



**SKRIPSI – ME141501**

**IMPLEMENTASI *POWER TURBINE* PADA DIESEL  
GENERATOR DI SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK  
TENAGA DIESEL (PLTD) UNTUK MENINGKATKAN  
PRODUKSI ENERGI LISTRIK**

Aditya Wahyu Saputra

NRP 4212 100 053

Dosen Pembimbing

Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2016

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



**FINAL PROJECT – ME141501**

**IMPLEMENTATION OF POWER TURBINE ON DIESEL  
GENERATOR IN DIESEL POWER PLANT (PLTD) TO  
INCREASE ELECTRIC ENERGY PRODUCTION**

Aditya Wahyu Saputra

NRP 4212 100 053

Advisor

Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

DEPARTEMENT OF MARINE ENGINEERING

Faculty of Marine Technology

Institut Teknologi Sepuluh nopember

Surabaya

2016

*“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”*

# LEMBAR PENGESAHAN

## IMPLEMENTASI *POWER TURBINE* PADA DIESEL GENERATOR DI SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA DIESEL (PLTD) DALAM MENINGKATKAN PRODUKSI ENERGI LISTRIK

### SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh  
Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Marine Power Plant (MPP)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakutas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**Aditya Wahyu Saputra**

**NRP : 4212 100 053**

Disetujui oleh Pembimbing Skripsi :

DR. I Made Ariana, ST. M.T.



SURABAYA

JULI 2016

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## LEMBAR PENGESAHAN

# IMPLEMENTASI *POWER TURBINE* PADA DIESEL GENERATOR DI SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA DIESEL (PLTD) DALAM MENINGKATKAN PRODUKSI ENERGI LISTRIK

## SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh  
Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi *Marine Power Plant* (MPP)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**Aditya Wahyu Saputra**

**NRP : 4212 100 053**

Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan :



**Dr. Eng. Muh. Badrus Zaman, S.T., M.T.**

**NIP. 197708022008011007**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



**IMPLEMENTASI *POWER TURBINE* PADA DIESEL  
GENERATOR DI SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK  
TENAGA DIESEL (PLTD) DALAM MENINGKATKAN  
PRODUKSI ENERGI LISTRIK**

**Nama Mahasiswa** : Aditya Wahyu Saputra  
**NRP** : 4212 100 053  
**Jurusan** : Teknik Sistem Perkapalan  
**Dosen Pembimbing** : 1. Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

**ABSTRAK**

Aplikasi *Power Turbine* merupakan salah satu aplikasi *PTO* (*Power Take-Off*) yang mampu meningkatkan produksi energi listrik dengan memanfaatkan aliran gas buang dari motor bakar (diesel maupun bensin) yang mengandung energi kalor (panas) yang digunakan untuk memutar turbin dan generator. Penelitian ini bertujuan mencari besar potensi daya listrik yang bisa dihasilkan *power turbine*. Hal ini dicapai dengan cara menganalisa pengaruh pembebanan *power turbin* terhadap kinerja motor diesel sehingga kita dapat melihat seberapa jauh *power turbine* tersebut dapat diaplikasikan pada motor bakar. Dari hasil analisa dan perhitungan, didapat bahwa *power turbine* tersebut dapat menghasilkan energi listrik sebesar 250 kW pada *continuous rating* (93,23%).

**Kata kunci:** *Power Turbine, Power Take Off (PTO), Turbin, Turbo Generator.*

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# IMPLEMENTATION OF POWER TURBINE ON DIESEL GENERATOR IN DIESEL POWER PLANT (PLTD) TO INCREASE ELECTRIC ENERGY PRODUCTION

**Name** : Aditya Wahyu Saputra  
**NRP** : 4212 100 053  
**Department** : Teknik Sistem Perkapalan  
**Supervisor** : Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

## ABSTRACT

*Applications Power Turbine is one application PTO (Power Take-Off), which can increase the production of electrical energy by utilizing the flow of exhaust gases from combustion engines (diesel and gasoline) containing heat energy that used to turn turbines and generators. This study aims to find the great potential of electric power that can be generated power turbine. This is achieved by analyzing the effect of the imposition of power turbines on the performance of the diesel engine so we can see how far the power turbine can be applied to motor fuel. From the analysis and calculation, obtained a power turbine that can generate electricity of 250 kW at continuous rating (93.23%)*

**Keywords:** *Power Turbine, Power Take Off (PTO), Turbine, Turbo Generator.*

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## KATA PENGANTAR

Puji dan Syukur kami panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Kuasa atas segala karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan sebaik-baiknya.

Tugas Akhir merupakan salah satu mata kuliah akhir sebagai salah satu syarat kelulusan di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan. Oleh sebab itu, maka dalam penyelesaian tugas pamungkas ini penulis mengucapkan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah membantu penulis sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Secara khusus penulis juga mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Dr. I Made Ariana, S.T., M.T. sebagai dosen pembimbing saya yang senantiasa memberikan tuntunan dan motivasi dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. Indrajaya Gerianto, M.Sc. sebagai dosen non-pembimbing saya yang bersedia memberikan saran dan motivasi dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.
4. Bapak Ir. Sardono Sarwito, M.Sc. selaku Dosen Wali yang senantiasa memberikan semangat serta bimbingannya dalam proses penyelesaian Tugas Akhir ini.
5. Seluruh dosen dan karyawan di lingkungan Jurusan Teknik Sistem Perkapalan yang senantiasa memberikan bantuan dalam kelancaran proses pelaksanaan Tugas Akhir ini.
6. Bapak dan Ibu yang telah senantiasa memberikan support baik moral maupun material sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan sebaik-baiknya.

7. Bapak Ditra, Alumni Siskal pada perusahaan ABB, yang bersedia membantu dalam memberikan saran dan data untuk menunjang proses pengerjaan Tugas Akhir ini
8. Teman-teman dari Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, baik dari teman-teman seangkatan yang tergabung dalam BISMARCK '12 maupun teman-teman, mas-mas dan mbak yang ada di Laboratorium *Marine Power Plant* dan teman teman satu bimbingan yang telah memberikan sarana dan bantuan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
9. Serta semua pihak yang telah membantu hingga terselesaikannya laporan ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Dengan menyadari atas segala keterbatasan ilmu yang penulis miliki, pengerjaan Tugas Akhir ini tentu saja masih sangat jauh dari sempurna. Untuk itu kami mengharapkan saran dan kritik yang bersifat membangun. Semoga dalam pengerjaan serta pengembangan Tugas Akhir berikutnya dapat menjadi lebih baik dan dapat bermanfaat bagi kita semua.

Surabaya, Juli 2016

Aditya Wahyu Saputra

## DAFTAR ISI

<b>LEMBAR PENGESAHAN .....</b>	<b>i</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>iv</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>v</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>vii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>ix</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>x</b>
<b>DAFTAR GRAFIK .....</b>	<b>xii</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan.....	3
1.5 Manfaat.....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....</b>	<b>4</b>
2.1 Motor Diesel.....	4
2.2 Turbin .....	5
2.3 Generator AC .....	6
2.4 <i>Hybrid Turbocharger</i> .....	9
2.5 <i>Power Turbine</i> .....	11
2.6 Kondensasi Asam .....	12
2.7 Studi Hasil Penelitian Sebelumnya .....	12
<b>BAB III TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI .....</b>	<b>14</b>

3.1 Studi Literatur.....	14
3.2 Pencarian Data Motor Diesel, <i>Power Turbine</i> , dan Generator...	14
3.3 Perencanaan Skema Sistem .....	15
3.4 Perencanaan Skema Pengaruh Pembebanan Generator terhadap Performa <i>Power Turbine</i> .....	15
3.5 Perhitungan pada <i>Power Turbine</i> .....	16
3.6 Perhitungan Efek Kondensasi pada Saluran <i>Exhaust Gas</i> .....	17
3.7 Perhitungan dan Pemilihan Generator AC .....	18
3.8 Analisa Data Hasil Perhitungan.....	18
3.9 Kesimpulan.....	18
<b>BAB IV TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI .....</b>	<b>20</b>
4.1 Data Data yang digunakan.....	20
4.2 Langkah Perhitungan Potensi daya dari Motor Diesel .....	22
4.3 Perencanaan Skema Sistem .....	30
4.4 Analisa Pengaruh Pembebanan <i>Power Turbine</i> terhadap Kinerja <i>Engine</i> .....	32
4.5 Pemilihan Spesifikasi Generator dan <i>Power Turbine</i> .....	39
<b>BAB V PENDAHULUAN.....</b>	<b>41</b>
5.1 Kesimpulan.....	41
5.2 Saran.....	42
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>43</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>44</b>
<b>BIOGRAFI PENULIS .....</b>	<b>57</b>



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Skema Kerja Motor Diesel 4 Langkah .....	5
Gambar 2.2. Skema Kerja Motor Diesel 2 Langkah .....	5
Gambar 2.3. Stator dan Rotor pada Generator AC.....	6
Gambar 2.4. Penampang Melintang <i>Hybrid Turbocharger</i> .....	10
Gambar 2.5. Penampang Melintang Generator pada <i>Hybrid-Turbocharger</i> .....	10
Gambar 2.6. <i>Power Turbine</i> PTL.....	11
Gambar 3.1. Skema <i>Power Turbine</i> .....	15
Gambar 4.1. Grafik Efisiensi Turbin PTL 3200.....	27
Gambar 4.2. Skema <i>Exhaust Gas</i> dari Motor Diesel menuju <i>Power Turbine</i> .....	31
Gambar 4.3. Skema Hubungan <i>Power Turbine</i> dengan Generator ..	31

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1. Contoh Skema Pengaruh Pembebanan <i>Power Turbine</i> ...	16
Tabel 4.1. Suhu <i>Air Intake</i> .....	20
Tabel 4.2. Tekanan dan Laju Aliran <i>Air Intake</i> .....	21
Tabel 4.3. Suhu <i>Exhaust Gas</i> Sebelum dan Sesudah Turbo .....	21
Tabel 4.4. Tekanan dan Debit <i>Exhaust Gas</i> Sebelum Turbo .....	21
Tabel 4.5. Tekanan dan Debit <i>Exhaust Gas</i> Sesudah Turbo .....	22
Tabel 4.6. Laju Aliran Massa <i>Air Intake</i> dan <i>Exhaust Gas</i> .....	22
Tabel 4.7. Konversi Daya Listrik menjadi Mekanis .....	25
Tabel 4.8. Pembebanan <i>Power Turbine</i> di Setiap Kondisi <i>Engine</i> ..	39
Tabel A. Besaran Head Loss pada tiap Kondisi Pembebanan Motor Diesel.....	44
Tabel B. Besaran <i>Back Pressure</i> pada Sistem Saluran <i>Exhaust Gas</i>	44
Tabel C. Skema <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 100% .....	45
Tabel D. Skema <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 97% .....	45
Tabel E. Skema <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 93,23% .....	45
Tabel F. Skema <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 88,69% .....	47
Tabel G. Skema <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 84,17% .....	47
Tabel H. Skema <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 76,57% .....	47
Tabel I. Backpressure <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 100% .....	49
Tabel J. Backpressure <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 97% .....	49
Tabel K. Backpressure <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 93,23% .....	49
Tabel L. Backpressure <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 88,69% .....	50
Tabel M. Backpressure <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 84,17% .....	50
Tabel N. Backpressure <i>Power Turbine</i> pada <i>Engine</i> 76,57% .....	50

Tabel O. Besar <i>Dew Point</i> pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dan Perbandingan <i>Dew Point</i> (DP) pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dengan <i>Suhu Exhaust</i> gas saat Keluar menuju Atmosfir pada 100% <i>Engine</i> .....	51
Tabel P. Besar <i>Dew Point</i> pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dan Perbandingan <i>Dew Point</i> (DP) pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dengan <i>Suhu Exhaust</i> gas saat Keluar menuju Atmosfir pada 97% <i>Engine</i> .....	52
Tabel Q. Besar <i>Dew Point</i> pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dan Perbandingan <i>Dew Point</i> (DP) pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dengan <i>Suhu Exhaust</i> gas saat Keluar menuju Atmosfir pada 93,23% <i>Engine</i> .....	53
Tabel R. Besar <i>Dew Point</i> pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dan Perbandingan <i>Dew Point</i> (DP) pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dengan <i>Suhu Exhaust</i> gas saat Keluar menuju Atmosfir pada 88,69% <i>Engine</i> .....	54
Tabel S. Besar <i>Dew Point</i> pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dan Perbandingan <i>Dew Point</i> (DP) pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dengan <i>Suhu Exhaust</i> gas saat Keluar menuju Atmosfir pada 84,17% <i>Engine</i> .....	55
Tabel T. Besar <i>Dew Point</i> pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dan Perbandingan <i>Dew Point</i> (DP) pada H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> dengan <i>Suhu Exhaust</i> gas saat Keluar menuju Atmosfir pada 76,57% <i>Engine</i> .....	56

