MP COMPRESOR*
DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN
MENGUNAKAN *REFRIGERANT* SEBAGAI MEDIA
PENDINGIN**

Nama : Achmad Misbachul Aris
NRP : 0231154000045
Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing I : Hendra Cordova, S.T., M.T.
Dosen Pembimbing II : Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA

Abstrak

PT. SAKA Indonesia Pangkah Limited memiliki permasalahan di unit CPP yaitu naiknya temperatur *hydrocarbon gas* dari *MP Separator* ke *MP Compressor* pada rentang 62°C - 70°C yang akan menyebabkan *temperature discharge* mencapai 170°C. Sedangkan jika *temperature discharge* mencapai 170°C, sistem akan mengalami *shutdown*. Untuk menghindari sistem mengalami *shutdown*, pada penelitian ini dipilih *refrigerant cooler* untuk menurunkan temperatur *hydrocarbon gas*. Di dapatkan dimensi *refrigerant cooler* dengan jari-jari 0,6 m dan tinggi 2,59 m. setelah itu dilakukan perancangan sistem pengendalian guna menjaga keluaran temperatur *hydrocarbon gas* dari masukan temperatur *hydrocarbon gas* yang fluktuatif. Di dapatkan pengendali terbaik yaitu PI dengan nilai $K_p = -17,5$, dan $T_i = -1,809$. Di dapatkan parameter *rise time* 26,6 s, *overshoot* 0% dan *settling time* 55,9 s.

Kata kunci : CPP unit, *hydrocarbon gas*, *MP Separator*, *MP Compressor*, *Refrigerant cooler*, *expansion valve*, *temperature transmitter*, Pengendali PI, kurva reaksi.

**DESIGN OF TEMPERATURE CONTROL SYSTEM
OF NEW COOLER ON MP COMPRESSOR IN A PT. SAKA
INDONESIA PANGKAH LIMITED BY USING
REFRIGERANT AS A COOLING MEDIA**

Name : Achmad Misbachul Aris
NRP : 0231154000045
Departement : Engineering Physics FTI-ITS
Advisor Lecturer I : Hendra Cordova, ST, MT
Advisor Lecturer II : Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA

Abstract

PT. Saka Indonesia Pangkah Limited has a problem that increasing hydrocarbon gas temperature on CPP Unit, from MP Separator to MP Compressor on 62°C - 70°C range which causes discharge temperature reaches 170 °C. If discharge temperature reaches 170 °C, system will get shutdown. To prevent a shutdown, on this research we will be choosing a refrigerant cooler to reduce hydrocarbon gas temperature. This research results that the dimension of refrigerant cooler has 0,6 m radius and 2,59 m height. After that, we designed the temperature control system to keep hydrocarbon gas temperature at set point from fluctuating inlet temperature of hydrocarbon ga. This research results that the best controller is PI mode with a Kp value of -17,5 and a Ti value of -1,809. It performances 26,6 s of rise time, 0% overshoot and 55,9 s of settling time.

Keywords : CPP unit, hydrocarbon gas, MP Separator, MP Compressor, Refrigerant cooler, expansion valve, temperature transmitter, PI Controller, reaction curve.

DAFTAR ISI

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME.....	iii
Abstrak	vi
DAFTAR ISI	viii
Daftar Gambar	x
Daftar Tabel	xii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Sistematika Laporan	3
BAB II TEORI PENUNJANG	5
2.1 <i>Central Processing Platform Unit (CPP Unit)</i>	5
2.2 Sistem Pendinginan <i>Hydrocarbon Gas</i> pada <i>New Cooler</i>	6
2.3 <i>Temperature Transmitter</i>	15
2.4 Sistem Pengendalian Temperatur pada <i>RefrigerantCooler</i>	17
2.5 Tuning dengan Metode Kurva Reaksi	18
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	21
3.1 Identifikasi Parameter <i>Hydrocarbon Gas</i> dan <i>Refrigerant</i>	22
3.2 Pemilihan dan Pemodelan <i>Refrigerant cooler</i> bermedia <i>Refrigerant</i>	24
3.3 Pemodelan <i>expansion valve</i>	26
3.4 Pemodelan Sensor RTD.....	27

3.5 Perancangan Sistem Pengendalian Temperatur pada <i>Refrigerant Cooler</i>	29
3.6 Analisa Kinerja	31
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	33
4.1 Analisa Hasil Simulasi	33
4.2 Pembahasan	42
BAB V KESIMPULAN.....	45
References.....	47
LAMPIRAN	49
LAMPIRAN A.....	49
LAMPIRAN B.....	52
BIODATA PENULIS	53

Daftar Gambar

Gambar 2. 1	Central Processing Platform Unit (Risma, 2019)	5
Gambar 2. 2	Skema Pemasangan New Cooler (Risma, 2019).....	6
Gambar 2. 3	Prinsip Kerja Refrigerant Cooler package	7
Gambar 2. 4	<i>Refrigerant Cooler</i>	7
Gambar 2. 5	Perpindahan kalor dari <i>hydrocarbon gas</i> ke <i>refrigerant</i> ..	8
Gambar 2. 6	Kompresor (alibaba, 2019).....	11
Gambar 2. 7	Kondensor (Rehberiniz, 2019).....	12
Gambar 2. 8	<i>Expansion Valve</i> (Ajiwiguna, 2019).....	12
Gambar 2. 9	Grafik respon orde 1 (Istiqphara, 2019)	14
Gambar 2. 10	Sensor RTD (Automation Technologies Online, n.d.).....	15
Gambar 2. 11	Skema sistem pengendalian temperatur	17
Gambar 2. 12	P&ID <i>Refrigerant cooler</i>	18
Gambar 2. 13	Beberapa Parameter Metode Kurva Reaksi (Coughanowr, 1991)	19
Gambar 3. 1	Diagram Alir.....	21
Gambar 3. 2	<i>Central Processing Platform Unit</i> (Risma, 2019)	22
Gambar 3. 3	Dimensi <i>refrigerant cooler</i>	25
Gambar 3. 4	Model Simulink Hasil Tho <i>Hydrocarbon Gas</i> Terhadap Pengaruh Banyaknya <i>Mass Flowrate Refrigerant</i>	26
Gambar 3. 5	Model Simulink <i>expansion valve</i>	27
Gambar 3. 6	Model Simulink Sensor RTD	28
Gambar 3. 7	Perancangan Sistem Pengendalian	29
Gambar 3. 8	Simulasi Sistem Pengendalian di Simulink.....	29
Gambar 3. 9	Uji open loop dengan memberi sinyal uji step	30
Gambar 3. 10	Simulasi Sistem Pengendalian di Simulink Matlab dengan Variasi Temperatur Masukan <i>Hydrocarbon Gas</i>	30
Gambar 4. 1	Grafik hasil simulasi keluaran temperatur <i>hydrocarbon gas</i> dari <i>refrigerant cooler</i> dengan <i>mass flowrate refrigerant</i> 5,17 kg/s	34
Gambar 4. 2	Grafik hasil simulasi keluaran temperatur <i>hydrocarbon gas</i> dari <i>refrigerant cooler</i> dengan <i>mass flowrate refrigerant</i> 5,12 kg/s	35
Gambar 4. 3	Grafik hasil simulasi keluaran temperatur <i>hydrocarbon gas</i> dari <i>refrigerant cooler</i> dengan <i>mass flowrate refrigerant</i> 5,2 kg/s.....	35
Gambar 4. 4	Grafik respon <i>expansion valve</i>	36

Gambar 4. 5 Grafik respon sensor RTD	37
Gambar 4. 6 Grafik hasil uji <i>open loop</i>	38
Gambar 4. 7 Hasil respon sistem ketika diberi pengendali P	39
Gambar 4. 8 Hasil respon sistem ketika diberi pengendali PI	39
Gambar 4. 9 Respon Pengendali dengan temperatur masukan <i>hydrocarbon gas</i> sebesar 62°C	40
Gambar 4. 10 Respon Pengendali dengan temperatur	41
Gambar 4. 11 Respon Pengendali dengan temperatur	41

Daftar Tabel

Tabel 2. 1 Perhitungan nilai pengendali P, dan PI.....	20
Tabel 3. 1 Data Parameter Proses pada CPP Unit (Risma, 2019)....	23
Tabel 3. 2 Data Parameter <i>Refrigerant</i> R134A (ASHARE, 2009)	23
Tabel 3. 3 Datasheet Expansion Valve.....	27
Tabel 3. 4 <i>Datasheet Sensor</i> RTD	28
Tabel 4. 1 Tho yang dihasilkan dengan variasi <i>mass flowrate</i> <i>refrigerant</i>	33
Tabel 4. 2 Nilai Parameter Pengendali P, dan PI.....	38
Tabel 4. 3 Nilai Parameter Setiap Pengendali.....	40

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT SAKA memiliki 1 unit *MP Compressor* di *Offshore Facilities* yang berfungsi untuk menaikkan tekanan gas yang dialirkan ke *Onshore Processing Facility (OPF)*. Peningkatan *produced water* dari *reservoir* seiring meningkatnya produksi menyebabkan tingginya temperatur *inlet* di *MP Compressor* yang dapat mempengaruhi *discharge* temperatur di *MP compressor*. Pada bulan Desember 2017 *suction* temperatur di MPC sekitar 66°C dan *discharge* temperatur MPC mencapai 165°C. Tingginya *discharge* temperatur di MPC ini akan membatasi operasional *MP compressor*, karena *alarm high-high* temperatur di *discharge* MPC adalah 170°C. Untuk mengoptimalkan kinerja *MP compressor* tersebut, diperlukan *new cooler* agar dapat menurunkan temperatur *inlet* menjadi 45°C. (Risma, 2019)

Pada umumnya ada 3 cara untuk menurunkan temperatur yaitu dengan *air cooler*, *shell and tube*, dan *refrigerant cooler*. Dari ketiga cara ini belum diketahui mana yang terbaik. Pada penelitian ini diambil *refrigerant cooler* untuk mendinginkan *hydrocarbon gas*. Untuk mendinginkan *hydrocarbon gas* dicari terlebih dahulu seberapa banyak laju kalor yang perlu diserap untuk mencapai set point (45°C), setelah itu ditentukan dimensi *refrigerant cooler* yang sesuai. Alat pendingin ini harus dilengkapi dengan sistem pengendalian temperatur, agar *Tout* pada *refrigerant cooler* dapat terkendali.

Untuk mengetahui kinerja dari sistem pendinginan yang dilengkapi dengan sistem pengendalian temperatur, maka pada penelitian ini akan dilakukan pemodelan matematis *refrigerant cooler* dan sistem pengendali temperaturnya. Model matematis

yang di dapatkan dipergunakan untuk pemrograman simulasi dengan simulink Matlab. Hasil Penelitian ini diharapkan dapat membantu PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED dalam mendapatkan desain *refrigerant cooler* maupun desain sistem pengendalian temperatur pada *refrigerant cooler*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah disebutkan, adapun permasalahan yang diangkat dalam penelitian ini adalah :

- Bagaimana memilih sistem pendingin *hydrocarbon gas* pada *inlet* ke MP *Compressor Suction Scrubber*?
- Bagaimana perancangan sistem pengendalian temperatur pada *refrigerant cooler*?
- Bagaimana analisa kinerja hasil simulasi sistem pengendalian temperatur pada *refrigerant cooler*?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah, maka tujuan penelitian yang ingin dicapai dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- Akan dilakukan pemilihan sistem pendingin *hydrocarbon gas* pada *inlet* ke MP *Compressor Suction Scrubber*.
- Akan dilakukan perancangan sistem pengendalian temperatur pada *refrigerant cooler*.
- Akan dilakukan analisa kinerja hasil simulasi sistem pengendalian temperatur pada *refrigerant cooler*?

1.4 Batasan Masalah

Berdasarkan identifikasi masalah maka batasan masalah dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- Sistem *cooler* yang akan dirancang belum terdapat di PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED.
- Gas yang akan didinginkan adalah gas keluaran hasil separasi.
- Data *properties* gas diperoleh dari PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED
- Desain *cooler* mengadopsi produk yang sudah ada dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi.
- Untuk menjaga stabilitas temperatur *outlet cooler*, maka pada Tugas Akhir ini dilakukan perancangan sistem pengendalian temperatur.
- Untuk menganalisa kinerja sistem pengendalian temperatur, maka dalam Tugas Akhir ini dilakukan simulasi sistem pengendalian temperatur pada *cooler* dengan menggunakan simulink.