## DAFTAR GRAFIK

Grafik 4.1. <i>Backpressure</i> pada 100% <i>Engine</i> .....	32
Grafik 4.2. <i>Backpressure</i> pada 97% <i>Engine</i> .....	33
Grafik 4.3. <i>Backpressure</i> pada 93,23% <i>Engine</i> .....	33
Grafik 4.4. <i>Backpressure</i> pada 88,69% <i>Engine</i> .....	34
Grafik 4.5. <i>Backpressure</i> pada 84,17% <i>Engine</i> .....	34
Grafik 4.6. <i>Backpressure</i> pada 76,57% <i>Engine</i> .....	35
Grafik 4.7. Perbandingan <i>Dew Point</i> dan Suhu Akhir Gas pada 100% <i>Engine</i> .....	36
Grafik 4.8. Perbandingan <i>Dew Point</i> dan Suhu Akhir Gas pada 97% <i>Engine</i> .....	36
Grafik 4.9. Perbandingan <i>Dew Point</i> dan Suhu Akhir Gas pada 93,23% <i>Engine</i> .....	37
Grafik 4.10. Perbandingan <i>Dew Point</i> dan Suhu Akhir Gas pada 88,64% <i>Engine</i> .....	37
Grafik 4.11. Perbandingan <i>Dew Point</i> dan Suhu Akhir Gas pada 84,17% <i>Engine</i> .....	38
Grafik 4.12. Perbandingan <i>Dew Point</i> dan Suhu Akhir Gas pada 76,57% <i>Engine</i> .....	38

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

Di Indonesia, terdapat berbagai jenis pembangkit listrik yang menggunakan energi terbarukan dan tidak terbarukan. Pembangkit listrik dengan energi terbarukan terdiri dari 18% dari total energi listrik yang dihasilkan secara nasional dan energi tidak terbarukan (batu bara, gas, minyak fosil) sebesar 82% (*Direktorat Ketenagalistrikan Kementerian ESDM, 2013*). Dari data tersebut, dapat kita tarik kesimpulan bahwa pembangkit listrik dengan energi tak terbarukan masih mendominasi pembangkit listrik di Indonesia. Hal ini dikarenakan teknologi untuk mengolah energi tak terbarukan sudah ada dan mudah untuk diimplementasikan. Salah satu jenis pembangkit listrik yang terdapat di Indonesia yaitu pembangkit listrik tenaga diesel (PLTD) yang memanfaatkan motor diesel (diesel generator) untuk menghasilkan listrik. Pada umumnya, motor diesel dengan kapasitas power yang besar dilengkapi dengan *turbocharger* untuk meningkatkan power output dan efisiensi dari motor diesel.

Pada penelitian ini, akan membahas bagaimana mengoptimalkan energi listrik yang dapat dihasilkan dari diesel generator, yaitu dengan mengimplementasikan *Power Turbine* yang dihubungkan dengan Generator. *Power Turbine* merupakan aplikasi turbin tambahan yang akan dihubungkan dengan generator dalam satu *shaft*. Aplikasi *Power Turbine* ini mengambil konsep kerja dari *turbocharger* dimana turbin tersebut memanfaatkan tekanan dan panas dari *exhaust gas* untuk memutar turbin tersebut dan kemudian mengaktifkan generator sehingga dapat dihasilkan energi listrik. Aplikasi *Power Turbine* ini diharapkan dapat menghemat konsumsi bahan bakar tiap besaran e, meningkatkan potensi energi listrik yang dapat dihasilkan.

Aplikasi *Power Turbine* merupakan salah satu aplikasi *PTO* (*Power Take-Off*) yang memanfaatkan aliran gas buang dari motor bakar (diesel maupun bensin) yang mengandung energi kalor (panas) yang digunakan untuk memutar turbin dan generator. Aplikasi *Power Turbine* ini terinspirasi dari penelitian mengenai *Prediction on Power Produced from Power Turbine as a Waste Heat Recovery Mechanism on Naturally Aspirated Spark Ignition Engine Using Artificial Neural Network* (**Herawan at al, 2016**) dan aplikasi *hybrid turbocharger* (**Shiraishi at al, 2012**) yang memiliki konsep kerja hampir sama dengan *Power Turbine* yang dimana *hybrid turbocharger* tersebut menghubungkan antara *turbocharger* dengan *generator*. Aplikasi *Power Turbine* ini sangat berpotensi karena mudah untuk diaplikasikan ke motor diesel, tidak berpotensi mengganggu kinerja motor diesel secara keseluruhan (dimana pada *hybrid turbocharger*, *turbocharger* tersebut mendapat tambahan beban dari generator) dan tidak hanya dapat diaplikasikan di motor diesel laut, tetapi juga pada motor diesel darat untuk produksi, pembangkit listrik, dan lain — lain.

## 1.2. Perumusan Masalah

- a. Apakah *exhaust gas* dari motor diesel tersebut mampu menjalankan turbin pada *turbocharger* dan turbin pada *Power Turbine* secara bersamaan tanpa mengganggu performa dan sistem motor diesel secara keseluruhan?
- b. Berapakah potensi daya listrik yang dapat dihasilkan dari *Power Turbine*?
- c. Bagaimana spesifikasi sistem *power turbine* yang yang tepat sehingga mampu memanfaatkan energi dari *exhaust gas* motor diesel secara maksimal?

### 1.3. Batasan Masalah

- a. Fokus analisa dilakukan pada potensi besaran energi listrik yang bisa dihasilkan dari sistem *Power Turbine*.
- b. Diaplikasikan pada motor diesel.
- c. Tidak mengkaji aspek ekonomisnya.
- d. Tidak mengkaji aspek kontrol pada generator

### 1.4. Tujuan

- a. Mengetahui apakah *power turbine* tersebut dapat diaplikasikan pada motor diesel tanpa mengganggu performa motor secara umum dan spesifikasi *power turbine* seperti apa yang cocok untuk diaplikasikan.
- b. Mengetahui besaran daya listrik yang dapat dihasilkan *Power Turbine* memanfaatkan *exhaust gas dari motor diesel*.
- c. Mengetahui spesifikasi sistem *power turbine* yang tepat untuk diaplikasikan pada motor diesel.

### 1.5. Manfaat

- a. Memaksimalkan potensi energi yang dapat dihasilkan oleh motor diesel.
- b. Dapat memperbesar kapasitas energi listrik yang dapat dihasilkan dari suatu pembangkit listrik.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



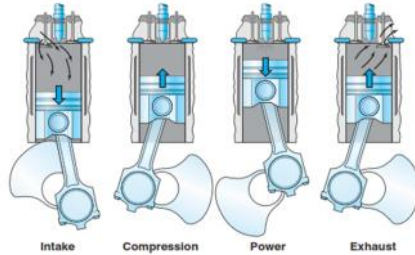
## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI**

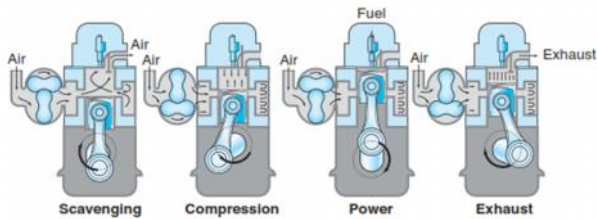
Motor bakar jenis diesel merupakan motor bakar yang sangat umum digunakan dalam kehidupan sehari – hari, seperti otomotif, industri, dan sistem pembangkit listrik. Motor bakar diesel notabene berfungsi untuk menghasilkan tenaga melalui proses pembakaran bahan bakar (diesel) di dalam ruang bakar mesin, yang kemudian. Motor diesel sering juga digunakan pada sistem pembangkit listrik sebagai sumber tenaga yang mampu mengkonversi energi kinetik menjadi energi listrik dengan bantuan generator.

#### **2.1. Motor Diesel**

Motor diesel adalah motor bakar pembakaran dalam yang menggunakan panas kompresi untuk menciptakan penyalaan dan membakar bahan bakar yang telah diinjeksikan ke dalam ruang bakar. Mesin ini tidak menggunakan busi seperti mesin bensin atau mesin gas. Terdapat dua jenis mesin diesel, yaitu mesin diesel 4 langkah (*four stroke*) dan mesin diesel 2 langkah (*two stroke*). Mesin diesel 4 langkah terdiri dari 4 proses, yaitu langkah hisap, langkah kompresi, langkah usaha, dan langkah buang. Pada motor diesel 4 langkah, dibutuhkan dua kali putaran *crankshaft* dalam satu kali siklus kerja. Putaran pertama yakni langkah hisap (*intake*) dan kompresi (*compression*), putaran kedua yakni langkah usaha (*power*) dan buang (*exhaust*). (**Bennett, 2010**). Mesin Diesel 2 langkah memiliki langkah kerja yang sama dengan mesin diesel 4 langkah, hanya saja langkah kerja mesin tersebut dipersingkat, sehingga hanya dibutuhkan satu kali putaran *crankshaft* dalam satu siklus kerja yang terdiri dari dua langkah yakni langkah hisap-kompresi dan langkah usaha-buang.



Gambar 2.1. Skema Kerja Motor Diesel 4 langkah  
(Sumber: *Bennet, 2010*)



Gambar 2.2. Skema Kerja Motor Diesel 2 langkah  
(Sumber: *Bennet, 2010*)

## 2.2. Turbin

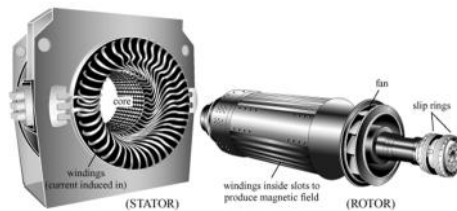
Turbin adalah sebuah mesin berputar yang mengambil energi dari aliran fluida. Turbin sederhana memiliki satu bagian yang bergerak yang disebut *rotor blade*. Turbin memanfaatkan fluida yang bergerak untuk menggerakkan *rotor blade*, memanfaatkan energi potensial dari tekanan fluida dan energi kinetik dari kecepatan fluida untuk menghasilkan energi yang digunakan untuk menggerakkan rotor. Contoh turbin awal adalah kincir angin dan roda air. Pada aplikasi *Power Turbine* ini, menggunakan konsep yang hampir sama dengan *turbocharger* dan Turbin air pada umumnya, yaitu sebuah turbin (*impeller*) yang kemudian dihubungkan dengan generator dalam satu *shaft*.

### 2.3. Generator AC

Generator Arus Bolak-balik sering disebut juga sebagai alternator atau generator AC (alternating current) atau juga generator sinkron. Alat ini sering dimanfaatkan di industri untuk menggerakkan beberapa mesin yang menggunakan arus listrik sebagai sumber penggerak. Generator arus bolak-balik dibagi menjadi dua jenis, yaitu:

- a. *Salient pole generator (low speed)*
- b. *Cylindrical Rotor Synchronous Generator (high speed)*

Generator AC terdiri dari dua bagian, yaitu stator dan rotor. Stator terdiri dari badan generator yang terbuat dari baja yang berfungsi melindungi bagian dalam generator, kotak terminal dan name plate pada generator. Inti Stator yang terbuat dari bahan ferromagnetik yang berlapis-lapis dan terdapat alur-alur tempat meletakkan lilitan stator. Lilitan stator yang merupakan tempat untuk menghasilkan tegangan. Sedangkan, rotor berbentuk kutub sepatu (salient) atau kutub dengan celah udara sama rata (rotor silinder).



Gambar 2.3. Stator dan Rotor pada Generator AC  
(Sumber: <http://www.id.m.wikipedia.org>)

Generator AC lebih sering digunakan daripada generator DC diakibatkan karena untuk menangani daya listrik yang besar, dibutuhkan pula bahan konduktor yang cukup besar, yang otomatis ukuran dan beratnya juga akan bertambah besar. Untuk alasan itulah lebih menguntungkan mengganti *high power armature windings*

dengan *low power field windings* yang memiliki ukuran dan berat yang relatif lebih kecil, menjadikan generator AC (*alternator*) menjadi pulihan. selain itu, apabila kebutuhan listriknya berupa tegangan DC, maka tinggal ditambahkan *diode rectifier* tanpa harus adanya komutator yang rumit apabila menggunakan generator DC.

Jumlah kutub generator arus bolak-balik tergantung dari kecepatan rotor dan frekuensi dari ggl yang dibangkitkan. Hubungan tersebut dapat ditentukan dengan persamaan berikut ini (**Zuhal, 2000**).

$$F = P \cdot N / 120$$

Dimana:

f = frekuensi tegangan (Hz)

p = jumlah kutub pada rotor

n = kecepatan rotor (rpm)

Generator AC bekerja berdasarkan induksi elektromagnetik. Induksi elektromagnetik dapat dikatakan sebagai proses perubahan energi mekanik (energi kinetic) menjadi energi listrik. Proses perubahan energi ini, berkaitan dengan konsep fluks magnetik. Fluks magnetik adalah ukuran atau jumlah medan magnet **B** yang melewati luas penampang tertentu, misalnya kumparan kawat (hal ini sering pula disebut "kerapatan medan magnet"). Satuan fluks magnetik dalam Satuan Internasional adalah weber (Wb) (Weber merupakan satuan turunan dari volt-detik). Fluks magnetik direpresentasikan dalam rumus (**Zuhal, 2000**):

$$\Phi_m = \mathbf{B} \cdot \mathbf{a} = Ba \cos \theta$$

Dimana:

$\Phi_m$  = Fluks Magnetik (Wb)

B = Medan Magnet

A = Luas permukaan

Dari definisi fluks magnetik tersebut, kita dapat merumuskan gaya gerak listrik (GGL) yang timbul saat fluks melewati loop kawat dengan banyak lilitan tertentu dalam satuan waktu berupa:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= -N \frac{d\Phi_B}{dt} \\ &= -N \frac{d}{dt} (BA \cos \theta)\end{aligned}$$

Atau

$$\varepsilon = 4,44 \cdot f \cdot \phi \cdot N$$

Dimana:

- $\phi$  = Fluks Magnetik (Wb)
- $B$  = Medan Magnet
- $A$  = Luas permukaan
- $N$  = Jumlah lilitan
- $E$  = Gaya Gerak Listrik (Volt)
- $dt$  = perubahan waktu (s)
- $f$  = frekwensi (Hz)

Pada keadaan berbeban arus jangkar akan mengalir dan mengakibatkan terjadinya reaksi jangkar. Raektansi jangkar bersifat reaktif dan disebut juga sebagai reaktansi permanen ( $X_m$ ). Reaktansi permanen ini bersama-sama dengan reaktansi fluks bocor ( $X_a$ ) sebagai reaktansi sinkron ( $X_s$ ). Dapat dijabarkan melalui persamaan:

$$X_s = X_a + X_m$$

Generator biasanya di-*coupling* dengan *shaft* pada motor ataupun turbin untuk memutar rotornya. Untuk itu terdapat persamaan pada generator mengenai besaran momen atau torsi yang timbul ketika kutub medan rotor (di-*coupling* dengan *shaft* turbin) yang berupa magnet permanen mendapat tarikan kutub medan putar

stator sehingga turut berputar bersama dengan kecepatan yang sama (sinkron) dan membentuk fungsi sudut momen. Dapat dirumuskan berupa:

$$T = B_r \cdot B_s \cdot \delta$$

Dimana

T = Momen torsi (Nm)

$B_r$  = Medan Magnet Rotor (Wb)

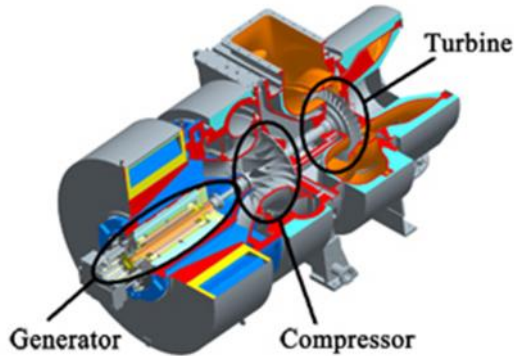
$B_s$  = Medan Magnet Stator (Wb)

= fungsi sudut momen

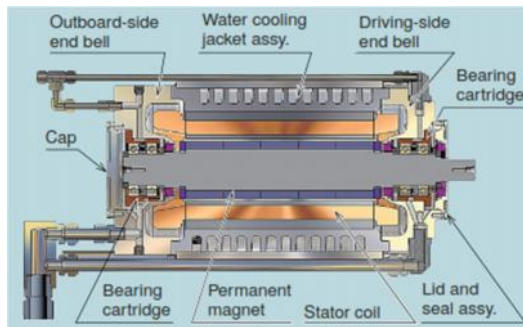
#### 2.4. *Hybrid-Turbocharger*

*Hybrid turbocharger* merupakan pengembangan dari *turbocharger* konvensional pada motor diesel dimana *turbocharger* tersebut di-coupling dengan generator dalam satu *shaft* sehingga *turbocharger* tersebut memiliki dua fungsi, yakni sebagai kompresor dan generator. Teknologi ini pada dasarnya menggabungkan antara generator dengan turbocharger yang di-*couple* dalam satu shaft. Dari exhaust gas yang dikeluarkan oleh motor diesel, kemudian dimanfaatkan untuk memutar turbin dan mengaktifkan motor kompresor dan generator. Generator yang digunakan merupakan generator berjenis *Permanent magnet-type 3-phase synchronous* dengan 4 kutub (*Shiraishi et al, 2012*).

Pada sistem ini, terdapat beberapa komponen utama, yaitu turbocharger, generator, konverter dan baterai. Konverter berfungsi untuk mengubah listrik tegangan AC menjadi tegangan DC. Hal ini dikarenakan output yang digunakan berupa baterai yang notabene memerlukan sumber listrik dengan tegangan DC. Di samping itu, tegangan dan frekwensi yang keluar dari generator AC berfluktuasi berdasarkan putaran dari turbin pada *turbocharger*, maka *output* generator tidak bisa langsung disalurkan menuju ke peralatan listrik.



Gambar 2.4. Penampang Melintang *Hybrid-Turbocharger*  
(Sumber: *Shiraishi et al, 2012*)



Gambar 2.5. Penampang Melintang Generator pada *Hybrid Turbocharger*  
(Sumber: *Shiraishi et al, 2012*)

## 2.5. *Power Turbine*

Aplikasi *power turbine* merupakan salah satu aplikasi *Power Take-Off* (PTO) yang dimana *Power Turbine* tersebut memanfaatkan tekanan dan debit yang berasal dari *exhaust gas* motor diesel yang bersuhu relatif tinggi ( $\pm 400^{\circ}\text{C}$ ). Hal ini dikarenakan *exhaust gas* dari motor diesel tersebut menyimpan energi kalor (panas), oleh karena

itu *turbine* tidak akan berkerja maksimal apabila *exhaust gas* tersebut bersuhu relatif rendah ( $\leq 200^{\circ}\text{C}$ ) karena energi panas yang tersimpan tidak cukup besar untuk menggerakkan turbin pada *power turbine*. Menurut buku *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (Hall,2014) dan *Turbine Aerodynamics* (Aungier, 2006), persamaan yang digunakan untuk mencari besaran daya pada turbin dapat direpresentasikan berupa:

$$\text{Power} = \eta_T \cdot \dot{m}_T \cdot C_p \cdot T_3 \left( 1 - \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \text{ (kW)}$$

Dimana:

- $\eta_T$  = *Turbine Efficiency*
- $\dot{m}_T$  = *Mass Flow of Exhaust Gas (kg/s)*
- $C_p$  = *Spesific Heat at Constant Pressure (kJ/Kg.C)*
- $T_3$  = *Temperature before Turbine ( $^{\circ}\text{C}$ )*
- $P_3$  = *Pressure before Turbine (kPa)*
- $P_4$  = *Pressure after Turbine (kPa)*
- $K$  = *Heat Capacity ratio value*



Gambar 2.6. *Power Turbine PTL*  
(Sumber: ABB Turbocharger)



## 2.6. Kondensasi Asam

Kondensasi merupakan suatu peristiwa dimana terjadi perubahan wujud benda ke wujud yang lebih padat, yaitu perubahan wujud dari fase gas menjadi fase cair. Perubahan tersebut dapat terjadi melalui dua proses, yakni proses pendinginan (penurunan suhu) dan/atau melalui proses kompresi hingga mencapai batas titik pengembunannya (Verhoff F.H. at al, 1974).

Titik pengembunan (*Dew Point*) merupakan titik temperatur dimana suatu uap (fase gas) pada konsentrasi tertentu akan berubah menjadi embun (fase cair). Pada motor bakar, salah satu faktor kondensasi yang perlu diperhatikan adalah kondensasi asam. Kondensasi asam merupakan salah satu jenis kondensasi dimana gas asam pada *exhaust gas*, pada tekanan tertentu, mengalami pendinginan dan mengalami kondensasi menjadi cairan asam. Jenis gas polutan yang berpotensi terdapat pada *exhaust gas* motor bakar yakni  $\text{SO}_2$ ,  $\text{SO}_3$ , dan  $\text{NO}_2$ . Masing-masing dari gas tersebut akan membentuk asam sulfat ( $\text{H}_2\text{SO}_3$ ), asam sulfat ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ), dan asam nitrit ( $\text{H}_2\text{NO}_3$ ). Berdasarkan “*Predicting Dew Points of Flue Gasses*” (Verhoff at al, 1974), apabila gas-gas tersebut bertemu  $\text{H}_2\text{O}$  dan mengalami kondensasi, akan membentuk cairan asam. Hal ini dapat mengakibatkan korosi pada saluran gas, membentuk endapan, dan menghambat laju pembuangan *exhaust gas* yang akhirnya dapat menurunkan atau bahkan merusak motor bakar.

## 2.7. Studi Hasil Penelitian Sebelumnya

Pada penelitian sebelumnya mengenai *hybrid-turbocharger*, *Application of a Large Hybrid Turbocharger*

for Marine Electric-power Generation (Keiichi Shiraishi at al, 2012), pengaplikasian turbo tersebut masih pada ranah motor diesel pada kapal sebagai pengganti fungsi generator dalam menghasilkan listrik, belum pada ranah motor diesel darat sebagai pembangkit listrik seperti pada PLTD. Pada penelitian “Hybrid Turbocharger with Intregated High Speed Generator” oleh Keiichi Shiraishi dan Yoshihisa Ono (2007), daya listrik yang dihasilkan oleh *hybrid-turbocharger* berkisar 5% dari daya yang dihasilkan oleh motor diesel, tidak ada penelitian lebih lanjut mengenai perhitungan efisiensi daya listrik yang bisa dihasilkan *hybrid-turbocharger*. Selain itu juga, aplikasi *power turbine* juga telah dilakukan pada *engine*, namun menggunakan *natural aspirated ignition spark plug engine* dengan daya rendah (Herawan at al, 2016).

Berawal dari tinjauan penelitian sebelumnya, penelitian yang akan saya lakukan ini juga mengenai *Power Turbine* yang diaplikasikan pada motor diesel di PLTD dengan mengkombinasikan konsep *hybrid-turbocharger* dan *turbine* yang dimana memanfaatkan *exhaust gas* setelah *engine* dan *turbocharger* untuk memutar turbin dan generator dengan tujuan untuk mengetahui besar daya listrik yang bisa dihasilkan *Power Turbine*.



*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **BAB III**

### **METODE PENELITIAN**

Metodologi penelitian adalah kerangka dasar dari tahapan penyelesaian skripsi. Metodologi tersebut mencakup semua kegiatan yang akan dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisis terhadap permasalahan skripsi.

#### **3.1. Studi Literatur**

Studi literatur merupakan tahapan awal untuk mencari segala informasi mengenai pengerjaan tugas akhir informasi tersebut dapat berupa pengertian dan metode pengerjaan masalah studi literature dilakukan dengan cara mengkaji standard, paper, buku – buku, terkait judul tugas akhir.

#### **3.2. Pencarian Data Motor Diesel, Power Turbin, dan Generator**

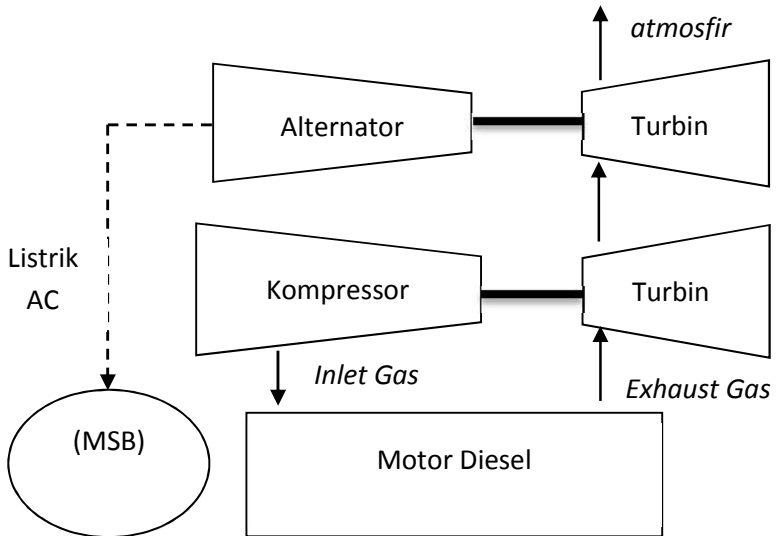
Pencarian data rencana dilakukan secara langsung pada motor diesel yang digunakan sebagai diesel generator. Beberapa data yang diperlukan dalam penelitian ini antara lain spesifikasi motor diesel, spesifikasi teknis turbocharger, data operasioal (*logbook*) kinerja motor diesel, seperti tekanan dan besarnya debit gas buang motor diesel, kapasitas udara untuk *air intake* motor diesel.

Data operasional (*logbook*) kinerja motor diesel diperlukan untuk mengetahui kinerja keseluruhan motor diesel dan besarnya pembebanan yang dialami oleh motor diesel tiap satuan waktunya. Dari data tersebut dapat digunakan untuk menghitung performa yang dapat dihasilkan *Power Turbine* ketika disambungkan dengan generator.

Data teknis *power turbin* yang dibutuhkan berupa spesifikasi teknis seperti dimensi turbin dan juga data teknis efisiensi turbin tersebut.