1.5 Sistematika Laporan

Laporan tugas akhir ini terdiri dari lima bab dan dilengkapi dengan daftar pustaka. Secara garis besar, sistematika dari penulisan laporan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- **BAB I PENDAHULUAN**
Bab I pendahuluan terdiri dari latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah dan sistematika laporan.
- **BAB II DASAR TEORI**
Pada bab II dasar teori ini dibahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan penelitian yang dilakukan, seperti CPP, Sistem Pendingin *Hydrocarbon Gas*, *Temperature Transmitter*, Sistem Pengendalian Temperatur, dll.
- **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**
Pada bab III ini berisi mengenai rancangan dari penelitian yang dilakukan, metode, dan langkah-langkah dalam penelitian.

- **BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN**

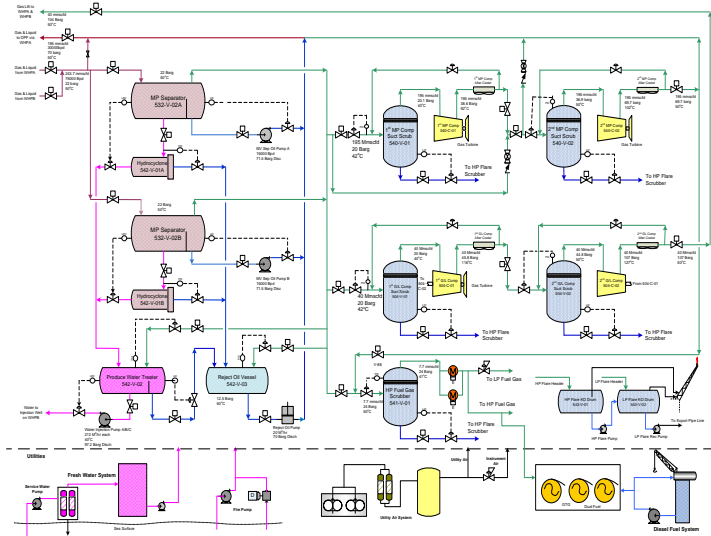
Pada bab IV ini berisi tentang analisa dan pembahasan hasil perancangan sistem pengendalian pada *refrigerant cooler*

- **BAB V KESIMPULAN**

Pada bab V ini diberikan kesimpulan tentang tugas akhir yang telah dilakukan berdasarkan hasil yang diperoleh.

BAB II TEORI PENUNJANG

2.1 Central Processing Platform Unit (CPP Unit)

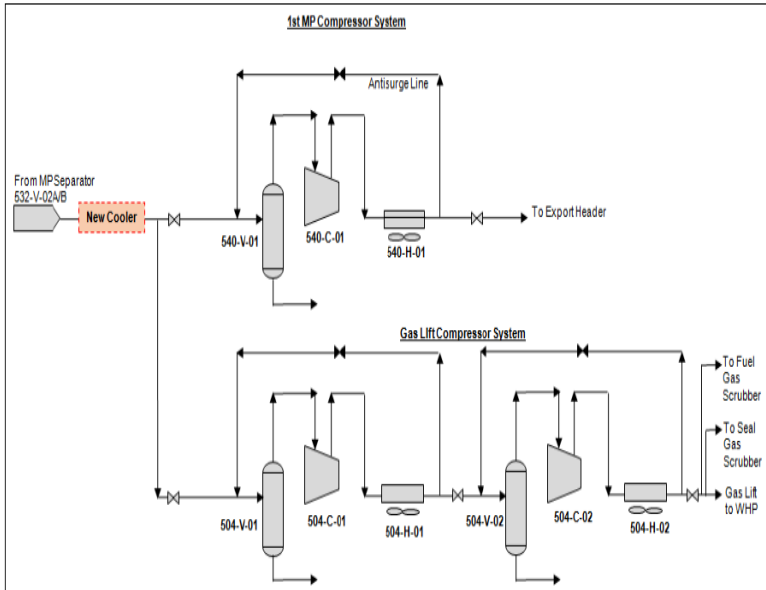


Gambar 2. 1 Central Processing Platform Unit (Risma, 2019)

PT Saka Indonesia Pangkah Limited memiliki 2 fasilitas yaitu *Offshore Production Facility* yang terletak di lepas pantai ujung Pangkah dan *Onshore Processing Facility* yang terletak di Kompleks Industri Maspion Gresik. *Central Processing Platform Unit* (CPP Unit) adalah salah satu proses yang berlangsung di *offshore production facility*. CPP Unit berfungsi untuk melanjutkan proses minyak mentah dari sumur WHP-A dan WHP-B, dari tahun ke tahun panas yang dihasilkan dari pengambilan minyak mentah dari sumur WHP-A dan WHP-B semakin meningkat, dan berdampak pada naiknya temperatur pada *MP Compressor* yang mendekati *alarm high high* sebesar 165°C dan akan menyebabkan sistem mengalami *shutdown*. Oleh karena itu diperlukanlah *new cooler* agar *temperature discharge MP Compressor* lebih rendah agar sistem tidak mengalami *shutdown*.

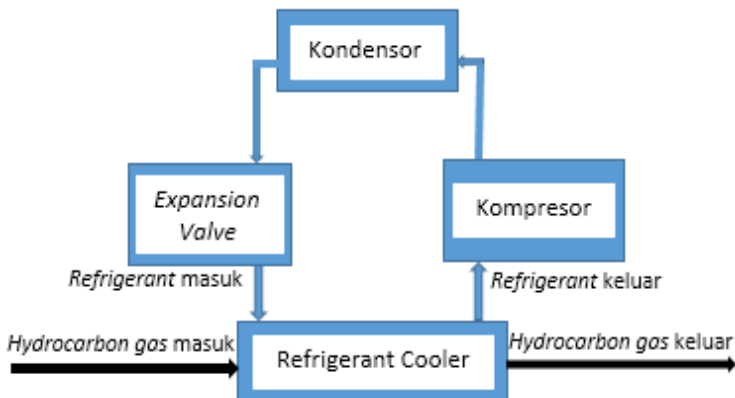
2.2 Sistem Pendinginan *Hydrocarbon Gas* pada *New Cooler*

Berdasarkan permasalahan yang ada pada CPP Unit, diperlukanlah *new cooler* agar sistem tidak mengalami *shutdown* dan tetap terus beroperasi. Adapun rencana pemasangan *new cooler* dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 2. 2 Skema Pemasangan *New Cooler* (Risma, 2019)

New Cooler ini dipasang di antara MP separator dan MP Compressor suction scrubber guna menghindari terjadinya perubahan fasa dari *hydrocarbon gas* menjadi bentuk lain (Yudanto, Study Report For Cooling System at CPP Compressors Inlet, 2019). Sehingga pemasangan *new cooler* pada lokasi ini bertujuan untuk langsung memproses dan mengkondisikan temperature *hydrocarbon gas* yang keluar dari MP separator. Seperti yang telah dijelaskan pada latar belakang bahwa pada dasarnya gas dapat didinginkan dengan beberapa media pendingin salah satunya adalah *refrigerant*. Dan equipment yang cocok digunakan sebagai media pendingin *hydrocarbon gas* dengan *refrigerant* adalah *refrigerant cooler*.



Gambar 2. 3 Prinsip Kerja Refrigerant Cooler package

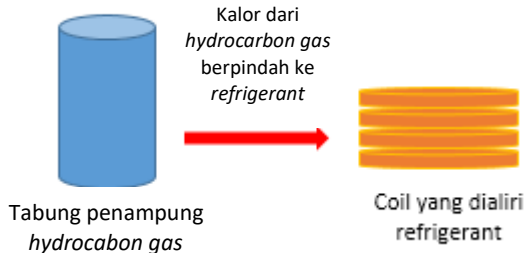
Refrigerant cooler package ini sama seperti media pendingin berbahan *refrigerant* pada umumnya yang terdiri dari *refrigerant cooler*, kompresor, kondenser, dan *expansion valve*.

- *Refrigerant Cooler*



Gambar 2. 4 *Refrigerant Cooler*

Refrigerant Cooler berfungsi untuk menyerap dan mengalirkan kalor dari *hydrocarbon gas* yang bertemperatur lebih tinggi ke *refrigerant* yang bertemperatur lebih rendah, sehingga temperatur *hydrocarbon gas* yang telah melewati *refrigerant cooler* akan menjadi lebih rendah.



Gambar 2. 5 Perpindahan kalor dari *hydrocarbon gas* ke *refrigerant*

Pada fase ini *refrigerant* akan menjadi uap yang akan diserap oleh kompresor. *Refrigerant cooler* pada *refrigerant cooler package* ini mengadopsi sistem dispenser, dimana ada sebuah tabung penampung *hydrocarbon gas* yang dililit dengan *coils* yang berisikan *refrigerant* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5.

Untuk menjadikan *hydrocarbon gas* bertemperatur 45°C , maka harus tahu terlebih dahulu berapakah laju kalor yang harus dilepaskan *hydrocarbon gas*. Besarnya laju kalor yang dilepaskan *hydrocarbon gas* dapat dihitung sebagai berikut (Cengel & Ghajar, 2015):

$$\dot{q}_{\text{gas}} = \dot{m}_h \cdot c_{\text{gas}} \cdot (T_{\text{hi}} - T_{\text{ho}}) \quad (2.1)$$

Keterangan :

\dot{q}_{gas} = laju kalor yang dilepas *hydrocarbon gas* (J/s)

\dot{m}_h = mass flowrate *hydrocarbon gas* (kg/s)

c_{gas} = kalor jenis *hydrocarbon gas* (J/kg $^{\circ}\text{C}$)

T_{hi} = temperatur masuk *hydrocarbon gas* ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ho} = temperatur keluar *hydrocarbon gas* ($^{\circ}\text{C}$)

Sedangkan media yang berperan untuk menyerap kalor *hydrocarbon gas* adalah *refrigerant*. Agar dapat menyerap kalor *hydrocarbon gas* untuk mencapai 45°C , diperlukan *mass flowrate*

refrigerant yang dapat dihitung dengan persamaan kesetimbangan energi berikut (Moran & Shapiro, 2006):

$$\frac{\text{Kalor yang dilepas gas}}{\text{waktu}} = \frac{\text{Kalor yang diserap refrigerant}}{\text{waktu}} \quad (2.2)$$

$$\dot{q}_{\text{gas}} = \dot{q}_{\text{refrigerant}} \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_h \cdot c_{\text{gas}} \cdot (T_{\text{hi}} - T_{\text{ho}}) = \dot{m}_c \cdot h_{\text{refrigerant}} \quad (2.4)$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_h \cdot c_{\text{gas}} \cdot (T_{\text{hi}} - T_{\text{ho}})}{h_{\text{refrigerant}}} \quad (2.5)$$

Keterangan :

\dot{q}_{gas} = laju kalor yang dilepas *hydrocarbon gas* (J/s)

\dot{m}_c = *mass flowrate refrigerant* (kg/s)

$h_{\text{refrigerant}}$ = entalpi yang diserap *refrigerant* (J/kg)

Dan untuk mengetahui pengaruh *mass flowrate refrigerant* terhadap temperatur keluaran *hydrocarbon gas*, dapat dihitung berdasarkan persamaan kesetimbangan energi berikut (Moran & Shapiro, 2006):

$$\frac{\text{Kalor yang dilepas gas}}{\text{waktu}} = \frac{\text{Kalor yang diserap refrigerant}}{\text{waktu}} \quad (2.2)$$

$$\dot{q}_{\text{gas}} = \dot{q}_{\text{refrigerant}} \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_h \cdot c_{\text{gas}} \cdot (T_{\text{hi}} - T_{\text{ho}}) = \dot{m}_c \cdot h_{\text{refrigerant}} \quad (2.4)$$

$$T_{\text{ho}} = T_{\text{hi}} - \frac{\dot{m}_c \cdot h_{\text{refrigerant}}}{\dot{m}_h \cdot c_{\text{gas}}} \quad (2.6)$$

Setelah itu untuk memilih *refrigerant cooler* sesuai yang diinginkan, harus diketahui terlebih dahulu laju kalor yang perlu dilepaskan *hydrocarbon gas* untuk memiliki temperatur yang diinginkan (45°C) dengan persamaan 2.1.