### 3.3. Perencanaan Skema Sistem

Perencanaan skema sistem diperlukan untuk memudahkan dalam menganalisa sistem seperti apa yang tepat untuk diaplikasikan. Pada penelitian ini, komponen utama yang digunakan yakni motor diesel pada *diesel-generator*, *power turbine*, dan generator tambahan yang akan dihubungkan dengan *power turbine*. Skema tersebut dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



Gambar 3.1 Skema *Power Turbine*

### 3.4. Perencanaan Skema Pengaruh Pembebanan Generator terhadap performa *Power Turbine*

Sebelum dilakukan perhitungan terhadap turbin dan Generator, terlebih dahulu dibuat skema simulasi pembebanan generator terhadap *power turbine*. Daya elektris dari generator tersebut kemudian dikonversi menjadi daya mekanis (aktual dan teritis). Dari situ akan dihasilkan nilai tekanan akhir *exhaust gas* setelah turbin

Besar beban generator yang digunakan sebagai dasar perhitungan adalah 250 kW. Hal ini didasarkan pada hipotesa penelitian sebelumnya bahwa potensi daya yang bisa dihasilkan sekitar 5% dari besar daya *engine*. Kemudian dilakukan juga pembebanan pada *range* atas dan bawah dari 250 kW. Tiap pembebanan pada turbin dilakukan pada kondisi 76% - 100 % *engine*, dimana kondisi 93,23% *engine* menjadi titik *service rating* pada engine tersebut.

Pada setiap kondisi pembebanan *power turbine* di tiap kondisi pembebanan *engine* akan menghasilkan nilai tekanan *exhaust gas* dan *backpressure*, dari nilai tersebut akan digunakan sebagai acuan untuk melihat pengaruh pembebanan *power turbine* terhadap kondensasi asam pada *exhaust gas* dan *backpressure* pada sistem *exhaust gas*. Contoh Simulasi skema tersebut dapat dilihat pada dilihat pada tabel berikut:

Tabel 3.1 Contoh Skema Pengaruh Pembebanan *Power Turbine*

No	Beban Generator	Daya Turbin	Tekanan Setelah Turbine	Efisiensi Turbin
1	400 kW	kW	kPa	
2	350 kW	kW	kPa	
3	300 kW	kW	kPa	
4	250 kW	kW	kPa	
5	200 kW	kW	kPa	
6	150 kW	kW	kPa	
7	100 kW	kW	kPa	

### 3.5. Perhitungan pada *Power Turbine*

Setelah didapat data-data teknis dari motor diesel dan *power turbine*, maka mulai dilakukan analisa perhitungan terhadap pembebanan terhadap motor diesel dan *Power Turbine* tersebut. Analisa perhitungan terdiri dari dua objek, yakni sistem *exhaust* dan turbin pada *power turbine*.

**a. Perhitungan *Pressure Loss* pada sistem *engine exhaust***

Perhitungan yang dilakukan untuk melihat seberapa jauh penurunan tekanan akibat hambatan dan panjang saluran *exhaust gas*

**b. Perhitungan besar *Back Pressure* pada sistem *engine exhaust***

Perhitungan yang dilakukan untuk melihat seberapa besar gaya balik (*Backpressure*) yang terjadi akibat adanya hambatan, panjang saluran *exhaust gas*, dan hambatan dari *power turbine*.

**c. Perhitungan daya mekanikal dan elektrikal pada *power turbine* dan generator**

Perhitungan yang dilakukan untuk mengkonversi daya listrik menjadi daya mekanis, kemudian dari daya mekanis tersebut didapat besar *pressure* akhir yang timbul akibat pembebanan *power turbine*. Hal ini kemudian menjadi patokan dalam perhitungan *backpressure* dan kondensasi.

**3.6. Perhitungan Efek Kondensasi pada Saluran *Exhaust Gas***

*Exhaust Gas* dari sistem saluran pembuangan motor diesel yang kemudian keluar ke atmosfer (udara luar) berpotensi untuk mengalami proses kondensasi dan menimbulkan korosi. Hal ini disebabkan karena saat keluar menuju atmosfer, *exhaust gas* mengalami ekspansi sehingga menurunkan suhu gas dan gas tersebut mengalami pendinginan. Oleh karena itu perlu diperhitungkan seberapa besar penurunan suhu yang dapat terjadi dan memperhitungkan suhu titik pengembunan (*dew point*) pada unsur kimia yang terdapat pada *exhaust gas* (seperti  $H_2O$ ,  $SO_2$ ,  $SO_3$ ). Jika unsur kimia tersebut mengalami kondensasi (Suhu gas < titik pengembunan) maka dapat menimbulkan terbentuk asam dan menyebabkan korosi pada saluran *exhaust gas*.



### **3.7. Perhitungan dan Pemilihan Generator AC**

Setelah dilakukan perhitungan pembebanan pada *Power Turbine*, lalu dilakukan pencarian data spesifikasi Generator AC yang merujuk dengan spesifikasi pada *hybrid-turbocharger* yang ada sebagai referensi, melakukan perhitungan besar energi listrik yang dapat dihasilkan melalui konversi daya mekanis dari turbin menjadi daya listrik pada generator, menentukan spesifikasi akhir generator yang sesuai.

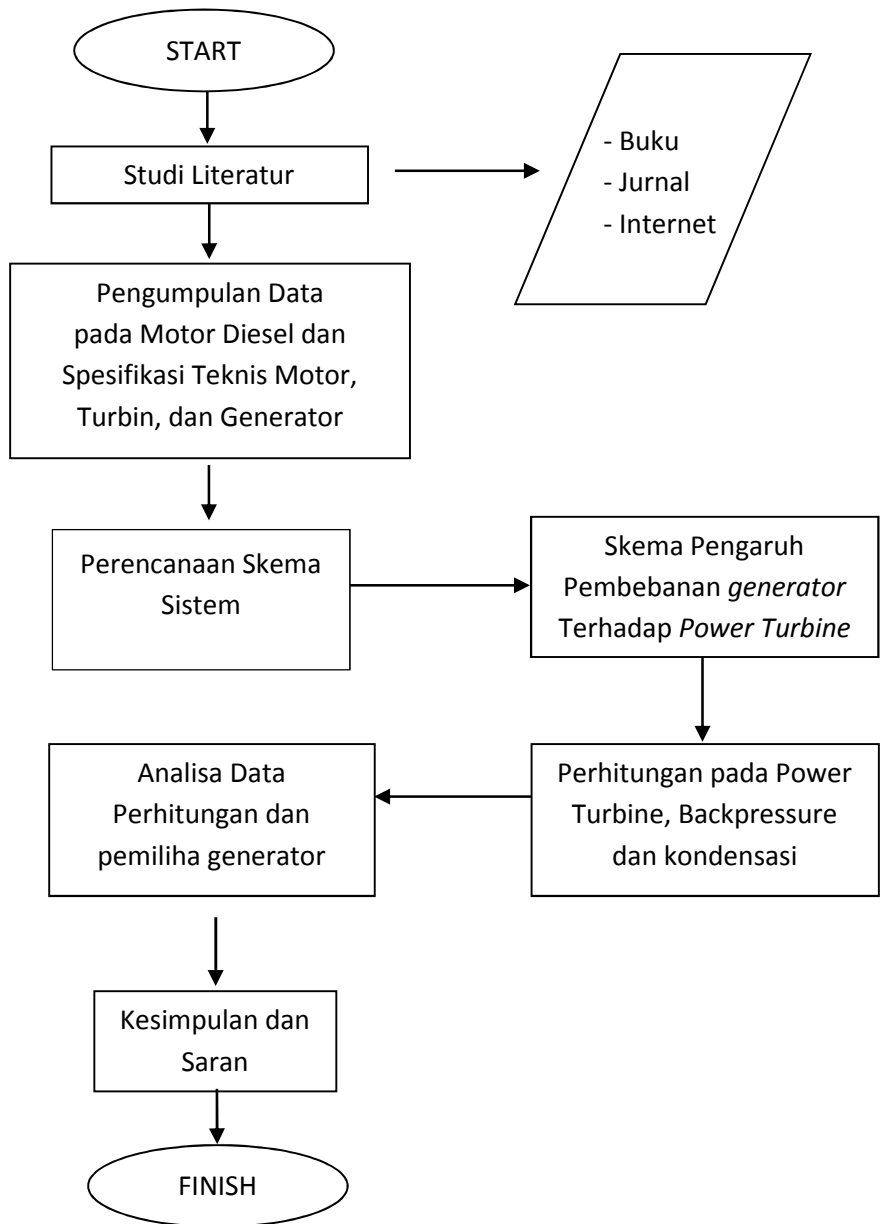
### **3.8. Analisa Data Hasil Perhitungan**

Dari hasil perhitungan diatas, kemudian data tersebut dianalisa berdasarkan skema pengaruh pembebanan motor diesel terhadap *power turbine*, menentukan spesifikasi generator, dan juga memeriksa kondisi output pada tekanan gas (dari segi *backpressure* dan suhu) apakah mengganggu kinerja *engine* secara umum atau tidak.

### **3.9. Kesimpulan**

Di tahap ini telah dapat dilakukan penarikan kesimpulan dan jawaban dari permasalahan yang mendasari penelitian ini.

## Flowchart Metode Penelitian



*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

### 4.1. Data – Data yang digunakan

Dalam proses pengerjaan ini, digunakan data *diesel engine* CAT 3616 dengan spesifikasi sebagai berikut:

Merk	: CAT
Type	: 3616-V
Maksimal daya	: 4920 kW
Jumlah silinder	: 16
<i>Bore</i>	: 280 mm
<i>Stroke</i>	: 300 mm
<i>Max. RPM</i>	: 1000 rpm
Rasio Kompresi	: 13:1
<i>Displacement</i>	: 18,5 liter
<i>Mean Piston Speed</i>	: 10 m.s

Disamping itu, terdapat juga informasi mengenai data performa teknis dari *diesel engine* tersebut, yang dilampirkan sebagai berikut:

Tabel 4.1. Suhu Air Intake

Percentage	Power	Rotation	Inlet Suc. Air Temp.	Inlet Disc. Air Temp.
%	kW	rpm	°C	°C
100,00	4920	1000	30	55
97,06	4775,4	950	30	54
93,23	4587	900	30	54
88,69	4363,4	850	30	53
84,17	4141,1	800	30	53
76,57	3767	750	30	53

Tabel 4.2. Tekanan dan Laju Aliran *Air Intake*

Percentage	Power	Inlet Air Pressure	Inlet Air Flow
%	kW	kPa	cu.m/min
100,00	4920	225,20	437,00
97,06	4775,4	220,80	413,70
93,23	4587	212,60	386,40
88,69	4363,4	198,20	351,20
84,17	4141,1	182,50	316,50
76,57	3767	156,6	270,8

Tabel 4.3. Suhu *Exhaust Gas* Sebelum dan Sesudah Turbo

Percentage	Power	Exhaust Before Turbo Temp.	Exhaust After Turbo Temp.
%	kW	°C	°C
100,00	4920	554	410
97,06	4775,4	552	403
93,23	4587	549	395
88,69	4363,4	532	376
84,17	4141,1	514	357
76,57	3767	509	355

Tabel 4.4. Tekanan dan Debit *Exhaust Gas* Sebelum Turbo

Percentage	Power	Air Pressure	Exhaust Air Flow
%	kW	kPa	cu.m/min
100,00	4920	521	1334,21
97,06	4775,4	516	1293,17
93,23	4587	503	1249,01
88,69	4363,4	484	1183,80
84,17	4141,1	464	1120,62
76,57	3767	420	1057,33

Tabel 4.5. Tekanan dan Debit *Exhaust Gas* Setelah Turbo

Percentage	Power	Air Pressure	Exhaust Air Flow
%	kW	kPa	cu.m/min
100,00	4920	367,12	1063,21
97,06	4775,4	344,62	1025,32
93,23	4587	321,91	987,44
88,69	4363,4	299,37	940,51
84,17	4141,1	277,56	894,15
76,57	3767	247,78	839,63

Tabel 4.6. Data Teknis Laju Aliran Massa *Intake* dan *Exhaust Gas*

Percentage	Power	Intake Mass Flow	Exhaust Mass Flow
%	kW	kg/s	kg/s
100,00	4920	8,611	8,752
97,06	4775,4	8,389	8,504
93,23	4587	8,167	8,254
88,69	4363,4	7,981	8,064
84,17	4141,1	7,852	7,874
76,57	3767	7,389	7,503

#### 4.2. Langkah Perhitungan Potensi Daya dari Motor Diesel

Pertama, kita harus mengetahui faktor-faktor penghambat dalam sistem *exhaust gas* (*Pressure Loss*, *Backpressure*) dan menghitung besarnya. Lalu kita menghitung besaran kerja yang dapat dimanfaatkan dari tekanan dan laju aliran massa dari *exhaust gas* berdasarkan skema pembebanan potensi daya mekanikal pada *power turbine* dan menghitung tekanan akhir dari tiap tingkat pembebanan *power turbine*. Berikut langkah dan detail persamaan yang digunakan pada percobaan ini:

**a. Friction Factor**

Pada saluran pipa, akan terdapat faktor gesekan yang disebabkan oleh tingkat kekasaran pada material pipa. Berdasarkan persamaan dari C.F. Colebrook pada *Fluid Mechanics* (Streeter & Wylie, 1985), dapat dirumuskan (**Hasil perhitungan terdapat pada Lampiran tabel A**):

$$\begin{aligned} F &= 1.325/[\ln(e/D) + 5.74/Re^{0.9}]^2 \\ &= 1,325/[\ln(0,26/0,45)+7,74/(6,24E-05)^{0,9}]^2 \\ &= 0,182 \end{aligned}$$