Kemudian dihitung perbedaan temperatur pada pada tabung penampung *hydrocarbon gas* dan *coils* yang berisikan *refrigerant*, dimana temperatur pada dinding tabung penampung *hydrocarbon gas* diasumsikan sama dengan temperatur *hydrocarbon gas* dan

temperatur pada *coils* diasumsikan sama dengan temperatur *refrigerant*. Berikut persamaan perbedaan temperatur dari tabung dan *coils* (Geankoplis, 1993):

$$\Delta T = T_{\text{tabung}} - T_{\text{coils}} \quad (2.7)$$

Keterangan :

ΔT = perbedaan temperatur pada tabung penampung

hydrocarbon gas dan *coils* berisikan *refrigerant* (°C)

T_{tabung} = Temperatur tabung penampung *hydrocarbon gas* (°C)

T_{coils} = Temperatur *coils* berisikan *refrigerant* (°C)

Setelah itu dihitung hambatan perpindahan kalor dari *hydrocarbon gas* ke *refrigerant* dengan persamaan berikut (Geankoplis, 1993) :

$$R = \frac{\Delta T}{q_{\text{gas}}} \quad (2.8)$$

Keterangan :

R = hambatan perpindahan kalor (Ω)

Kemudian dapat dihitung panjang tabung yang diperlukan untuk menampung *hydrocarbon gas* dengan persamaan (Geankoplis, 1993) :

$$A_{\text{Im}} = \frac{\Delta r}{kR} \quad (2.9)$$

$$\frac{A_0 - A_i}{\ln \frac{A_0}{A_i}} = \frac{r_0 - r_i}{kR} \quad (2.10)$$

$$\frac{2\pi r_0 L - 2\pi r_i L}{\ln \frac{2\pi r_0 L}{2\pi r_i L}} = \frac{r_0 - r_i}{kR} \quad (2.11)$$

$$L = \frac{r_0 - r_i}{(2\pi r_0 - 2\pi r_i)kR} \cdot \ln \frac{2\pi r_0}{2\pi r_i} \quad (2.12)$$

Keterangan :

Δr = tebal dinding pemisah *hydrocarbon gas* dan *refrigerant*
(m)

- r_0 = jarak pusat tabung dengan dinding luar tabung (m)
 r_i = jarak pusat tabung dengan dinding dalam tabung (m)
 k = konduktivitas termal dinding pemisah *hydrocarbon gas* dan *refrigerant*(W/m.K)
 A_{lm} = *Log mean area* (m²)
 A_0 = Luas permukaan luar tabung (m²)
 A_i = Luas permukaan dalam tabung (m²)
 L = Panjang tabung penampung *hydrocarbon gas* (m)

- Kompresor



Gambar 2. 6 Kompresor (alibaba, 2019)

Fungsi dari kompresor adalah menghisap *refrigerant* dari *refrigerant cooler* yang bertekanan rendah dan mengalirkannya ke kondenser dengan tekanan dan temperatur yang lebih tinggi. Semakin tinggi tekanan yang dihasilkan maka temperatur akan semakin tinggi pula.

- Kondensor



Gambar 2. 7 Kondensor (Rehberiniz, 2019)

Kondensor merupakan komponen refrigerasi yang berfungsi untuk mengondensasi *refrigerant* berupa gas dengan temperatur tinggi ke lingkungan sekitarnya yang bertemperatur lebih rendah sehingga *refrigerant* menjadi cair dan mengalir nya ke *expansion valve*.

- *Expansion Valve*



Gambar 2. 8 *Expansion Valve* (Ajiwiguna, 2019)

Expansion Valve adalah komponen yang berfungsi untuk mengatur *mass flowrate refrigerant* dari kondensor agar *hydrocarbon gas* mencapai temperatur yang diinginkan (45°C).^[5] Apabila temperatur keluaran *hydrocarbon gas* belum mencapai 45°C , *expansion valve* akan memperbesar atau memperkecil bukaan untuk mengalirkan *refrigerant* agar dapat menyerap kalor dari *hydrocarbon gas* sehingga temperatur *hydrocarbon gas*

menjadi 45°C. Adapun *expansion valve* yang dipilih memiliki fungsi alih:

$$\frac{M(s)}{I(s)} = \frac{G}{\tau s + 1} \quad (2.13)$$

Keterangan :

$G = \text{Gain}$

$\tau = \text{time constant (s)}$

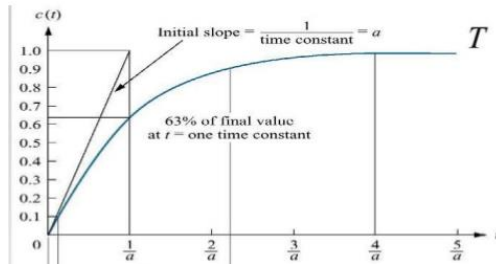
$M(s) = \text{mass flowrate refrigerant (kg/s)}$

$I(s) = \text{arus (mA)}$

Dengan *Gain* adalah sebagai berikut :

$$G = \frac{\Delta \text{Output}}{\Delta \text{Input}} \quad (2.14)$$

Gain di dapatkan dari gradien antara *span output* (mass flowrate) dibagi dengan *span input* (arus). Dan *time constant* di dapatkan dari *datasheet expansion valve*. *Time constant* adalah waktu yang dibutuhkan *output* sebuah sistem untuk mencapai 63% dari keadaan *steady state* jika diberi sinyal uji step. Berdasarkan persamaan 2.13, persamaan fungsi alih tersebut termasuk persamaan orde 1 yang memiliki grafik eksponensial jika diberi sinyal uji step seperti gambar berikut:



Gambar 2. 9 Grafik respon orde 1 (Istiqphara, 2019)

Nilai *output* dari *expansion valve* dapat divalidasi dengan perhitungan interpolasi linier sebagai berikut :

$$\frac{\dot{m}_a - \dot{m}_b}{I_a - I_b} = \frac{\dot{m} - \dot{m}_b}{I - I_b} \quad (2.15)$$

Keterangan :

I = sinyal *input* yang diberikan (mA)

I_a = *maximum input arus expansion valve* (mA)

I_b = *minimum input arus expansion valve* (mA)

\dot{m} = *keluaran mass flowrate yang dihasilkan* ($\frac{kg}{s}$)

\dot{m}_a = *maximum input mass flowrate refrigerant dari expansion valve* ($\frac{kg}{s}$)

\dot{m}_b = *minimum output mass flowrate refrigerant dari expansion valve* ($\frac{kg}{s}$)

2.3 Temperature Transmitter



Gambar 2. 10 Sensor RTD (Automation Technologies Online, n.d.)

Temperature Transmitter adalah suatu alat yang digunakan untuk mengirim sinyal hasil sensing dari sensor temperatur ke *temperature indicator*.

Pada penelitian ini dipergunakan sensor temperatur RTD. RTD (*Resistance Temperature Detector*) adalah sebuah alat untuk mengukur temperatur *hydrocarbon gas* yang dipergunakan oleh PT PGN SAKA.

Fungsi alih yang dimiliki Sensor RTD adalah sebagai berikut :

$$\frac{I(s)}{T(s)} = \frac{G}{\tau s + 1} \quad (2.16)$$

Dengan *Gain* adalah sebagai berikut :

$$G = \frac{\Delta \text{Output}}{\Delta \text{Input}} \quad (2.14)$$

Keterangan :

G = *Gain* Sensor RTD

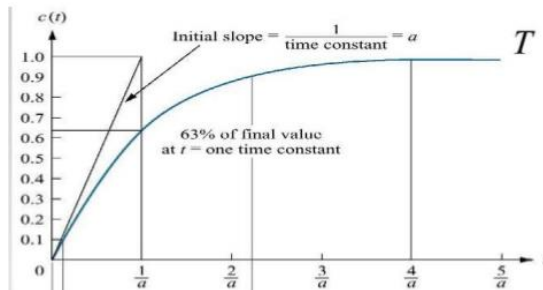
ΔOutput = $I_{\text{Maksimum}} - I_{\text{minimum}}$ (4-20 mA)

ΔInput = $T_{\text{maksimum}} - T_{\text{minimum}}$ (°C)

τ = *Time Constant* (s)

Gain di dapatkan dari gradien antara span *output* (arus) dibagi dengan span *input* (temperatur). Dan *time constant* di dapatkan dari *datasheet* sensor RTD.

Berdasarkan persamaan 2.16, persamaan fungsi alih tersebut termasuk persamaan orde 1 yang memiliki grafik eksponensial jika diberi sinyal uji step seperti gambar berikut:



Gambar 2.9 Grafik respon orde 1 (Istiqphara, 2019)

Nilai *output* dari *sensor RTD* dapat divalidasi dengan perhitungan interpolasi linier sebagai berikut :

$$\frac{I_a - I_b}{T_a - T_b} = \frac{I - I_b}{T - T_b} \quad (2.17)$$

Keterangan :

T = *input temperature* yang diberikan ($^{\circ}\text{C}$)

T_a = *maximum temperature* TT ($^{\circ}\text{C}$)

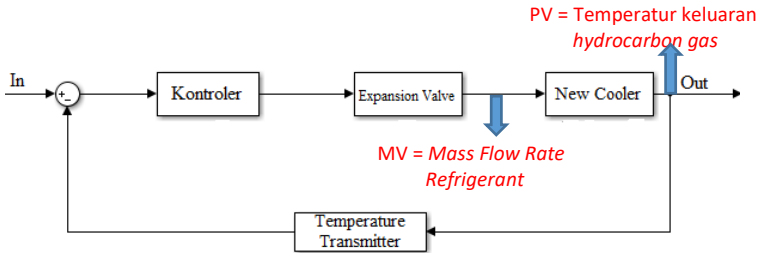
T_b = *minimum temperature* TT ($^{\circ}\text{C}$)

I = *output* arus yang dihasilkan (mA)

I_a = *maximum* arus TT (mA)

I_b = *minimum* arus TT (mA)

2.4 Sistem Pengendalian Temperatur pada *Refrigerant Cooler*

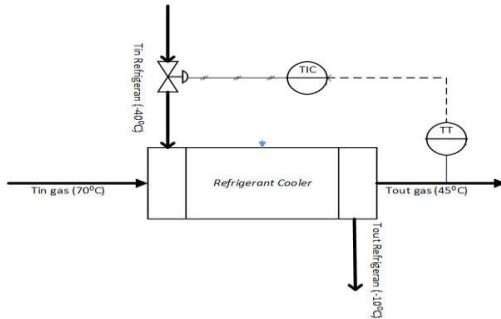


Gambar 2. 11 Skema sistem pengendalian temperatur

Temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dari separator fluktuatif, oleh karena itu diperlukan sistem pengendalian temperatur pada *refrigerant cooler* agar temperatur yang masuk ke MP *Compressor Suction Scrubber* mencapai 45°C. Pada penelitian ini penentuan nilai pengendali dilakukan dengan cara kurva reaksi.

Sistem pengendalian merupakan sekumpulan elemen beserta *plant* yang saling terhubung dan dirancang untuk mendapatkan *output* yang diinginkan berdasarkan *input* yang diberikan. Terdapat beberapa macam sistem pengendalian, salah satunya adalah *Feedback Control*. *Feedback Control* merupakan suatu sistem yang menjaga suatu nilai *output* yang telah ditetapkan oleh *user* yang disebut sebagai *set point*, kemudian akan dibandingkan dengan nilai pengukuran dari sensor terhadap *plant*, yang mana selisih atau *error* tersebut akan digunakan sebagai referensi kontrol oleh kontroler (Ogata, 2004). Karena temperatur adalah variabel yang lambat, maka dalam penelitian ini digunakan pengendali P dan PI. Pengendali akan mengatur bukaan *expansion valve* berdasarkan sinyal dari *temperature transmitter* yang diperoleh untuk memanipulasi *mass flowrate refrigerant* yang dibutuhkan

untuk menurunkan temperatur gas menjadi 45°C yang dapat dilihat pada gambar 2.12



Gambar 2. 12 P&ID Refrigerant cooler

Pada gambar 2.12, *temperature transmitter* akan mengukur temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler* dan akan mengirimkan pada kontroler untuk mengetahui temperatur *hydrocarbon gas* sudah mencapai 45°C atau belum. Jika belum mencapai 45°C , kontroler akan membandingkan nilai *error* dari pengukuran dan *setpoint*. Setelah membandingkan nilai *error*, kontroler akan mengatur bukaan *expansion valve* agar mencapai *setpoint* yang diinginkan.

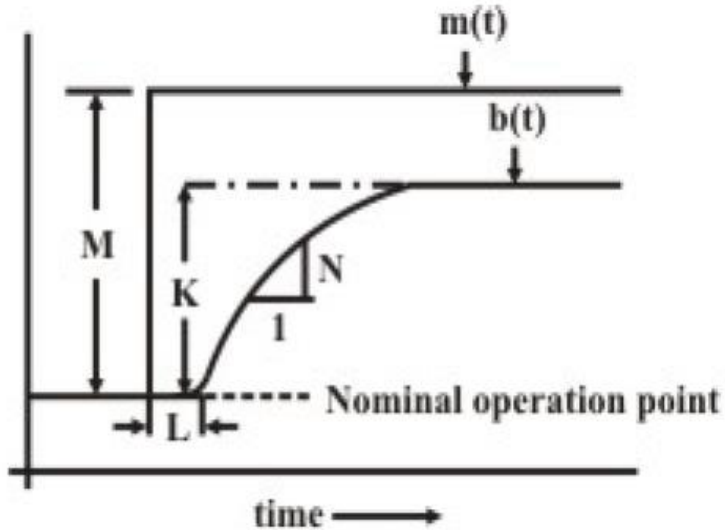
Untuk mengetahui sistem pengendali bekerja dengan baik atau tidak, dapat diketahui dari beberapa nilai parameter yaitu *maximum overshoot*, *settling time*:

- *Maximum overshoot* adalah nilai puncak tertinggi terhadap nilai yang diinginkan.
- *Settling time* adalah waktu yang dibutuhkan respon sistem untuk mencapai $\pm 5\%$ atau $\pm 2\%$ dari nilai akhir.
- *Error steady state* adalah nilai *error* ketika sistem sudah *steady* namun belum mencapai *set point*

2.5 Tuning dengan Metode Kurva Reaksi

Tuning metode Kurva Reaksi adalah suatu metode *tuning* yang menggunakan pengamatan kurva reaksi respon dinamik yang

dihasilkan oleh *plant* ketika diberi sinyal uji berupa sinyal step (Coughanowr, 1991). Sehingga dari pengamatan kurva reaksi respon dinamik tersebut, akan dianalisa beberapa parameter sebagai berikut :



Gambar 2.13 Beberapa Parameter Metode Kurva Reaksi(Coughanowr, 1991)

Dari gambar 2.13 diatas, M , L dan K harus diukur secara manual dengan cara mengamati dengan teliti pada kurva reaksi. Berikut adalah penjelasan dari parameter yang akan digunakan *tuning* :

- N : Slope
- T : K/N
- R : L/T (Rasio Lag)

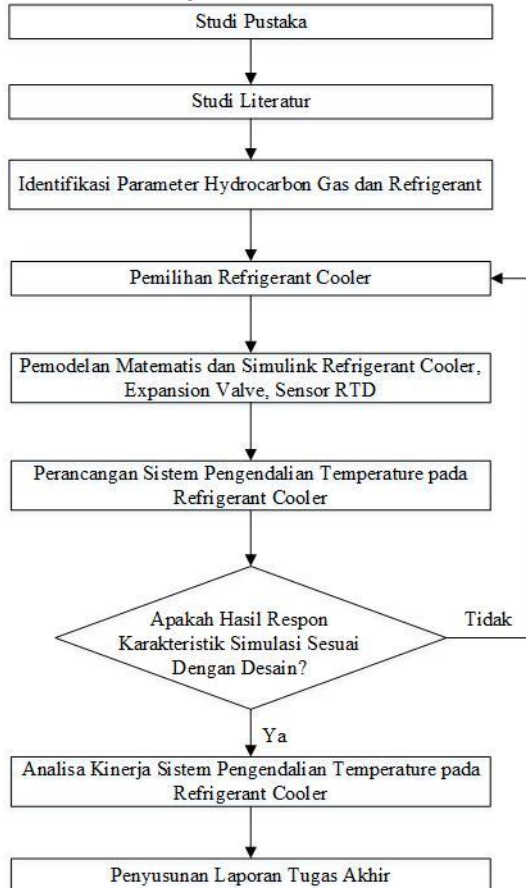
Untuk menentukan nilai pengendali P dan PI , dapat dihitung dengan cara seperti pada tabel 2.1. Setelah mendapatkan nilai pengendali P dan PI , kemudian ditentukan pengendali yang paling baik untuk mengendalikan temperatur *hydrocarbon gas* . :

Tabel 2. 1 Perhitungan nilai pengendali P, dan PI (Coughanowr, 1991)

Pengendali	Kp	Ti	Td
P	$= \frac{M}{NL} \left(1 + \frac{R}{3} \right)$	—	—
PI	$= \frac{M}{NL} \left(\frac{9}{10} + \frac{R}{12} \right)$	$= L \left(\frac{30+3R}{9+20R} \right)$	—

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

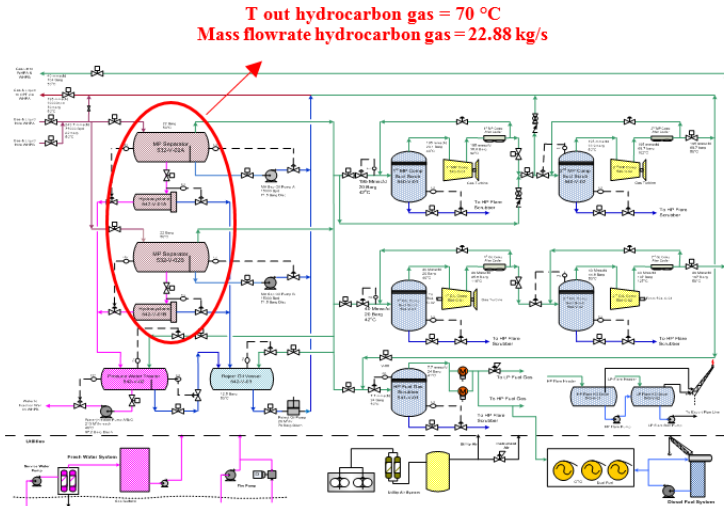
Berikut adalah Diagram Alir dari Penelitian



Gambar 3. 1 Diagram Alir

Berdasarkan diagram alir pada gambar 3.1, tahapan-tahapan pelaksanaan penelitian ini adalah sebagai berikut:

3.1 Identifikasi Parameter *Hydrocarbon Gas* dan *Refrigerant*



Gambar 3. 2 *Central Processing Platform Unit* (Risma, 2019)

Pada *MP Compressor Suction Scrubber* temperatur *hydrocarbon gas* berkisar antara 62°C – 70°C , sedangkan temperatur yang diinginkan sebesar 45°C . Maka *hydrocarbon gas* perlu didinginkan agar dapat mencapai 45°C . Berdasarkan studi literatur pada bab 2, parameter yang diperlukan agar dapat menurunkan temperatur gas menjadi 45°C adalah sebagai berikut :

- *Mass flowrate hydrocarbon gas inlet MP Compressor Suction Scrubber*
- *Kalor jenis hydrocarbon gas inlet MP Compressor Suction Scrubber*
- *Temperature hydrocarbon gas inlet MP Compressor Suction Scrubber*

Identifikasi parameter proses pada *MP Compressor* dilakukan dengan cara mengambil data laboratorium di PT. SAKA

INDONESIA PANGKAH LIMITED. Berikut adalah data beberapa parameter proses yang didapatkan dari laboratorium di PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED.

Tabel 3. 1 Data Parameter Proses pada CPP Unit (Risma, 2019)

Parameter		Current Condition
<i>Inlet MP Compressor Suction Scrubber</i>	Temperature	(62 – 70) °C
	Mass Flow Rate	22,88 (kg/s)
	Kalor jenis	2210 (J/kg.°C)

Diidentifikasi juga variabel yang dikontrol dan dimanipulasi. Variabel yang perlu dikontrol adalah temperatur keluaran *hydrocarbon gas*, dan variabel yang dimanipulasi adalah *refrigerant*. Adapun *refrigerant* yang dipilih adalah R134A. Berikut adalah parameter dari *refrigerant* R134A:

Tabel 3. 2 Data Parameter *Refrigerant* R134A (ASHARE, 2009)

Parameter	Nilai
Temperatur <i>refrigerant</i> masuk <i>refrigerant cooler</i>	-40 °C
Temperature <i>refrigerant</i> keluar dari <i>refrigerant cooler</i>	-10°C
Entalpi	244520 J/Kg

Untuk menjaga temperatur keluaran gas pada rentang yang dapat ditoleransi, diperlukan manipulasi bukaan *expansion valve* tempat keluarnya *mass flowrate refrigerant* dengan cara mengukur temperatur keluaran *refrigerant cooler* dengan sebuah sensor, dan sensor tersebut akan mengirim sinyal pada *temperature control*

(TIC) untuk mengatur besarnya bukaan *expansion valve* yang dapat dilihat pada gambar 2.12.

3.2 Pemilihan dan Pemodelan *Refrigerant cooler* bermedia *Refrigerant*

Pada penelitian ini dipilih *new cooler* yang mengadopsi sitem pada dispenser, dimana ada *equipment* bernama *refrigerant cooler* berbentuk tabung yang berisi *hydrocarbon gas* dan ada *coils* yang berisi *refrigerant* untuk mengambil kalor dari *hydrocarbon gas* agar memiliki temperature sebesar 45°C.

Ukuran dimensi *refrigerant cooler* yang diperlukan dapat ditentukan dengan persamaan 2.1, 2.7 – 2.12. Berdasarkan data pada tabel 3.1 diketahui temperature, *mass flowrate*, dan kalor jenis *hydrocarbon gas* berturut-turut sebesar 62°C - 70°C, 22,88 (kg/s), 2210 (J/kg.°C). Pada penelitian ini dipakai temperatur yang paling tinggi yaitu sebesar 70°C dengan temperatur keluaran gas dari *refrigerant cooler* yang diinginkan sebesar 45°C didapatkan (Cengel & Ghajar, 2015):

$$\dot{q}_{\text{gas}} = \dot{m}_h \cdot c_{\text{gas}} \cdot (T_{\text{hi}} - T_{\text{ho}}) \quad (3.1)$$

$$\dot{q}_{\text{gas}} = 22,88 \cdot 2210 (70 - 45)$$

$$\dot{q}_{\text{gas}} = 1264120 \text{ J/s} \quad (3.2)$$

Kemudian dihitung perbedaan temperatur pada tabung penampung *hydrocarbon gas* dan *coils* yang berisikan *refrigerant*, dimana temperatur pada dinding tabung penampung *hydrocarbon gas* diasumsikan sama dengan temperatur *hydrocarbon gas* sebesar 70°C dan temperatur pada *coils* diasumsikan sama dengan temperatur *refrigerant* sebesar -40°C. Berikut perhitungan perbedaan temperatur dari tabung dan *coils* (Geankoplis, 1993) :

$$\Delta T = T_{\text{tabung}} - T_{\text{coils}} \quad (3.3)$$

$$\Delta T = 70 - (-40)$$

$$\Delta T = 110^\circ\text{C} \quad (3.4)$$

Setelah itu dihitung hambatan perpindahan kalor dari *hydrocarbon gas* ke *refrigerant* sebagai berikut (Geankoplis, 1993) :

$$R = \frac{\Delta T}{\dot{q}_{\text{gas}}} \quad (3.5)$$

$$R = \frac{110}{1264120}$$

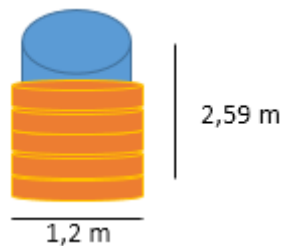
$$R = 0,000087 \, \Omega \quad (3.6)$$

Kemudian dapat dihitung panjang tabung yang diperlukan untuk menampung *hydrocarbon gas* dengan $r_o = 0,635$ m, $r_i = 0,6$ m, konduktivitas termal dinding tabung $k = 40$ J/m.s.°C, sehingga diperoleh panjang tabung sebagai berikut (Geankoplis, 1993) :

$$L = \frac{r_o - r_i}{(2\pi r_o - 2\pi r_i)kR} \cdot \ln \frac{r_o}{r_i} \quad (3.7)$$

$$L = \frac{0,635 - 0,6}{(2,3,14,0,635 - 2,3,14,0,6)40,0,000087} \cdot \ln \frac{0,635}{0,6}$$

$$L = 2,59 \text{ m} \quad (3.8)$$



Gambar 3. 3 Dimensi *refrigerant cooler*

Agar dapat menyerap kalor *hydrocarbon gas* untuk mencapai 45°C, diperlukan *mass flowrate refrigerant* yang mencukupi, dan *refrigerant* yang paling baik untuk mendinginkan *hydrocarbon gas* adalah *refrigerant* R134A yang bekerja pada temperatur -40°C – (-10°C) dengan nilai entalpi yang mampu diserap sebesar 244520 J/kg (ASHARE, 2009), sehingga *mass flowrate refrigerant* dapat dihitung dengan persamaan 2.5 :