Dimana:

F = *Friction Factor*

Re = *Reynold Number*

e = *Roughness Factor of Material* = 0,26 mm

D = diameter (m)

**b. Head Loss**

*Head Loss* timbul akibat fluida yang mengalir pada pipa dengan panjang tertentu dan adanya faktor gesekan pada material saluran (pipa) sehingga menimbulkan penurunan kecepatan dan kerja pada fluida tersebut. Berdasarkan persamaan Darcy-Weisbach pada *Fluid Mechanics* (Streeter & Wylie, 1985), dapat dirumuskan (**Hasil perhitungan terdapat pada Lampiran tabel A**) :

$$\begin{aligned} \text{Head} &= f \times L \times V^2 / 2g \times D \\ &= 0,182 \times 3 \times 106^2 / 2(9,806) \times 0,45 = 88,6 \text{ m} \end{aligned}$$

Dimana:

F = *Friction Factor*

Re = *Reynold Number*

e = *Roughness Factor of Material* = 0,26 mm

D = diameter (m)

V = *Velocity of fluid* (m/s)

L = Panjang saluran *exhaust gas* (m) = 16 m

**c. Pressure Loss**

*Pressure Loss* merupakan fenomena penurunan tekanan pada fluida kerja dari satu tempat menuju tempat lain karena adanya *losses* berupa faktor gesekan material pipa. Berdasarkan persamaan Darcy-Weisbach pada *Fluid Mechanics* (Streeter & Wylie, 1985), dapat dirumuskan (**Hasil perhitungan terdapat pada Lampiran tabel A**):

$$\begin{aligned} \text{Pressure} &= \rho \times g \times \text{Head} \\ &= 1,847 \times 9,806 \times 88,6 \\ &= 1503,3 \text{ Pa} = 1,503 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} \rho &= \text{Massa Jenis (kg/m}^3\text{)} \\ g &= \text{gravity (9,806 m/s}^2\text{)} \\ \text{Head} &= \text{Head Loss (m)} \end{aligned}$$

**d. Pembebanan daya pada Power Turbine**

Skema pembebanan generator yang digunakan sebagai dasar perhitungan adalah 250 kW. Hal ini didasarkan pada hipotesa penelitian sebelumnya bahwa potensi daya yang bisa dihasilkan sekitar 5% dari besar daya *engine*. Kemudian dilakukan juga pembebanan pada *range* atas dan bawah dari 250 kW, yakni sebesar 400 kW, 350 kW, 300 kW, 200 kW, 150 kW, dan 100 kW. Skema tersebut dijalankan masing-masing pada tiga kondisi engine, yaitu sebesar 100% (4920 kW), 97,1% (4775,4 kW), 93,2 % (4587 kW), 86,69% (4363,4 kW), 84,17% (4141,1 kW), dan 76,57% (3767 kW). Dimana pembebanan 93,23% menjadi dasar perhitungan, karena merupakan titik *service rate engine*. (**Hasil perhitungan terdapat pada Lampiran tabel C - H**).

Langkah perhitungan pembebanan pada *power turbine* yakni:



- i. Mengkonversi besaran daya listrik menjadi daya mekanis dengan menambahkan faktor efisiensi generator pada daya listrik sehingga didapat daya aktual mekanis pada turbin dengan persamaan:

$$\begin{aligned} P_e &= P_a \times G_{\text{Eff.}} \\ P_a &= P_e / G_{\text{Eff.}} \\ &= 500 / 0,94 \\ &= 425,5 \text{ kW} \end{aligned}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} P_e &= \text{Daya Listrik (kW or kWe)} \\ P_a &= \text{Daya Aktual Mekanis (kW)} \\ G_{\text{eff.}} &= \text{Generator Efficiency (\%)} \end{aligned}$$

Tabel 4.7. Konversi Daya Listrik menjadi Mekanis

Elektris	$\eta$ Gen.	Mekanis
kW		kW
400	0,94	425,5
350	0,93	376,3
300	0,93	322,6
250	0,92	271,7
200	0,91	219,8
150	0,90	166,7
100	0,90	111,1

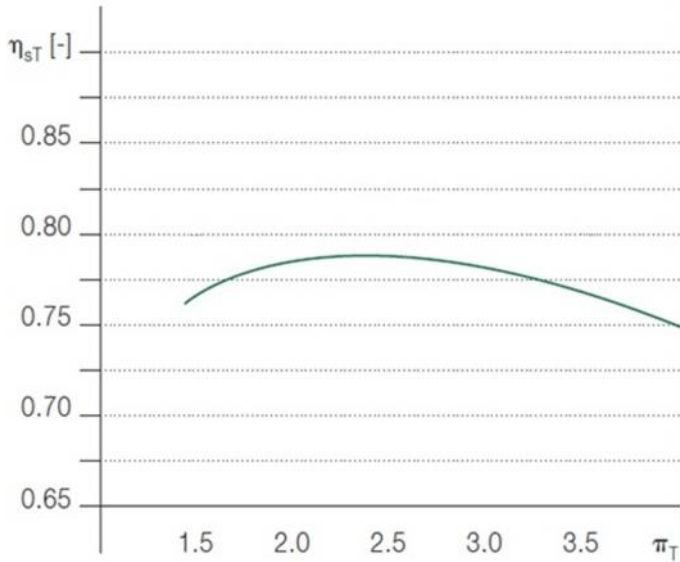
- ii. Mengkonversi daya aktual turbin menjadi daya turbin dengan menambahkan faktor efisiensi turbin. Berdasarkan *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, (Hall,2014), daya pada turbin dirumuskan

$$P_a = T \cdot T \cdot C_p \cdot T_3 (1 - ([P_4/P_3]^{(k-1)/k}))$$

Dimana:

$P_a$	= daya turbin (kW)
$\eta_T$	= <i>Turbine Efficiency</i>
$\dot{m}_T$	= <i>Mass Flow of Exhaust Gas</i> (kg/s)
$C_p$	= <i>Spesific Heat at Constant Pressure</i> (kJ/Kg.C)
$T_3$	= <i>Temperature before Turbine</i> (°C)
$P_3$	= <i>Pressure before Turbine</i> (kPa)
$P_4$	= <i>Pressure after Turbine</i> (kPa)
$K$	= <i>Heat Capacity ratio value</i> = 1,39

- iii. Berdasarkan rumus daya pada turbin (pada poin di atas), nilai yang belum diketahui adalah daya teoritis, tekanan akhir *exhaust gas* setelah turbin ( $P_4$ ) dan nilai efisiensi turbin. Nilai efisiensi dan ratio tekanan  $P_3/P_4$  saling berhubungan karena nilai ratio  $P_3/P_4$  mempengaruhi besar efisiensi turbin dan juga akan mempengaruhi besaran daya teoritis. Untuk itu dilakukan iterasi pada persamaan tersebut sehingga didapat nilai  $P_4$ , efisiensi turbin, dan daya teoritis yang sesuai dengan nilai daya aktual mekanis turbin. Berikut grafik efisiensi turbin PTL500:



Gambar 4.1. Grafik Efisiensi Turbin PTL500

**e. Exhaust Backpressure**

*Exhaust Backpressure* merupakan gaya tekan yang timbul berlawanan arah dari arus utama fluida yang disebabkan oleh panjang saluran *exhaust* dan juga adanya rancang bangun pada sistem *exhaust* yang menghambat laju aliran fluida dan menimbulkan arah (tekanan) yang berlawanan arah dari arah (tekanan) utama fluida. Perhitungan *backpressure* dibagi menjadi dua macam, yaitu berdasarkan panjang saluran *exhaust gas* dan berdasarkan komponen tambahan pada saluran *exhaust gas*. Komponen tambahan pada saluran *exhaust gas* sistem ini terdiri dari *power turbine* itu sendiri, *standard radius elbow*, *18-inch bellows*, *exhaust silencer*. Maksimum *back pressure* yang diperbolehkan untuk *engine* CAT 3616 ini sebesar 4,0 kPa. Berdasarkan *Project Guide* CAT 3616, berikut detail perhitungan sistem *back pressure*:

- i. Backpressure berdasarkan panjang saluran *exhaust* gas (**Hasil perhitungan terdapat pada Lampiran tabel B**):

$$\begin{aligned} BP &= L \times S \times Q^2 \times 3,6 \times 10^6 / D^5 \\ &= 15 \times 1,73 \times 748,21 \times 3,6 \times 10^6 / 450^5 \\ &= 2,83 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Dimana:

BP = *Back Pressure* (kPa)

S = Massa Jenis (kg/m<sup>3</sup>)

L = Panjang Saluran Pipa (m) = 16 m

Q = *Exhaust Gas Flow* (m<sup>3</sup>/min)

D = Diameter (m<sup>2</sup>)

- ii. Backpressure berdasarkan komponen pada saluran *exhaust gas*

Terdiri dari:

- 2 pieces 18 in. Bellow = 0,1 kPa
- Standard radius elbow = 0,1 kPa
- Exhaust Silencer = 0,2 kPa
- Exhaust Opener = 0,2 kPa

- iii. Backpressure dari *Power Turbine*

Semakin besar beban yang diterima *power turbine*, semakin besar pula besar backpressure yang dihasilkan. Besaran backpressure akibat adanya penambahan *power turbine* pada sistem *exhaust engine* dapat dicari dengan menggunakan persamaan (**Hasil perhitungan terdapat pada Lampiran tabel I - N**):

$$\begin{aligned} P &= (MF \times V1 - MF \times V2) / A \\ &= 8,902 \times 111,45 - 8,902 \times 65,451 / (0,25 \times 0,45^2 \times 3,14) \end{aligned}$$

Dimana:

P = Backpressure (kPa)

MF = Mass Flow (kg/s)

V1 = Velocity before Turbine (m/s)

V2 = Velocity after Turbine (m/s)

A = Area (m<sup>2</sup>)

#### f. Kondensasi Asam dan Air pada *Exhaust Gas*

Kondensasi pada *exhaust gas* dapat timbul karena penurunan tekanan dan suhu gas akibat ekspansi dari saluran *exhaust gas* menuju udara luar (atmosfir). Senyawa kimia yang berpotensi mengalami kondensasi adalah SO<sub>3</sub> dan H<sub>2</sub>O, yang kemudian interaksi antara dua senyawa tersebut akan membentuk asam sulfat (H<sub>2</sub>O + SO<sub>3</sub> → H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>). Pada penelitian ini perlu diketahui titik pengembunan (*dew point*) pada SO<sub>3</sub> dan H<sub>2</sub>O, lalu suhu akhir *exhaust gas* saat di atmosfer. Suhu *exhaust gas* tidak boleh lebih kecil daripada suhu titik pengembunan, jika tidak akan terjadi kondensasi asam sulfat yang mengakibatkan korosi, dan merusak saluran *exhaust gas*. Berikut detail perhitungan *dew point* dan suhu akhir pada *exhaust gas* di atmosfer (**Hasil perhitungan terdapat pada Lampiran tabel O - T**):

i. Susunan senyawa kimia pada *exhaust gas* (Bennet, 2010):

- N<sub>2</sub> = 72,3%
- H<sub>2</sub>O = 6,5%
- O<sub>2</sub> = 7,7%
- CO<sub>2</sub> = 13,2%
- CO = 0,11%
- SO<sub>3</sub> = 0,07%

ii. *Partial Pressure* :

$$V_x / V_{tot} = P_x / P_{tot}$$

Dimana:

$V_x$  = *Volume of Substance*

$V_{tot}$  = *Total volume of gas*

$P_x$  = *Partial Pressure of Substance*

$P_{tot}$  = *Total Pressure of gas*

iii. *Dew Point*  $H_2SO_4$  (Verhoff F.H. at al, 1974):

$$T_d = 1000 / (3,9526 - (0,1863 * \ln(P_{H_2O})) + (0,000867 * \ln(P_{SO_3})) + (0,000913 * \ln(P_{H_2O}) * \ln(P_{SO_3}))) - 273$$

Dimana:

$T_d$  = *Dew Point (°C)*

$P_{H_2O}$  = *Partial Pressure of  $H_2O$  (mmHg)*

$P_{SO_3}$  = *Partial Pressure of  $SO_3$  (mmHg)*

iv. *Gas Temperature at Atmosfer*

$$P_2 / P_1 = (T_2 / T_1)^{[(k-1)/k]}$$

Dimana:

$P_2$  = *Pressure from Power Turbine (kPa)*

$P_1$  = *Atmosfer Pressure (kPa)*

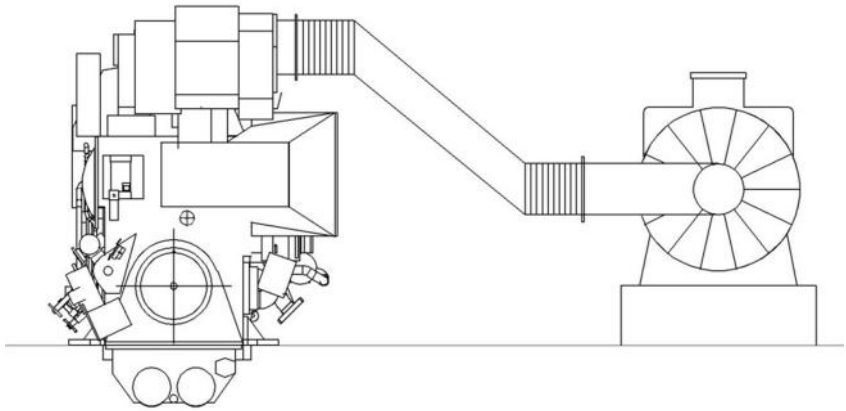
$T_2$  = *Pressure from Power Turbine (°C)*

$T_1$  = *Atmosfer Temperature (°C)*

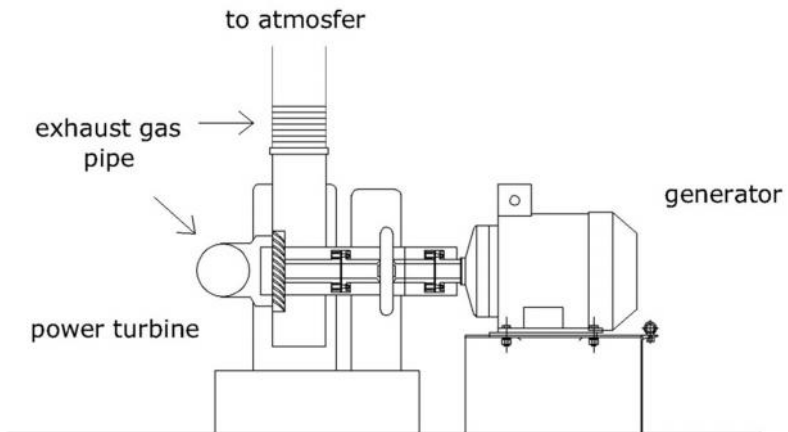
$K$  = *heat capacity ratio = 1,359*

### 4.3. Perencanaan Skema Sistem

Sistem ini akan terdiri dari motor diesel, *turbocharger*, *power turbine*, dan generator. Dimana pada ujung power turbine tersebut akan dihubungkan dengan generator. Berikut gambaran umum hubungan antara motor diesel dengan *power turbine*.



Gambar 4.2 Skema *Exhaust Gas* dari Motor Diesel menuju *Power Turbine*



Gambar 4.3 Skema Hubungan *Power Turbine* dengan Generator

#### 4.4. Analisa Pengaruh Pembebanan *Power Turbine* terhadap Kinerja *Engine*

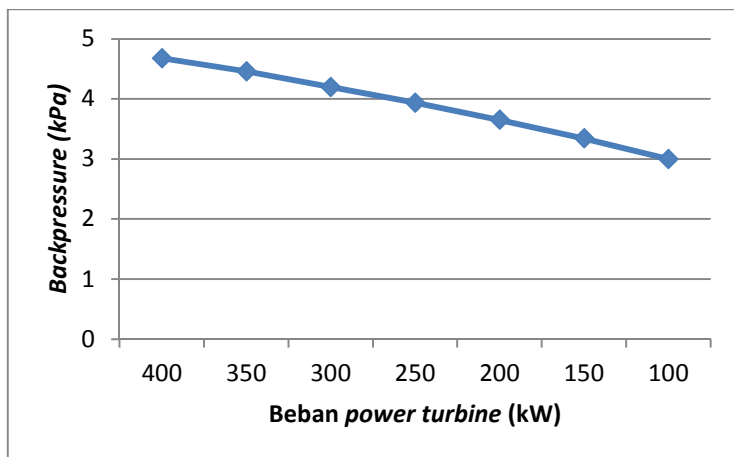
Dar proses perhitungan yang telah dilakukan, hasil detail perhitungan dapat dilihat pada **LAMPIRAN**. Secara garis besar, dari perhitungan yang telah dilakukan, kondisi minimum yang harus dipenuhi agar sistem berjalan dengan normal adalah:

- a. *Backpressure*  $\leq 4,0$  kPa.
- b. Tidak terjadi kondensasi asam ( $H_2SO_4$ ) dimana suhu *exhaust gas* saat di atmosfer  $>$  suhu titik pengembunan  $H_2SO_4$ .

Dari persyaratan kondisi diatas, berikut analisa pengaruh pembebanan *power turbin* terhadap *engine*:

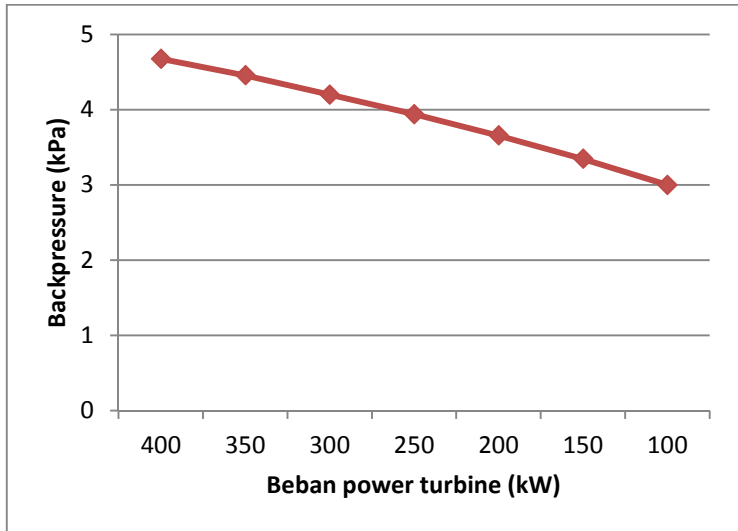
##### a. Pengaruh pembebanan *power turbin* terhadap *Backpressure*

Besarnya *backpressure* pada sistem dipengaruhi oleh besarnya beban pada *power turbin*. Berikut dibawah ini besar *backpressure* pada setiap pembebanan *power turbine* di setiap kondisi engine:

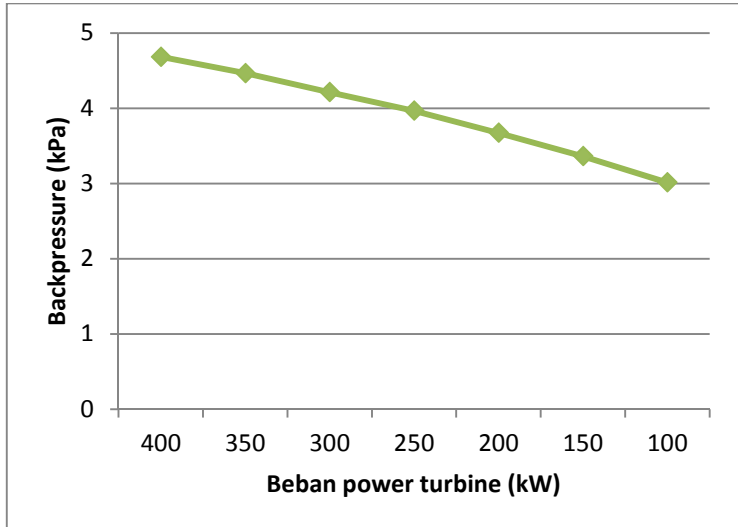


Grafik 4.1. *Backpressure* pada 100% *Engine*

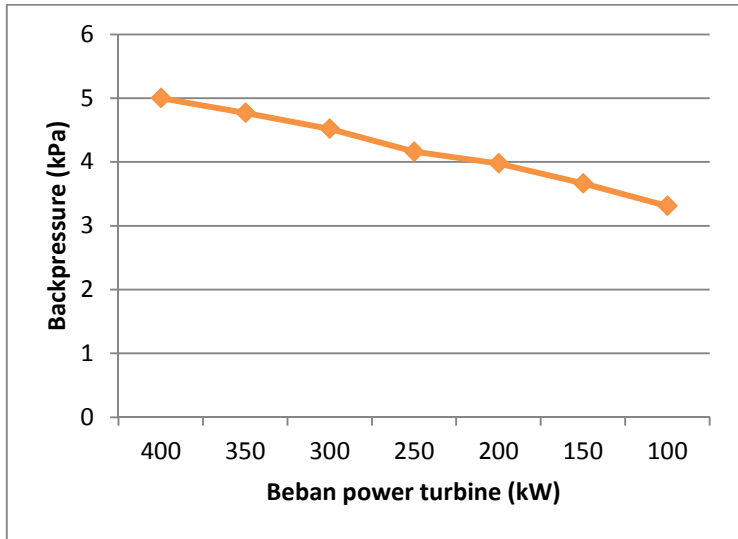




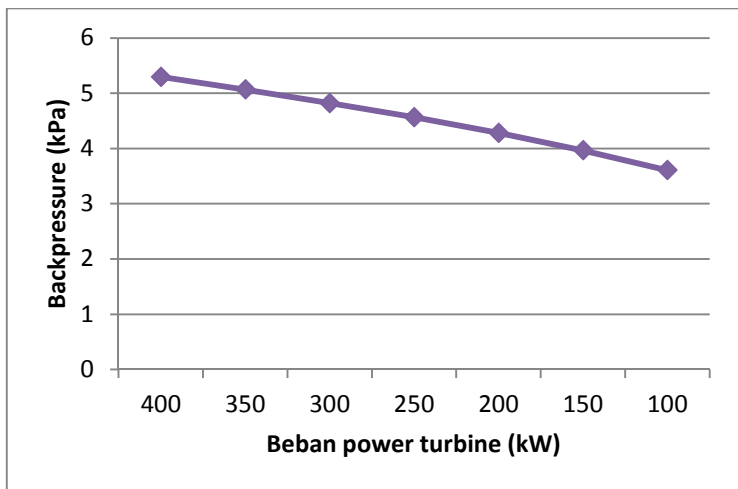
Grafik 4.2. *Backpressure* pada 97% Engine



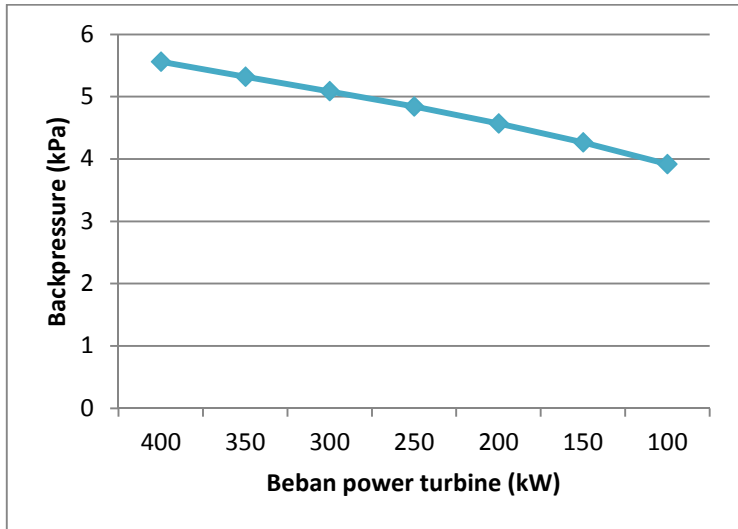
Grafik 4.3. *Backpressure* pada 93,23% Engine



Grafik 4.4. *Backpressure* pada 88,68% *Engine*



Grafik 4.5. *Backpressure* pada 84,17% *Engine*

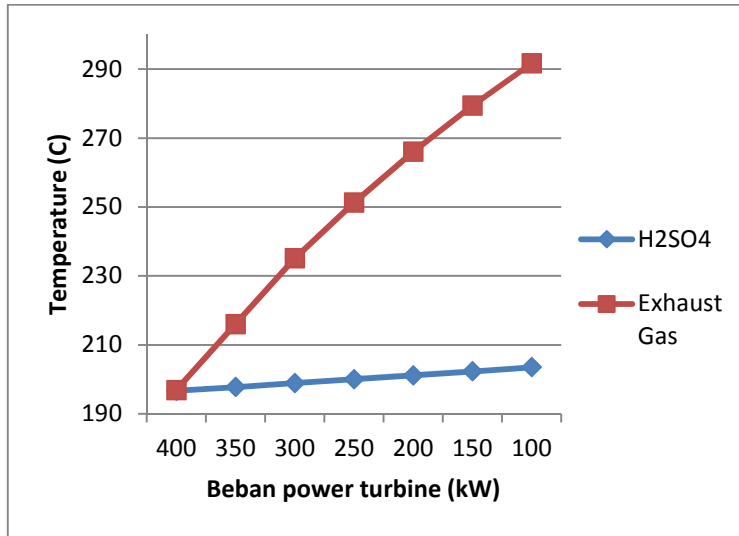


Grafik 4.6. *Backpressure* pada 76,57% *Engine*

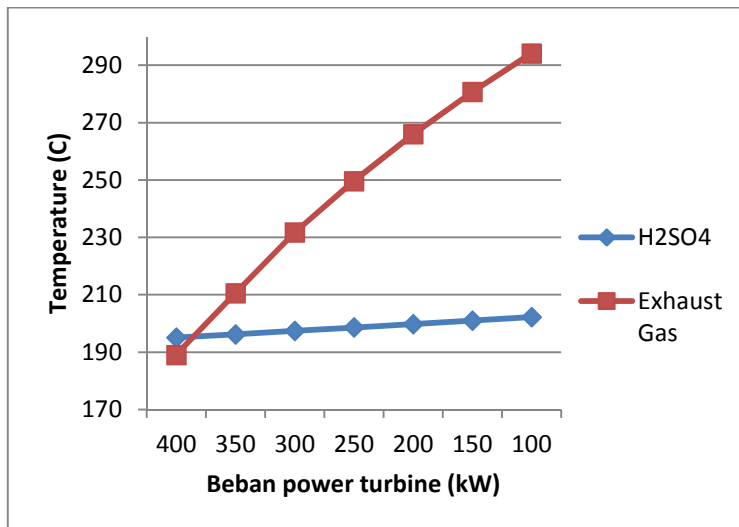
Dari grafik tersebut, terlihat bahwa kenaikan beban *power turbine* disertai dengan kenaikan *backpressure* pada sistem *exhaust gas*. Berdasarkan data dari *project guide* CAT 3616-V, *backpressure* yang diterima oleh engine tidak boleh lebih dari 4,0 kPa.