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_h \cdot c_{gas} \cdot (T_{hi} - T_{ho})}{h_{refrigerant}} \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_c = \frac{22,88 \cdot 2210 \cdot (70 - 45)}{244520} \quad (3.10)$$

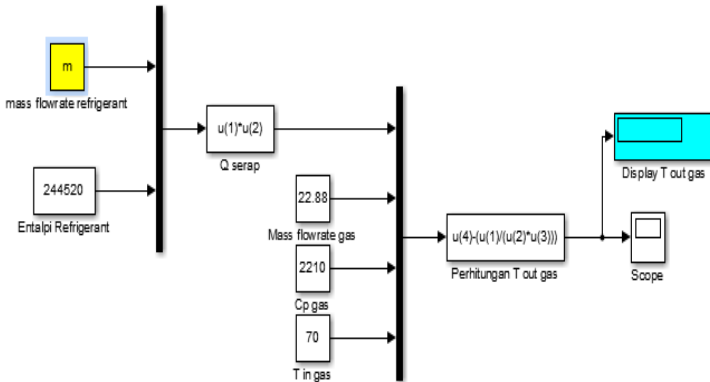
$$\dot{m}_c = 5,17 \text{ kg/}$$

Untuk mengetahui pengaruh banyaknya *mass flowrate refrigerant* terhadap temperatur keluaran *hydrocarbon gas*, dapat dihitung dengan persamaan 2.6 :

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{\dot{m}_c \cdot h_{refrigerant}}{\dot{m}_h \cdot c_{gas}} \quad (3.11)$$

$$T_{ho} = 70 - \frac{\dot{m}_c \cdot 244520}{22,88 \cdot 2210} \quad (3.12)$$

Dari pemodelan matematis 3.12 kemudian dibuat model simulink pada matlab sebagai berikut:



Gambar 3. 4 Model Simulink Hasil T_{ho} *Hydrocarbon Gas* Terhadap Pengaruh Banyaknya *Mass Flowrate Refrigerant*

3.3 Pemodelan *expansion valve*

Untuk mengatur *mass flowrate refrigerant*, diperlukan sebuah *equipment* yaitu *expansion valve*. Pada penelitian ini digunakan *mass flowrate refrigerant* sebesar (0 – 5,2) kg/s. Berdasarkan literatur , diperoleh *datasheet expansion valve* sebagai berikut:

Tabel 3. 3 Datasheet Expansion Valve

<i>Range Input</i>	4-20 mA
<i>Respon Time</i>	4 s

Berdasarkan persamaan 2.13 dan data diatas didapatkan fungsi alih *expansion valve* sebagai berikut :

$$\frac{m(s)}{I(s)} = \frac{0,325}{4s+1} \quad (3.16)$$

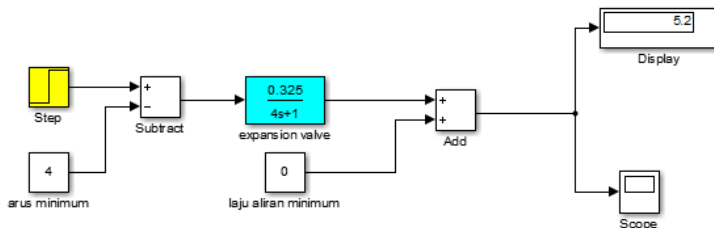
Setelah mendapatkan fungsi alih *expansion valve*, hasil keluaran *mass flowrate* dari *expansion valve* dengan *input* arus sebesar 20 mA dapat dihitung berdasarkan persamaan 2.15 berikut:

$$\frac{\dot{m}_a - \dot{m}_b}{I_a - I_b} = \frac{\dot{m} - \dot{m}_b}{I - I_b} \quad (3.17)$$

$$\frac{5,2 - 0}{20 - 4} = \frac{\dot{m} - 0}{20 - 4}$$

$$\dot{m} = 5,2 \text{ kg/s} \quad (3.18)$$

Dari pemodelan matematis 3.17 kemudian dibuat model simulink pada matlab dengan memberi sinyal uji step sebesar 20 mA sebagai berikut :

**Gambar 3. 5** Model Simulink *expansion valve*

3.4 Pemodelan Sensor RTD

Untuk mengetahui temperatur keluaran gas sudah mencapai set point (45°C) atau belum, diperlukanlah sebuah sensor

temperatur. Berdasarkan data dari PT PGN SAKA, sensor yang digunakan adalah sensor RTD dengan datasheet sebagai berikut :

Tabel 3. 4 Datasheet Sensor RTD

<i>Range Input</i>	-50°C - 450°C
<i>Range Output</i>	4 – 20 mA
<i>Respon Time</i>	0,5 s

Berdasarkan persamaan (2.16) dan data pada tabel 3.4 didapatkan fungsi alih sensor RTD sebagai berikut:

$$\frac{I(s)}{T(s)} = \frac{0,032}{0,5s+1} \quad (3.19)$$

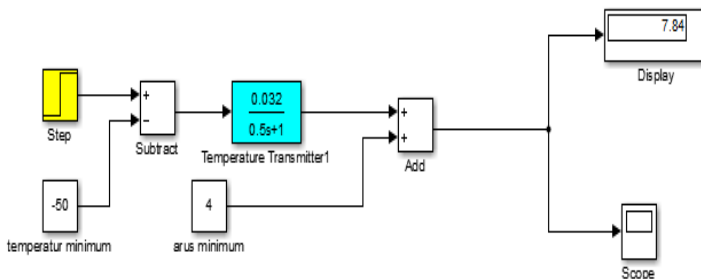
Setelah mendapatkan fungsi alih sensor RTD, hasil keluaran arus dari sensor RTD dengan *input* temperatur sebesar 70°C dapat dihitung berdasarkan persamaan 2.17 sebagai berikut:

$$\frac{I_a - I_b}{T_a - T_b} = \frac{I - I_b}{T - T_b} \quad (3.20)$$

$$\frac{20 - 4}{450 - (-50)} = \frac{I - 4}{70 - (-50)}$$

$$I = 7,84 \text{ mA} \quad (3.21)$$

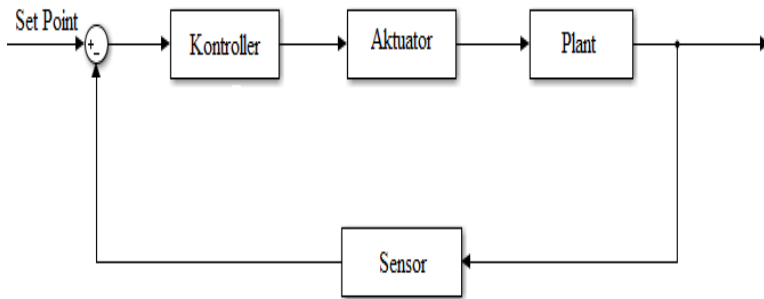
Dari pemodelan matematis 3.20 kemudian dibuat model simulink pada matlab dengan memberikan sinyal uji step sebesar 70°C sebagai berikut:



Gambar 3. 6 Model Simulink Sensor RTD

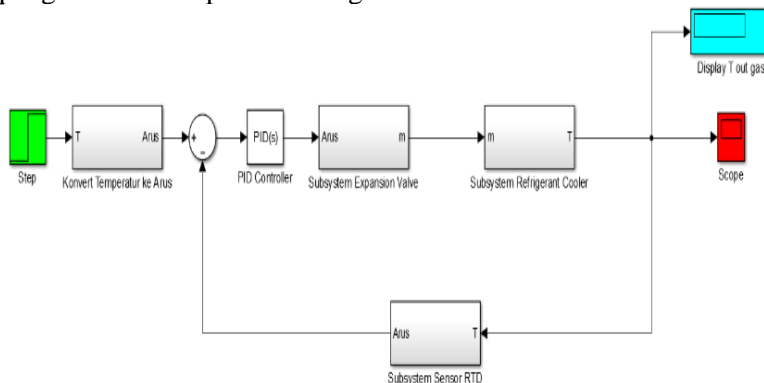
3.5 Perancangan Sistem Pengendalian Temperatur pada *Refrigerant Cooler*

Perancangan sistem pengendalian temperatur digunakan untuk mengendalikan temperatur keluaran agar sesuai yang diinginkan. Setelah mendapatkan model sensor, *expansion valve*, dan refrigerant cooler, maka dibuatlah perancangan sistem pengendalian temperatur. Sistem pengendalinya berupa *feedback control* sebagai berikut:



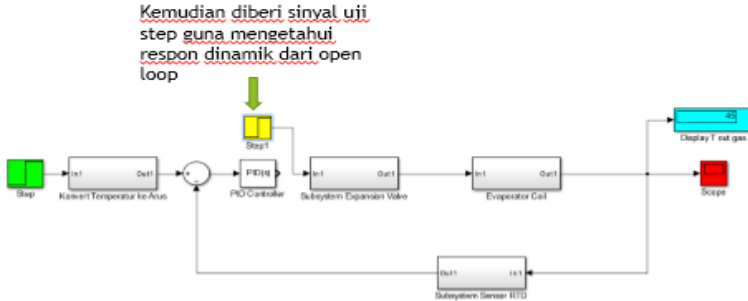
Gambar 3. 7 Perancangan Sistem Pengendalian

Setelah mendapatkan hasil dari pemodelan berdasarkan gambar 3.4 – 3.6, maka dapat disimulasikan menjadi satu sistem pengendalian temperatur sebagai berikut :



Gambar 3. 8 Simulasi Sistem Pengendalian di Simulink

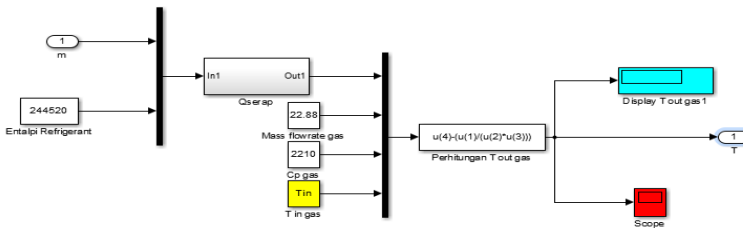
Metode pengendali yang dipergunakan adalah kurva reaksi dengan membandingkan nilai pengendali P dan PI yang paling baik untuk mengendalikan temperatur keluaran *hydrocarbon gas* mencapai 45°C. Menentukan nilai pengendali P dan PI pada metode kurva reaksi, dilakukan dengan cara melakukan uji open loop dan memberi sinyal uji step seperti gambar berikut :



Gambar 3. 9 Uji open loop dengan memberi sinyal uji step

Setelah melakukan uji *open loop*, akan didapatkan gambar kurva reaksi pada bab 4, kemudian dicari nilai pengendali P, dan PI dengan persamaan pada tabel 2.1.

Untuk mengetahui bagaimana respon sistem pengendali terhadap perubahan *input* temperatur *hydrocarbon gas*, maka dibuatlah variasi *input* temperatur *hydrocarbon gas* sebesar 62°C, 65°C, dan 68°C. Kemudian dibuat simulink seperti gambar berikut :



Gambar 3. 10 Simulasi Sistem Pengendalian di Simulink Matlab dengan Variasi Temperatur Masukan *Hydrocarbon Gas*

3.6 Analisa Kinerja

Setelah di dapatkan rancangan sistem pengendalian temperatur, maka dapat analisa kinerja sistem pengendalian temperatur pada *refrigerant cooler*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Hasil Simulasi

Untuk mendapatkan T_{ho} sebesar 45°C , diperlukan manipulasi *mass flowrate refrigerant*. Pada persamaan 3.10 diketahui bahwa *mass flowrate* yang diperlukan untuk menurunkan temperatur *hydrocarbon gas* dari 70°C menjadi 45°C adalah $5,17 \text{ kg/s}$. Sedangkan untuk mengetahui pengaruh *mass flowrate refrigerant* terhadap temperatur keluaran *hydrocarbon gas*, pada penelitian ini dipergunakan *mass flowrate refrigerant* dari $(5 - 5,2) \text{ kg/s}$ dengan selisih *mass flowrate* sebesar $0,01 \text{ kg/s}$. Hasil T_{ho} dapat dihitung dengan persamaan 3.12 berikut :

$$T_{ho} = 70 - \frac{\dot{m}_c \cdot 244520}{22,88 \cdot 2210} \quad (4.1)$$

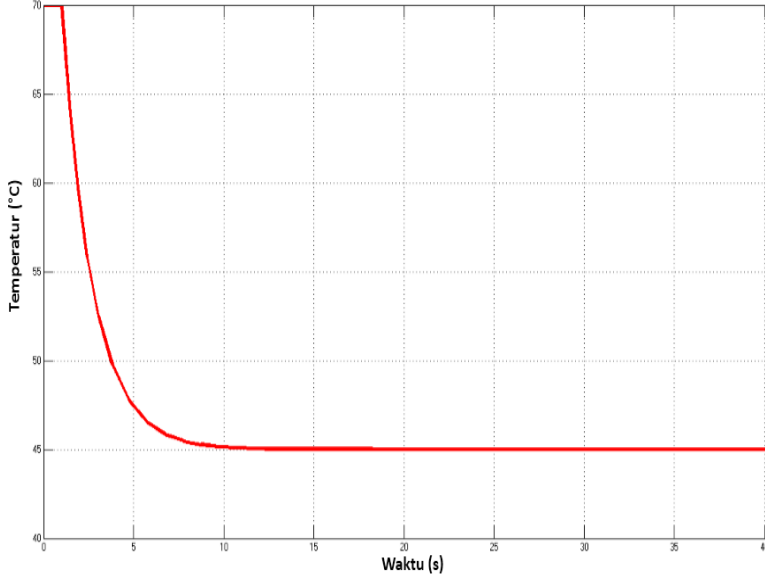
$$T_{ho} = 70 - \frac{\dot{m}_c \cdot 244520}{50,564,8} \quad (4.2)$$

Hasil T_{ho} dari berbagai variasi *mass flowrate refrigerant* dapat dilihat pada tabel 4.1.