**b. Pengaruh pembebanan *power turbine* terhadap Kondensasi asam ( $H_2SO_4$ )**

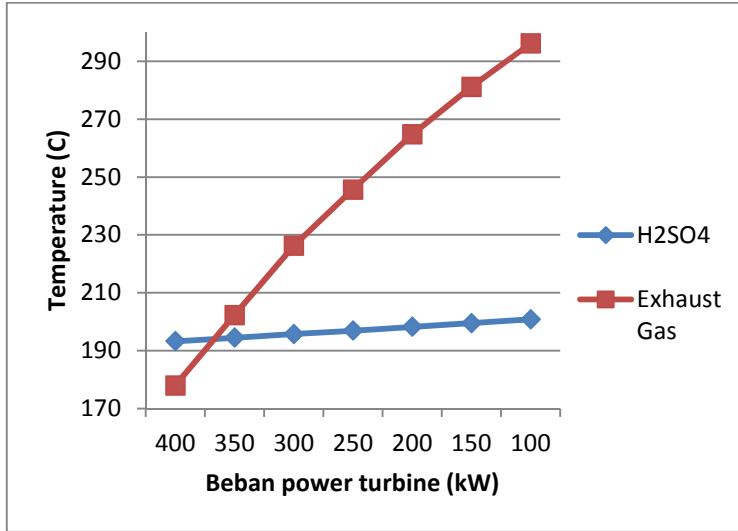
Kondensasi asam pada *exhaust gas* dipengaruhi oleh suhu akhir *exhaust gas*. Kondensasi asam terjadi ketika suhu *exhaust gas* dibawah titik pengembunan asam sulfat ( $H_2SO_4$ ). Berikut ini merupakan grafik perbandingan titik pengembunan asam sulfat dengan suhu akhir *exhaust gas* di atmosfer:



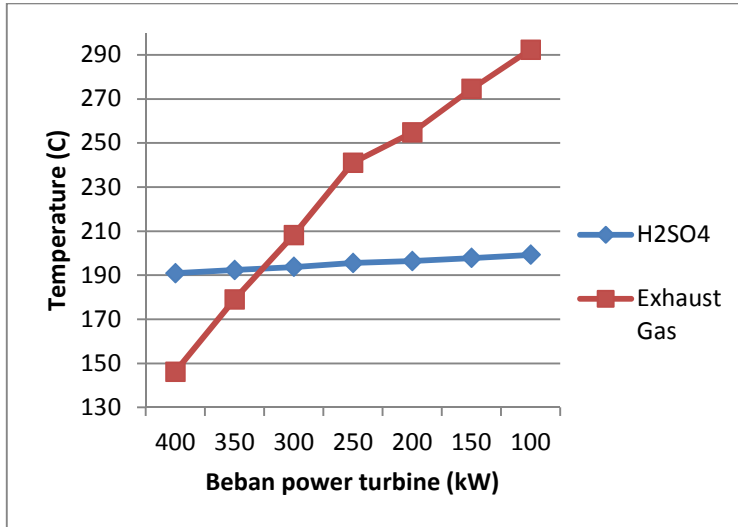
Grafik 4.7. Perbandingan *Dew Point* dan Suhu Akhir Gas pada 100% Engine



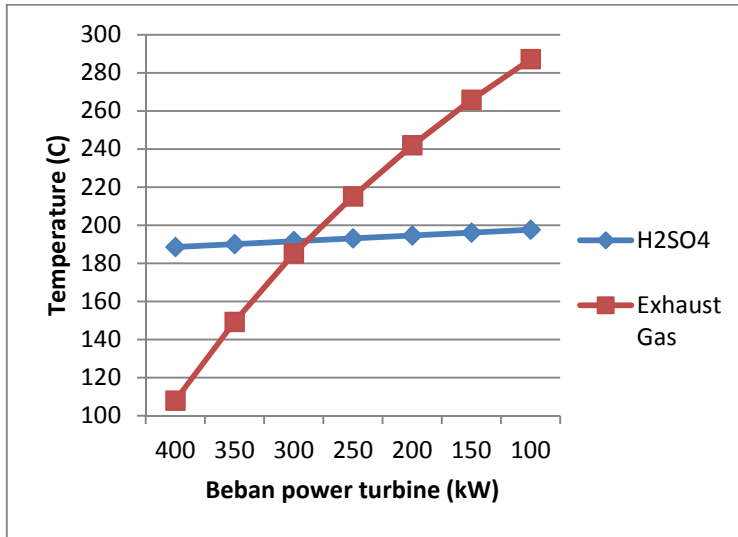
Grafik 4.8. Perbandingan *Dew Point* dan Suhu Akhir Gas pada 97% Engine



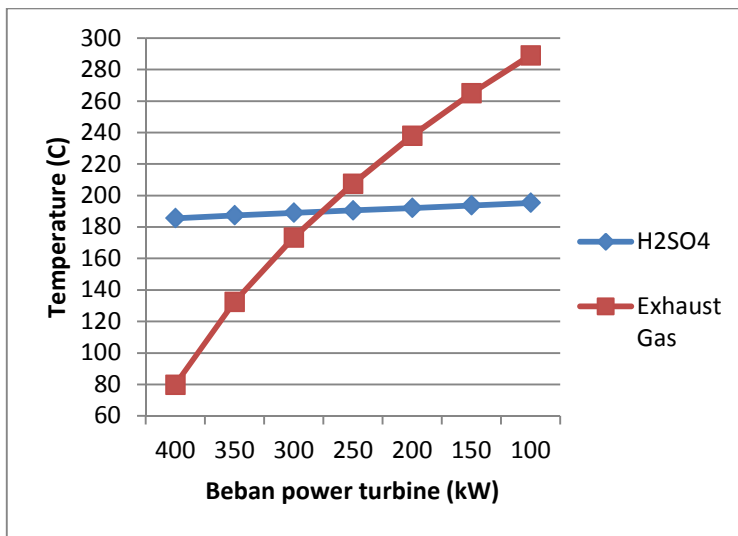
Grafik 4.9. Perbandingan *Dew Point* dan Suhu Akhir Gas pada 93,23% Engine



Grafik 4.10. Perbandingan *Dew Point* dan Suhu Akhir Gas pada 88,64% Engine



Grafik 4.11. Perbandingan *Dew Point* dan Suhu Akhir Gas pada 84,17% *Engine*



Grafik 4.12. Perbandingan *Dew Point* dan Suhu Akhir Gas pada 76,57% *Engine*

Setelah dilakukan analisa terhadap hasil perhitungan dan dibandingkan dengan kondisi minimum yang disyaratkan agar *power turbine* dapat beroperasi secara normal, maka ditetapkan besaran pembebanan *power turbine* di setiap kondisi *engine* sebagai berikut:

Tabel 4.8. Pembebanan *Power Turbine* di setiap kondisi *engine*

Engine	Daya Listrik	Daya Turbin	P4 (After Turbine)	$\eta$ Turbine	BP
%	kW	kW	kPa		kPa
100	250	271,739	283,934	0,754	3,936
97	250	219,780	263,204	0,749	3,938
93,23*	250	166,667	259,583	0,744	3,965
86,69	200	219,780	220,190	0,753	3,977
84,17	150	166,667	215,601	0,747	3,966
76,57	100	111,111	207,887	0,740	3,917

\*service rate engine

#### 4.5. Pemilihan Spesifikasi Generator dan *Power Turbine*

Setelah mendapatkan besaran daya mekanis maksimal yang mampu dihasilkan oleh *power turbine*, maka dilakukan pemilihan alternator final yang mampu memenuhi kapasitas tersebut. Pemilihan alternator didasarkan pada besarnya beban generator pada kondisi *continuous engine*. Dari situ, dipilihlah alternator dengan spesifikasi sebagai berikut:

Type	: Stamford EC-385-50Hz
Capacity	: 380 kVA/280 kW
Phase	: 3
Poles	: 4
Power Factor	: 0,8
Efficiency	: 93,5
Frequency	: 50Hz
Exciter Type	: Brushless, self-exciting

Selain itu, dilakukan juga pemilihan spesifikasi turbin untuk digunakan dalam sistem tersebut, yakni dengan spesifikasi sebagai berikut:

Merk	: ABB
Type	: PTL500
Daya Maksimal	: 500 kW
<i>Pressure Ratio Max</i>	: 3,5
Effisiensi	: 78% - 73%



*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

Tabel A. Besaran *Pressure Loss* pada tiap Kondisi Pembebanan Motor Diesel

Engine	Viscosity	Velocity	D	Re	e	e/D	Fd	Head Loss	P Loss
%	m <sup>2</sup> /s	m/s	m		mm			m	kPa
100,00	6,24E-05	111,45	0,45	804325,879	0,26	5,78E-04	0,018175	612,2953	3,016727
97,06	6,13E-05	107,47	0,45	789077,393	0,26	5,78E-04	0,018206	570,2948	2,83676
93,23	6,01E-05	103,48	0,45	775251,057	0,26	5,78E-04	0,018212	528,9565	2,650666
88,69	5,72E-05	98,61	0,45	776154,306	0,26	5,78E-04	0,018238	480,9861	2,46861
84,17	5,43E-05	93,73	0,45	777153,964	0,26	5,78E-04	0,018264	435,211	2,292036
76,57	5,4E-05	87,97	0,45	733462,87	0,26	5,78E-04	0,018345	385,0077	2,055189

Tabel B. Besaran *Back Pressure* pada Sistem Saluran *Exhaust Gas* (BP1)

Percent	Backpressure by Pipe	Backpressure by Component	Total
%	kPa	kPa	kPa
100,00	1,74232	0,600	2,342
97,06	1,63246	0,600	2,232
93,23	1,52584	0,600	2,126
88,69	1,42041	0,600	2,020
84,17	1,31835	0,600	1,918
76,57	1,17902	0,600	1,779

Tabel C. Skema *Power Turbine* pada *Engine* 100%

P. Listrik	Flow Rate	Cp1	Temp	P3 (Before Turbine)
kW	kg/s	kJ/Kg.C	C	kPa
400	8,752	1,15702	410	367,12
350	8,752	1,15702	410	367,12
300	8,752	1,15702	410	367,12
<b>250</b>	<b>8,752</b>	<b>1,15702</b>	<b>410</b>	<b>367,12</b>
200	8,752	1,15702	410	367,12
150	8,752	1,15702	410	367,12
100	8,752	1,15702	410	367,12

Tabel D. Skema *Power Turbine* pada *Engine* 97%

P. Listrik	Flow Rate	Cp1	Temp	P3 (Before Turbine)
kW	kg/s	kJ/Kg.C	C	kPa
400	8,504	1,15499	403	344,62
350	8,504	1,15499	403	344,62
300	8,504	1,15499	403	344,62
<b>250</b>	<b>8,504</b>	<b>1,15499</b>	<b>403</b>	<b>344,62</b>
200	8,504	1,15499	403	344,62
150	8,504	1,15499	403	344,62
100	8,504	1,15499	403	344,62

Tabel E. Skema *Power Turbine* pada *Engine* 93,23%

P. Listrik	Flow Rate	Cp1	Temp	P3 (Before Turbine)
kW	kg/s	kJ/Kg.C	C	kPa
400	8,254	1,15265	395	321,91
350	8,254	1,15265	395	321,91
300	8,254	1,15265	395	321,91
<b>250</b>	<b>8,254</b>	<b>1,15265</b>	<b>395</b>	<b>321,91</b>
200	8,254	1,15265	395	321,91
150	8,254	1,15265	395	321,91
100	8,254	1,15265	395	321,91

P4 (After Turbine)	$\Delta$ Entalpi	P3/P4	$\eta$ Turbine	P. Turbin
kPa	kJ/kg			kW
223,58	62,670	1,64	0,776	425,531915
236,55	55,985	1,55	0,769	376,344086
251,83	48,433	1,46	0,761	322,580645
<b>267,21</b>	<b>41,160</b>	<b>1,37</b>	<b>0,754</b>	<b>271,73913</b>
283,93	33,578	1,29	0,748	219,78022
302,15	25,677	1,22	0,742	166,666667
322,46	17,260	1,14	0,736	111,111111

P4 (After Turbine)	$\Delta$ Entalpi	P3/P4	$\eta$ Turbine	P. Turbin
kPa	kJ/kg			kW
204,92	64,240	1,68	0,779	425,531915
217,44	57,384	1,58	0,771	376,344086
232,11	49,702	1,48	0,763	322,580645
<b>246,97</b>	<b>42,264</b>	<b>1,40</b>	<b>0,756</b>	<b>271,73913</b>
263,20	34,496	1,31	0,749	219,78022
280,94	26,392	1,23	0,743	166,666667
300,77	17,749	1,15	0,736	111,111111