Tabel 4. 1 T_{ho} yang dihasilkan dengan variasi *mass flowrate refrigerant*

\dot{m}_c	T_{ho}	\dot{m}_c	T_{ho}
5	45.82112	5.11	45.28919
5.01	45.77277	5.12	45.24083
5.02	45.72441	5.13	45.19247
5.03	45.67605	5.14	45.14412
5.04	45.62769	5.15	45.09576
5.05	45.57934	5.16	45.0474
5.06	45.53098	5.17	44.99904
5.07	45.48262	5.18	44.95069
5.08	45.43426	5.19	44.90233
5.09	45.3859	5.2	44.85397

Berdasarkan tabel 4.1, *mass flowrate refrigerant* yang paling sesuai untuk menurunkan temperatur *hydrocarbon gas* dari 70°C menjadi 45°C yaitu sebesar 5,17 kg/s dengan *error* sebesar 0,002%. Hasil simulasi dari persamaan 3.14 dengan nilai *mass flowrate refrigerant* sebesar 5,17 kg/s dapat dilihat pada gambar 4.1

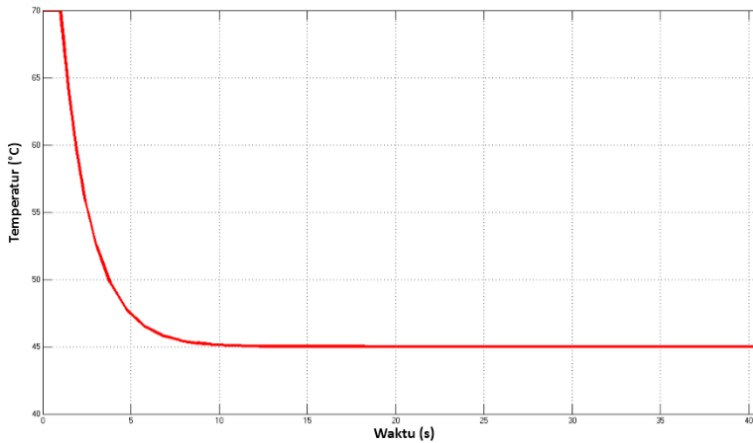


Gambar 4. 1 Grafik hasil simulasi keluaran temperatur *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler* dengan *mass flowrate refrigerant* 5,17 kg/s

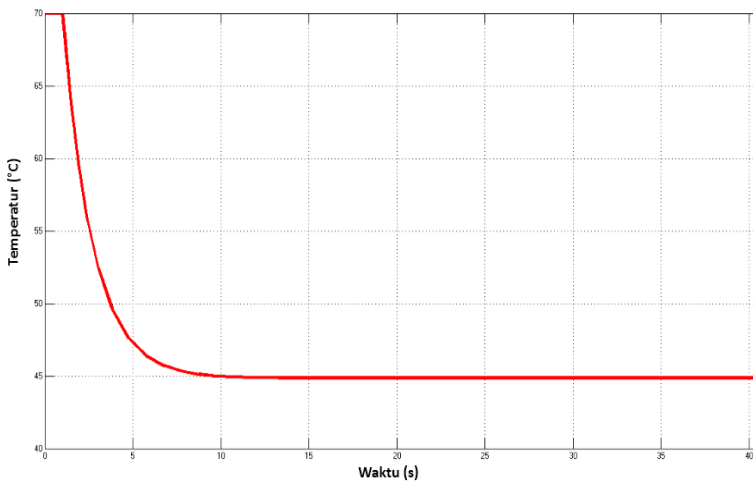
Berdasarkan gambar 4.1 dapat diketahui bahwa dengan *mass flowrate refrigerant* 5,17 kg/s, didapatkan hasil keluaran temperatur *hydrocarbon gas* sebesar 44,999°C. Hasil simulasi ini sama dengan hasil perhitungan manual, berarti pemodelan dari plant(*refrigerant cooler*) sudah benar.

Kemudian dimasukkan nilai *mass flowrate refrigerant* yang berbeda untuk mengetahui pengaruh dari *mass flowrate refrigerant* terhadap temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dengan variasi

mass flowrate refrigerant sebesar (5,12 dan 5,2) kg/s. Dan ketika sudah disimulasikan di dapatkan grafik seperti gambar 4.2 – 4.3



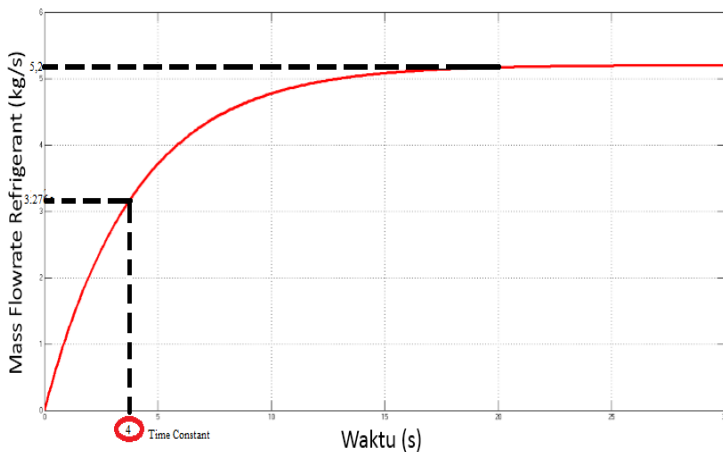
Gambar 4. 2 Grafik hasil simulasi keluaran temperatur *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler* dengan *mass flowrate refrigerant* 5,12 kg/s



Gambar 4. 3 Grafik hasil simulasi keluaran temperatur *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler* dengan *mass flowrate refrigerant* 5,2 kg/s

Berdasarkan gambar 4.2-4.3 dengan *mass flowrate refrigerant* sebesar (5,12 dan 5,2) kg/s masing-masing di dapatkan nilai keluaran temperatur *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler* sebesar 45,24°C, dan 44,85°C. Ini membuktikan bahwa semakin sedikit *mass flowrate refrigerant* dari 5,17 kg/s maka nilai temperatur keluaran *hydrocarbon gas* akan lebih tinggi dari 45°C. Sebaliknya jika semakin banyak *mass flowrate refrigerant* dari 5,17 kg/s, maka nilai temperatur keluaran *hydrocarbon gas* akan lebih rendah dari 45°C.

Setelah mensimulasikan *refrigerant cooler*, langkah selanjutnya adalah mensimulasikan *expansion valve* berdasarkan gambar 3.5, dan didapatkan grafik respon sebagai berikut:

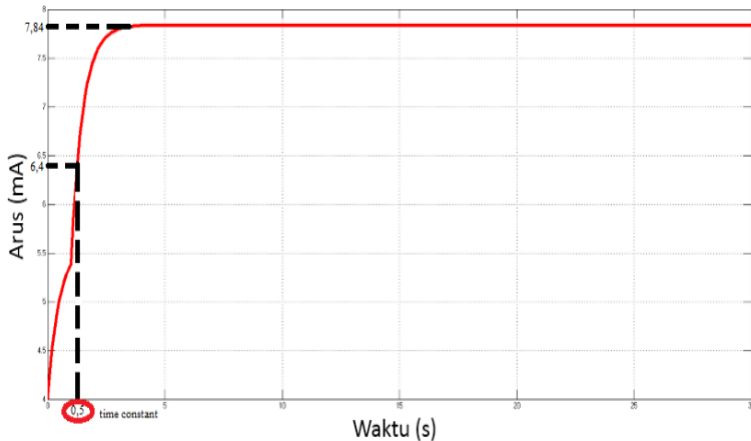


Gambar 4. 4 Grafik respon *expansion valve*

Berdasarkan gambar 4.4 dapat diketahui bahwa *expansion valve* memiliki karakteristik respon kurva orde 1 sesuai gambar 2.9, dimana *expansion valve* memiliki *time constant* 4 s untuk mengalirkan *mass flowrate refrigerant* sebesar 5,2 kg/s. Hasil kurva yang didapatkan sesuai dengan perhitungan manual pada persamaan 3.18, dimana dengan sinyal masukan sebesar 20 mA yang berarti *expansion valve* membuka 100% di dapatkan hasil

keluaran *mass flowrate refrigerant* sebesar 5,2 kg/s. Dengan diperolehnya hasil simulasi dan perhitungan manual yang sama, berarti pemodelan *expansion valve* sudah benar.

Kemudian dilakukan simulasi pada sensor RTD berdasarkan gambar 3.6.

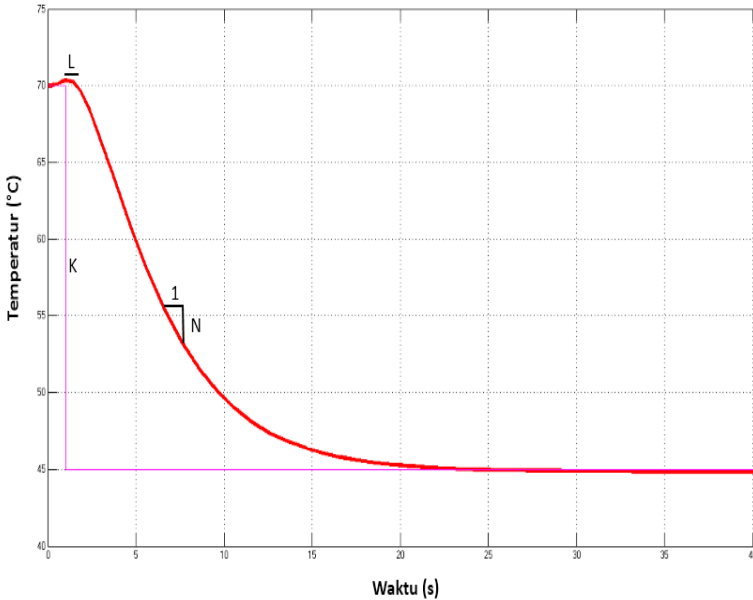


Gambar 4. 5 Grafik respon sensor RTD

Pada gambar 4.5 dapat diketahui bahwa sensor RTD juga memiliki karakteristik respon kurva orde 1 sesuai gambar 2.9, dimana sensor RTD memiliki *time constant* 0,5 s untuk menghasilkan keluaran arus. Hasil kurva yang di dapatkan sesuai dengan perhitungan manual pada persamaan 3.21, dimana dengan masukan temperatur sebesar 70°C dihasilkan keluaran arus sebesar 7,84 mA. Dengan diperoleh hasil simulasi dan hasil perhitungan manual yang sama juga, berarti pemodelan sensor RTD sudah benar.

Setelah mendapatkan pemodelan *refrigerant cooler*, *expansion valve*, dan temperatur yang benar, langkah selanjutnya adalah melakukan perancangan sistem pengendali temperatur agar temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler*

terjaga pada temperatur 45°C. Metode pengendali yang digunakan adalah respon kurva reaksi. Berdasarkan pemberian sinyal uji step pada gambar 3.9, di dapatkan grafik sebagai berikut



Gambar 4. 6 Grafik hasil uji *open loop*

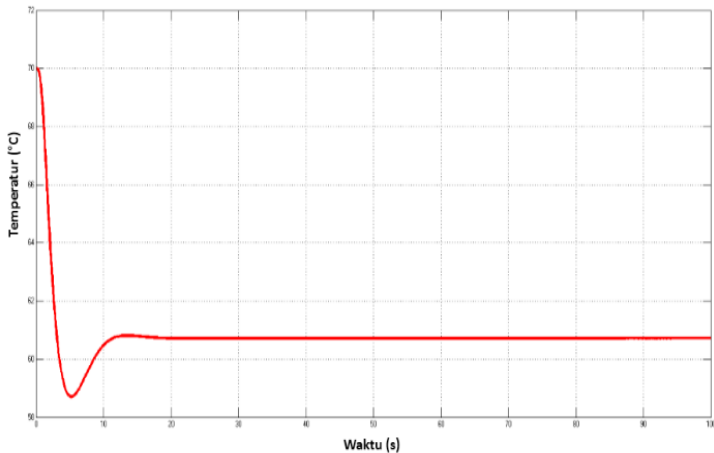
Pada gambar 4.4 di dapatkan nilai $N = 2,15$; $L = 0,6$; $M = 25$ dan $K = 25,15$.

Dengan memasukkan nilai N , L , M dan K pada persamaan tabel 2.1 di dapatkan :

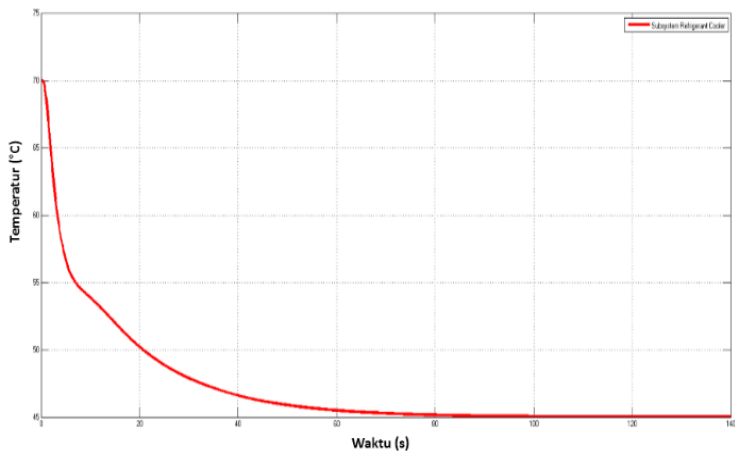
Tabel 4. 2 Nilai Parameter Pengendali P, dan PI

Pengendali	K_p	T_i	T_d
P	-19,7	—	—
PI	-17,5	-1,809	—

Berikut adalah hasil respon sistem ketika diberi pengendali P, dan PI yang dapat dilihat pada gambar 4.7 – 4.8



Gambar 4. 7 Hasil respon sistem ketika diberi pengendali P



Gambar 4. 8 Hasil respon sistem ketika diberi pengendali PI

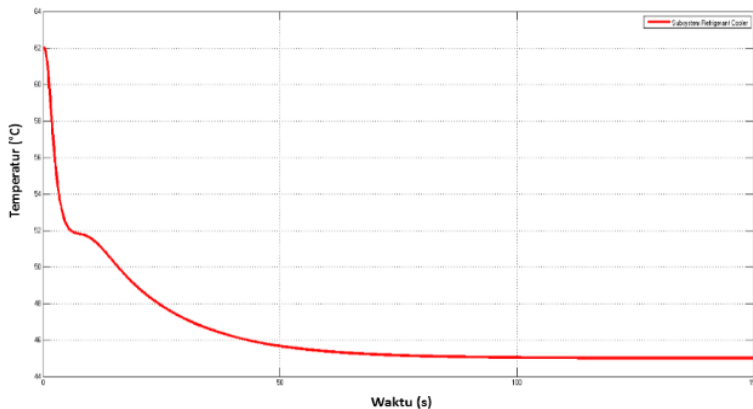
Pada gambar 4.7 diketahui bahwa pengendali P tidak mampu untuk menurunkan temperatur *hydrocarbon gas* menjadi 45°C. Dan pada gambar 4.8 diketahui bahwa pengendali PI mampu menurunkan temperatur *hydrocarbon gas* menjadi 45°C. Parameter dari masing-masing pengendali dapat dilihat pada tabel 3.3

Tabel 4. 3 Nilai Parameter Setiap Pengendali

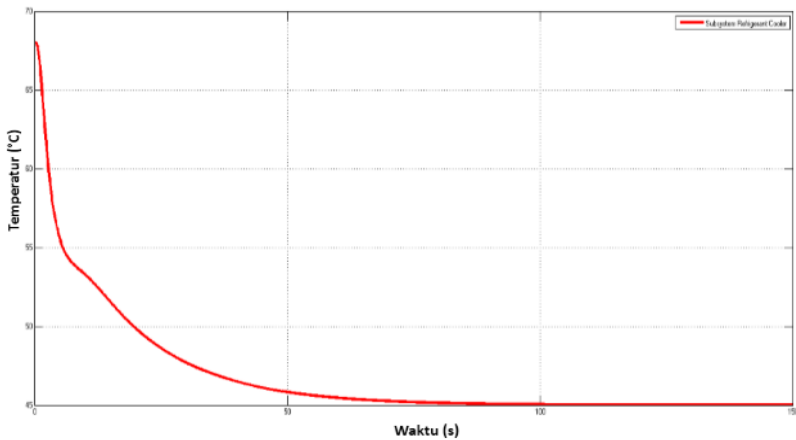
Pengendali	Rise Time	Settling Time	Overshoot
P	4,15 s	11,8 s	4,57%
PI	26,6 s	53,9 s	0%

Dari nilai parameter yang di dapat dari setiap pengendali pada tabel 3.3, diketahui bahwa pengendali PI adalah pengendali yang paling baik untuk pengendalian temperatur *hydrocarbon gas*. Maka pengendali yang dipakai pada penelitian ini adalah pengendali PI.

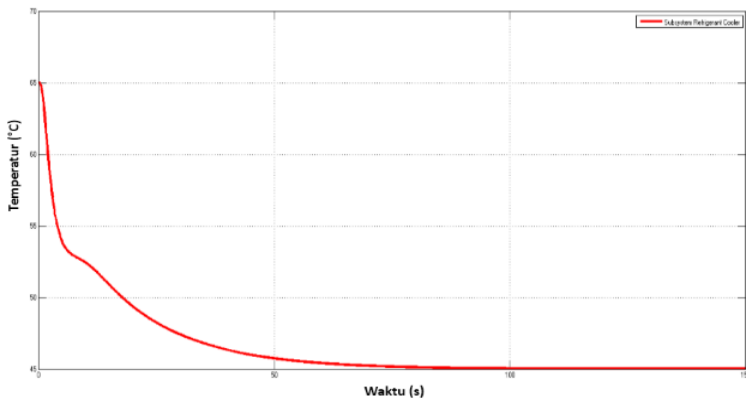
Setelah itu sistem diberi variasi masukan temperatur *hydrocarbon gas* untuk mengetahui bagaimana respon pengendali. Temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dari MP Seperator berada pada rentang 62°C - 70°C. Pada penelitian ini digunakan variasi temperatur sebesar 62°C, 65°C, 68°C. Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 4.10 – 4.12.



Gambar 4. 9 Respon Pengendali dengan temperatur masukan *hydrocarbon gas* sebesar 62°C



Gambar 4. 10 Respon Pengendali dengan temperatur masukan *hydrocarbon gas* sebesar 62°C



Gambar 4. 11 Respon Pengendali dengan temperatur masukan *hydrocarbon gas* sebesar 68°C

Dapat diketahui dari gambar 4.10 – 4.12 bahwa pengendali PI dengan nilai $K_p = -17,5$ dan $T_i = -1,809$ sangat mampu untuk menjaga temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler* sebesar 45°C meskipun temperatur *hydrocarbon gas* yang masuk ke *refrigerant cooler* berubah-ubah.

4.2 Pembahasan

Pada gambar 4.1 diperoleh hasil simulasi dari temperatur *hydrocarbon gas* yang keluar dari *refrigerant cooler* sebesar $44,999^{\circ}\text{C}$. Hasil dari simulink di matlab sama dengan hasil perhitungan manual pada persamaan 3.12 dimana temperatur keluaran *hydrocarbon gas* juga sebesar $44,999^{\circ}\text{C}$ dengan *mass flowrate* sebesar $5,17\text{ kg/s}$. Dengan diperolehnya hasil simulasi dan hasil perhitungan manual yang sama, berarti pemodelan simulink dari *refrigerant cooler* di matlab sudah benar.

Kemudian diberi variasi *mass flowrate refrigerant* guna mengetahui banyaknya *mass flowrate refrigerant* terhadap temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler*. Dengan memberi variasi *mass flowrate refrigerant* sebesar $5,12\text{ kg/s}$ dan $5,2\text{ kg/s}$, di dapatkan hasil grafik pada gambar 4.2 dan 4.3. Dari hasil grafik dapat diketahui bahwa semakin sedikit *mass flowrate refrigerant* dari $5,17\text{ kg/s}$, temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler* makin tinggi dari 45°C . Dan sebaliknya, jika semakin banyak *mass flowrate refrigerant* dari $5,17\text{ kg/s}$, temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler* makin rendah dari 45°C .

Setelah itu pada gambar 4.4 diperoleh hasil simulasi dari *expansion valve*. Dari hasil simulasi dapat diketahui bahwa *expansion valve* memiliki respon karakteristik orde satu, dimana *expansion valve* memiliki waktu untuk mencapai 63% dari kondisi *steady state* sebesar 4 s. Masukan pada *expansion valve* ini berupa arus yang memiliki rentang arus (4-20) mA dan keluaran berupa *mass flowrate refrigerant* dengan rentang (0 – 5,2) kg/s. Dari hasil simulasi pada *expansion valve* diperoleh nilai keluaran *mass flowrate* sebesar $5,2\text{ kg/s}$ dengan masukan step berupa arus sebesar 20 mA yang sama dengan perhitungan manual pada persamaan 3.18. Karena hasil dari simulasi dan perhitungan manual sama, maka pemodelan *expansion valve* sudah benar.

Selanjutnya pada gambar 4.5 diperoleh hasil simulasi dari sensor RTD. Dari hasil simulasi dapat diketahui sensor RTD memiliki respon karakteristik yang sama dengan *expansion valve* yaitu orde 1 yang memiliki waktu untuk mencapai 63% dari kondisi *steady state* sebesar 0,5 s. Masukan dari sensor RTD ini berupa temperatur pada rentang $((-50) - 450)^{\circ}\text{C}$ dan keluaran berupa arus pada rentang $(4 - 20)$ mA. Dengan memberikan uji step berupa temperatur sebesar 70°C diperoleh hasil keluaran arus berdasarkan gambar 4.2 sebesar 7,84 mA. Hasil simulasi ini sama dengan perhitungan secara manual pada persamaan 3.21 yang menunjukkan bahwa pemodelan dari sensor RTD sudah benar.

Setelah memvalidasi tiap komponen, maka dapat dibuat perancangan sistem pengendalian berdasarkan gambar 3.8. Kemudian dilakukan uji *open loop* seperti gambar 3.9 untuk melakukan tuning PID dengan metode kurva reaksi, dan di dapatkan hasil kurva pada gambar 4.6. Dari gambar 4.6 didapatkan nilai N, L, M, K yang kemudian dimasukkan ke persamaan pada tabel 2.1 untuk mencari nilai pengendali P, dan PI. Respon sistem dengan pengendali P, dan PI dapat dilihat pada gambar 4.7 - 4.8, dan didapatkan pengendali yang paling baik untuk mengendalikan temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler* adalah pengendali PI dengan nilai $K_p = -17,5$ dan $T_i = -1,809$. Di dapatkan juga parameter *rise time*, *settling time*, dan *overshoot* masing-masing sebesar 26,6 s; 55,9 s; 0%.

Untuk mengetahui apakah pengendali mampu mengendalikan temperatur keluaran temperatur *hydrocarbon gas* sebesar 45°C dari perubahan temperatur masukan *hydrocarbon gas*, maka dilakukan variasi temperatur masukan *hydrocarbon gas* seperti gambar 3.10 sebesar 62°C , 65°C , dan 68°C . Didapatkan hasil simulink pada gambar 4.10 - 4.12. Dari gambar 4.10 - 4.12 dapat diketahui bahwa pengendali PI sangat mampu untuk menjaga temperatur keluaran *hydrocarbon gas* dari *refrigerant cooler* sebesar 45°C

meskipun temperatur *hydrocarbon gas* yang masuk ke *refrigerant cooler* berubah-ubah.

BAB V

KESIMPULAN

Dari dilakukannya penelitian Tugas Akhir ini, diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

- Pemilihan sistem pendingin *hydrocarbon gas* sebagai *inlet* ke *MP compressor suction scrubber* dilakukan dengan memperhatikan parameter pada *hydrocarbon gas*. Sistem pendingin yang dipilih adalah *refrigerant cooler* dimana terdapat tabung penampung yang berisi *hydrocarbon gas* dan *coils* berisi *refrigerant* yang melilitnya. Didapatkan dimensi dari *refrigerant cooler* yang mampu untuk menurunkan temperatur *hydrocarbon gas* menjadi 45°C yaitu tabung yang memiliki jari-jari 0,6 m dan tinggi 2,59 m.
- Perancangan sistem pengendalian temperatur pada sistem pendingin bermedia *refrigerant* dilakukan dengan membuat pemodelan pada setiap komponen yaitu *refrigerant cooler*, *expansion valve*, dan sensor RTD. Pemodelan dilakukan secara matematis dan simulink untuk memvalidasi dari pemodelan itu sendiri. Metode pengendalian yang dipakai adalah kurva reaksi, dan didapatkan pengendali yang paling baik adalah pengendali PI dengan $K_p = -17,5$ dan $T_i = -1,809$. Di dapatkan juga parameter *rise time*, *settling time*, dan *overshoot* masing-masing sebesar 26,6 s; 55,9 s; dan 0%.
- Dari hasil simulasi pada gambar 4.8, 4.10 – 4.12 dapat diketahui sistem pengendalian temperatur pada *refrigerant cooler* sudah bagus karena mampu menurunkan temperatur *hydrocarbon gas* menjadi 45°C meskipun temperatur *hydrocarbon gas* yang masuk ke *refrigerant cooler* berubah pada rentang 62°C - 70°C.

References

- Ajiwiguna, T. A. (2019, april 5). Diambil kembali dari T-Lab:
<http://catatan-teknik.blogspot.com>
- alibaba. (2019, april 5). Diambil kembali dari alibaba:
<https://m.indonesian.alibaba.com>
- ASHARE. (2009). THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF REFRIGERANTS.
 Dalam *ASHARE HANDBOOK*.
Automation Technologies Online. (t.thn.). Diambil kembali dari RTD
 Sensor, PT100, Sheath, 3 Wire: <https://www.ato.com/rtd-sensor-pt100-sheath-3-wire>
- Cengel, A. Y., & Ghajar, J. A. (2015). *HEAT AND MASS TRANSFER :
 FUNDAMENTALS & APPLICATIONS, FIFTH EDITION*. New York:
 McGraw-Hill.
- Coughanowr. (1991). Controller Tuning. Dalam *Process systems analysis
 and control* . McgrawHill.
- Coughanowr, D. R. (1991). *Process Systems Analysis and Control (2/e)*.
 New York: McgrawHill.
- Geankoplis, C. J. (1993). *Transport Processes and Unit Operations Third
 Edition*. New Jersey: Prentice-Hall.
- Istiqphara, S. (2019, May 20). Diambil kembali dari SlideShare:
<https://www.slideshare.net>
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering
 Thermodynamics*. England.
- Ogata, K. (2004). *System Dynamics Fourth Edition*. New Jersey: Pearson
 Prentice Hall.
- Rehberiniz. (2019, april 5). Diambil kembali dari elektrik rehberiniz:
<http://www.elektrikrehberiniz.com>
- Risma. (2019). *Study Report For Cooling System at CPP Compressors
 Inlet*. Gresik.
- Yudanto, R. (2019). *Study Report For Cooling System at CPP
 Compressors Inlet*. Gresik: PGN SAKA Indonesia.

LAMPIRAN

LAMPIRAN A

Kondisi Operasional CPP Unit

	<i>Parameter</i>	<i>Current Condition</i>
Outlet MP Separator A/B	<i>Temperature (C)</i>	62-70
	<i>Pressure (Barg)</i>	16.62
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	65.44
	<i>Mass Flow Rate (kg/h)</i>	82388
	<i>Specific Heat Liquid (kJ/kg.K)</i>	4.316
	<i>Specific Heat Vapor (kJ/kg.K)</i>	2.21
Inlet 1st Stage MP Compressor Suction Scrubber	<i>Temperature (C)</i>	62.66
	<i>Pressure (Barg)</i>	16.61
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	44.66
	<i>Mass Flow Rate (kg/h)</i>	82388
	<i>Specific Heat Liquid (kJ/kg.K)</i>	4.316
	<i>Specific Heat Vapor (kJ/kg.K)</i>	2.21
1st Stage MP Compressor	<i>Suction Temperature (C)</i>	62.57
	<i>Suction Pressure (Barg)</i>	16.44
	<i>Discharge Temperature (C)</i>	157.96
	<i>Discharge Pressure (Barg)</i>	45.91
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	44.66
	<i>Power (kW)</i>	2584
1st Stage MP Discharge Cooler	<i>Inlet temperature (C)</i>	157.96
	<i>Outlet Temperature (C)</i>	36.65
	<i>Duty (kW)</i>	-4079
	<i>Maximal Abs Power Fan (kW)</i>	64.453
	<i>MP Recycle Flowrate for New Recycle Line</i>	5.29 MMscfd / 8.5 BPD

	<i>Outlet Temperature at New MP Recycle Line (C)</i>	20.2
	<i>Flowrate to MP Separator Oil Pump</i>	38.85 MMscfd / 62.45 BPD
<i>Inlet 1st Stage GL Suction Scrubber</i>	<i>Temperature (C)</i>	69.74
	<i>Pressure (Barg)</i>	16.29
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	26.12
<i>1st Stage GL Compressor</i>	<i>Suction Temperature (C)</i>	69.66
	<i>Suction Pressure (Barg)</i>	16.12
	<i>Discharge Temperature (C)</i>	155.24
	<i>Discharge Pressure (Barg)</i>	40.8
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	26.12
	<i>Power (kW)</i>	1365
<i>1st Stage GL Discharge Cooler</i>	<i>Inlet temperature (C)</i>	155.24
	<i>Outlet Temperature (C)</i>	51.66
	<i>Duty (kW)</i>	2013
	<i>Maximal Abs Power Fan (kW)</i>	1.89
	<i>Recycle Flowrate</i>	-
	<i>Flowrate to 2nd GLC</i>	25.87 MMscfd / 34.03 BPD
<i>Inlet 2nd Stage GL Suction Scrubber</i>	<i>Temperature (C)</i>	51.66
	<i>Pressure (Barg)</i>	40.62
	<i>Gas Flowrate (MMscfd)</i>	25.87 MMscfd / 34.03 BPD
<i>2nd Stage GL Compressor</i>	<i>Suction Temperature (C)</i>	51.33
	<i>Suction Pressure (Barg)</i>	39.91
	<i>Discharge Temperature (C)</i>	132.34
	<i>Discharge Pressure (Barg)</i>	94.83
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	25.7

	<i>Power (kW)</i>	1162
<i>2nd Stage GL Discharge Cooler</i>	<i>Inlet temperature (C)</i>	132.34
	<i>Outlet Temperature (C)</i>	39.48
	<i>Duty (kW)</i>	-1892
	<i>Maximal Abs Power Fan (kW)</i>	3.71
	<i>Recycle Flowrate</i>	-
	<i>Flowrate to 2nd GLC</i>	25.80 MMscfd / 9.06 BPD

LAMPIRAN B

Datasheet Temperature Transmitter



PT. CONTROL SYSTEMS

 BELTWAY OFFICE PARK
 Building A, 2nd Floor, Jl. Angera Raya No. 9-10
 Jakarta Selatan
 TEL. : (021) 7807819 / FAX : (021) 7807879

Client Project		Temperature Transmitter & Thermowell Specification Sheet		Sheet	of	33	
		Doc No.	Rev.	01	01	D1	
PT. DINAMIS UTAMA FABRICATORS CPP & AUP EPCC LULUNG PANGKAH DEVELOPMENT OFFSHORE PHASE II				CHKD	MA	APPR. / RK/IN	
GENERAL	1	Tag No.	532-TT-059A				
	2	Description of Service	MP SEPARATOR A TEMPERATURE				
	3	P&ID No.	UPD-WP-W4-PR-DR-1034				
	4	Line Number ; Equipment No	N/A				
	5	Line Size ; Line Schedule	532-V-02A				
	6	Hazardous Area Classification	Class I, Zone 2, Group IIA, T3				
	7	Enclosure Protection	Ex d II C T6/DP 68				
PROCESS CONDITIONS	8	Pressure	Minimum	Operating	Maximum	Design	Unit
	9	Process Temperature		21 TO 40		65	bar-g
	10	Ambient Temperature		25 TO 50		65	°C
	11	Fluid ; State	Hydrocarbon	Gas			
	12	Density	KG/M3	19.3			
	13	Flow Rate	MMSCFD	119			
	14	Velocity (max)	M/S	0.7			
	15	Viscosity	cP	0.12			
	TRANSMITTER	16	Manufacturer	Rosemount			
		17	Model Number	3144P06A1E1M5CNC2C4Q4XA			
		18	Mounting ; Mounting Bracket	Head Mounted			
		19	LCD Meter	LCD display			
		20	Housing	Field Mount Housing (Dual-Compartment), 316 SST, M20 x 1.5 (CM20)			
		21	Power Supply	12.0 to 42.4 vdc			
		22	Accuracy	0.02% of Span			
23		Calibration Range	0 - 100 °C				
24		Instrument Range	-50 - 450 °C				
25		Response Time	0.5 seconds for single sensor				
26		SIL Requirement	NO				
29		Calibration Certificate	use C4 option for a 5-point calibration cert				
30	Voltage Filter	Transmitter-Sensor Matching - Trim to Specific Rosemount RTD					
31	Failure Mode	Low Alarm <= 3.75 mA					
THERMOWELL	29	Model Number	3B212VCD17011001H001_TW-FLG-BK-F4-NC-U0410-TL0490-316L-4"-1300In				
	30	Thermowell Stem Style	Flanged 4-inch 900W RTJ, Tapered				
	31	Thermowell Material	1.4404 (316L SS)				
	32	Thermowell Length	490 mm				
	33	Thermowell Lagging Length	80 mm				
	34	Thermowell Immersion Length	410 mm				
	35	NACE Compliance	Yes, MR-0175 Latest Edition				
	36	Construction Type/Shape	Drilled bar Stock/Tapered				
	37	Stress and Wake Frequency Calculation	Yes				
	38	Hydrotest Certificates	Yes				
	39	Weld Option	Full Penetration Weld (applicable for RTJ Type)				
	RTD SENSOR	40	Model Number	0065N32J0080N0570E1V10XAW0046			
		41	Product Description	Resistance Thermometer, Pt 100 Ohm RTD			
		42	Sensor Lead Wire Termination	Spring Loaded Adapter - 1/2-inch NPT			
43		Sensor Type	RTD, Dual Element, 3 Wire -50 to 450°C (-58 to 842°F)				
44		Extension Length	80 mm				
45		Sensor Length	370 mm				
46		Sensor Diameter	7 mm				
47		Specials	316SST TAGGING				
NOTES	48						
	49	Nozzle Length ; Nozzle Schedule	312.25 mm	NA, ID = 97.28 mm			
	50						
51							
52							

This report is provided according to the terms and conditions of the Instrument Took-Up (TU) End-User Customer License Agreement.

BIODATA PENULIS



Penulis bernama Achmad Misbachul Aris dilahirkan di Surabaya, 21 November 1996. Penulis merupakan anak keempat dari 4 bersaudara. Penulis telah menyelesaikan pendidikan di SDN Mojo I/220 Surabaya pada tahun 2009, SMPN 29 Surabaya pada tahun 2012, SMAN 4 Surabaya pada tahun 2015, dan sedang menempuh pendidikan S1 Teknik Fisika FTI di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya hingga sekarang, melalui jalur SNMPTN 2015. Pada bulan Juni 2019 penulis telah menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN TEMPERATUR (*NEW COOLER*) PADA MP COMPRESOR DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN MENGGUNAKAN REFRIGERANT SEBAGAI MEDIA PENDINGIN**. Bagi pembaca yang memiliki kritik, saran, atau ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir ini, maka dapat menghubungi melalui *email*: ahmedaries29@yahoo.co.id