P4 (After Turbine)	$\Delta$ Entalpi	P3/P4	$\eta$ Turbine	P. Turbin
kPa	kJ/kg			kW
186,30	65,868	1,73	0,783	425,531915
198,26	58,881	1,62	0,774	376,344086
212,33	51,036	1,52	0,766	322,580645
<b>226,07</b>	<b>43,729</b>	<b>1,42</b>	<b>0,758</b>	<b>271,73913</b>
242,36	35,467	1,33	0,751	219,78022
259,58	27,151	1,24	0,744	166,666667
278,93	18,269	1,15	0,737	111,111111

Tabel F. Skema *Power Turbine* pada *Engine* 88,69%

P. Elektris	Flow Rate	Cp1	Temp	P3 (Before Turbine)
kW	kg/s	kJ/Kg.C	C	kPa
400	8,064	1,14511	376	299,37
350	8,064	1,14511	376	299,37
300	8,064	1,14511	376	299,37
250	8,064	1,14511	376	299,37
<b>200</b>	<b>8,064</b>	<b>1,14511</b>	<b>376</b>	<b>299,37</b>
150	8,064	1,14511	376	299,37
100	8,064	1,14511	376	299,37

Tabel G. Skema *Power Turbine* pada *Engine* 84,17%

P. Elektris	Flow Rate	Cp1	Temp	P3 (Before Turbine)
kW	kg/s	kJ/Kg.C	C	kPa
400	7,874	1,13912	357	277,56
350	7,874	1,13912	357	277,56
300	7,874	1,13912	357	277,56
250	7,874	1,13912	357	277,56
200	7,874	1,13912	357	277,56
<b>150</b>	<b>7,874</b>	<b>1,13912</b>	<b>357</b>	<b>277,56</b>
100	7,874	1,13912	357	277,56

Tabel H. Skema *Power Turbine* pada *Engine* 76,57%

P. Elektris	Flow Rate	Cp1	Temp	P3 (Before Turbine)
kW	kg/s	kJ/Kg.C	C	kPa
400	7,503	1,13849	355	247,78
350	7,503	1,13849	355	247,78
300	7,503	1,13849	355	247,78
250	7,503	1,13849	355	247,78
200	7,503	1,13849	355	247,78
150	7,503	1,13849	355	247,78
<b>100</b>	<b>7,503</b>	<b>1,13849</b>	<b>355</b>	<b>247,78</b>

P4 (After Turbine)	$\Delta\text{Entalpi}$	P3/P4	$\eta$ Turbine	P. Turbin
kPa	kJ/kg			kW
164,72	67,566	1,82	0,781	425,531915
177,27	59,870	1,69	0,780	376,344086
190,87	51,958	1,57	0,770	322,580645
210,24	41,353	1,42	0,758	271,73913
<b>220,19</b>	<b>36,179</b>	<b>1,36</b>	<b>0,753</b>	<b>219,78022</b>
237,16	27,722	1,26	0,745	166,666667
256,31	18,687	1,17	0,738	111,111111

P4 (After Turbine)	$\Delta\text{Entalpi}$	P3/P4	$\eta$ Turbine	P. Turbin
kPa	kJ/kg			kW
145,25	68,696	1,91	0,787	425,531915
157,39	60,850	1,76	0,786	376,344086
170,45	52,885	1,63	0,775	322,580645
183,94	45,103	1,51	0,765	271,73913
198,93	36,919	1,40	0,756	219,78022
<b>215,60</b>	<b>28,318</b>	<b>1,29</b>	<b>0,747</b>	<b>166,666667</b>
234,57	19,093	1,18	0,739	111,111111

P4 (After Turbine)	$\Delta\text{Entalpi}$	P3/P4	$\eta$ Turbine	P. Turbin
kPa	kJ/kg			kW
125,09	71,697	1,98	0,791	425,531915
137,21	63,582	1,81	0,789	376,344086
149,06	55,303	1,66	0,777	322,580645
161,35	47,202	1,54	0,767	271,73913
175,07	38,658	1,42	0,758	219,78022
190,39	29,673	1,30	0,749	166,666667
<b>207,89</b>	<b>20,018</b>	<b>1,19</b>	<b>0,740</b>	<b>111,111111</b>

Tabel I. Besar Backpressure Sistem pada *Engine* 100%

Daya	Density	V Before	V After	BP of Power Turbine	BP1	Total
kW	kg/m <sup>3</sup>	m/s	m/s	kPa	kPa	kPa
400	0,797	111,45	69,039	2,335	2,342	4,677
350	0,754	111,45	73,043	2,115	2,342	4,457
300	0,708	111,45	77,762	1,855	2,342	4,197
<b>250</b>	<b>0,667</b>	<b>111,45</b>	<b>82,510</b>	<b>1,593</b>	<b>2,342</b>	<b>3,936</b>
200	0,628	111,45	87,675	1,309	2,342	3,651
150	0,590	111,45	93,300	0,999	2,342	3,342
100	0,553	111,45	99,571	0,654	2,342	2,996

Tabel J. Besar Backpressure Sistem pada *Engine* 97%

Daya	Density	V Before	V After	BP of Power Turbine	BP1	Total
kW	kg/m <sup>3</sup>	m/s	m/s	kPa	kPa	kPa
400	0,821	107,47	65,122	2,331	2,2325	4,674
350	0,774	107,47	69,100	2,112	2,2325	4,455
300	0,725	107,47	73,761	1,856	2,2325	4,198
<b>250</b>	<b>0,682</b>	<b>107,47</b>	<b>78,484</b>	<b>1,596</b>	<b>2,2325</b>	<b>3,938</b>
200	0,640	107,47	83,643	1,312	2,2325	3,654
150	0,599	107,47	89,279	1,001	2,2325	3,344
100	0,560	107,47	95,582	0,654	2,2325	2,997

Tabel K. Besar Backpressure Sistem pada *Engine* 93,23%

Daya	Density	V Before	V After	BP of Power Turbine	BP1	Total
kW	kg/m <sup>3</sup>	m/s	m/s	kPa	kPa	kPa
400	0,851	103,48	60,991	2,339	2,1258	4,682
350	0,800	103,48	64,908	2,124	2,1258	4,466
300	0,747	103,48	69,516	1,870	2,1258	4,212
<b>250</b>	<b>0,702</b>	<b>103,48</b>	<b>74,014</b>	<b>1,622</b>	<b>2,1258</b>	<b>3,965</b>
200	0,654	103,48	79,346	1,329	2,1258	3,671
150	0,611	103,48	84,985	1,018	2,1258	3,361
100	0,569	103,48	91,317	0,670	2,1258	3,012

Tabel L. Besar Backpressure *Power Turbine* pada *Engine* 88,69%

Daya	Density	V Before	V After	BP of <i>Power Turbine</i>	BP1	Total
kW	kg/m <sup>3</sup>	m/s	m/s	kPa	kPa	kPa
400	0,919	103,48	55,200	2,658	2,0204	5,001
350	0,854	103,48	59,406	2,427	2,0204	4,769
300	0,793	103,48	63,963	2,176	2,0204	4,518
250	0,720	103,48	70,457	1,818	2,0204	4,161
<b>200</b>	<b>0,687</b>	<b>103,48</b>	<b>73,790</b>	<b>1,635</b>	<b>2,0204</b>	<b>3,977</b>
150	0,638	103,48	79,478	1,322	2,0204	3,664
100	0,591	103,48	85,894	0,968	2,0204	3,311

Tabel M. Besar Backpressure *Power Turbine* pada *Engine* 84,17%

Daya	Density	V Before	V After	BP of <i>Power Turbine</i>	BP1	Total
kW	kg/m <sup>3</sup>	m/s	m/s	kPa	kPa	kPa
400	0,994	103,48	49,850	2,953	1,9184	5,295
350	0,917	103,48	54,019	2,723	1,9184	5,066
300	0,847	103,48	58,501	2,476	1,9184	4,819
250	0,785	103,48	63,130	2,222	1,9184	4,564
200	0,725	103,48	68,274	1,938	1,9184	4,281
<b>150</b>	<b>0,669</b>	<b>103,48</b>	<b>73,997</b>	<b>1,623</b>	<b>1,9184</b>	<b>3,966</b>
100	0,615	103,48	80,506	1,265	1,9184	3,607

Tabel N. Besar Backpressure *Power Turbine* pada *Engine* 76,57%

Daya	Density	V Before	V After	BP of <i>Power Turbine</i>	BP1	Total
kW	kg/m <sup>3</sup>	m/s	m/s	kPa	kPa	kPa
400	1,048	103,48	45,055	3,217	1,779	5,559
350	0,955	103,48	49,418	2,977	1,779	5,319
300	0,879	103,48	53,687	2,742	1,779	5,084
250	0,812	103,48	58,112	2,498	1,779	4,840
200	0,749	103,48	63,056	2,226	1,779	4,568
150	0,688	103,48	68,572	1,922	1,779	4,264
<b>100</b>	<b>0,630</b>	<b>103,48</b>	<b>74,875</b>	<b>1,575</b>	<b>1,779</b>	<b>3,917</b>



Tabel O. Besar *Dew Point* pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> **dan** Perbandingan *Dew Point* (DP) pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> dengan *Suhu Exhaust* gas saat Keluar menuju Atmosfir pada 100% *Engine*

Daya	P Total	P Total	P SO2	P H2O	DP H2SO4
kW	kPa	mmHg	mmHg	mmHg	C
400	223,58	1677,085	1,173959	109,0105	196,70943
350	236,55	1774,338	1,242037	115,33198	197,76606
300	251,83	1888,992	1,322295	122,7845	198,93506
<b>250</b>	<b>267,21</b>	<b>2004,307</b>	<b>1,403015</b>	<b>130,27993</b>	<b>200,03665</b>
200	283,93	2129,788	1,490851	138,4362	201,16075
150	302,15	2266,426	1,586498	147,31767	202,30667
100	322,46	2418,749	1,693125	157,21872	203,49969

Daya	P After Turbine	T. After Turbine	T. at atmosfir (1 bar)	H2SO4	Status
kW	kPa	°C	°C	°C	
400	223,58	246,06	196,89	196,7094	Not
350	236,55	274,27	216,01	197,7661	Not
300	251,83	303,79	235,10	198,9351	Not
<b>250</b>	<b>267,21</b>	<b>330,08</b>	<b>251,23</b>	<b>200,0366</b>	<b>Not</b>
200	283,93	355,45	265,97	201,1607	Not
150	302,15	379,88	279,33	202,3067	Not
100	322,46	403,86	291,60	203,4997	Not

Tabel P. Besar *Dew Point* pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> **dan** Perbandingan *Dew Point* (DP) pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> dengan Suhu *Exhaust gas* saat Keluar menuju Atmosfir pada 97% *Engine*

Daya	P Total	P Total	P SO2	P H2O	Dew Point
kW	kPa	mmHg	mmHg	mmHg	C
400	204,92	1537,122	1,075985	99,91292	195,06825
350	217,44	1631,03	1,141721	106,01697	196,18604
300	232,11	1741,05	1,218735	113,16828	197,41151
<b>250</b>	<b>246,97</b>	<b>1852,528</b>	<b>1,29677</b>	<b>120,41434</b>	<b>198,57169</b>
200	263,20	1974,293	1,382005	128,32902	199,75659
150	280,94	2107,316	1,475121	136,97552	200,96474
100	300,77	2256,108	1,579276	146,64702	202,22277

Daya	P After Turbine	T. After Turbine	T. at atmosfir (1 bar)	H2SO4	Status
kW	kPa	°C	°C	°C	
400	204,92	230,56	189,05	195,0683	Condense
350	217,44	261,08	210,54	196,186	Not
300	232,11	292,65	231,72	197,4115	Not
<b>250</b>	<b>246,97</b>	<b>320,82</b>	<b>249,63</b>	<b>198,5717</b>	<b>Not</b>
200	263,20	347,95	265,95	199,7566	Not
150	280,94	374,00	280,68	200,9647	Not
100	300,77	399,50	294,14	202,2228	Not

Tabel Q. Besar *Dew Point* pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> **dan** Perbandingan *Dew Point* (DP) pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> dengan Suhu *Exhaust Gas* saat Keluar menuju Atmosfir pada 92,23% *Engine*

Daya	P Total	P Total	P SO2	P H2O	Dew Point
kW	kPa	mmHg	mmHg	mmHg	C
400	186,30	1397,403	0,978182	90,831182	193,26321
350	198,26	1487,14	1,040998	96,664105	194,44332
300	212,33	1592,72	1,114904	103,52679	195,73852
<b>250</b>	<b>226,07</b>	<b>1695,783</b>	<b>1,187048</b>	<b>110,22588</b>	<b>196,91757</b>
200	242,36	1817,952	1,272567	118,16691	198,22001
150	259,58	1947,133	1,362993	126,56364	199,4992
100	278,93	2092,217	1,464552	135,9941	200,83179

Daya	P After Turbine	T. After Turbine	T. at atmosfir (1 bar)	H2SO4	Status
kW	kPa	°C	°C	°C	
400	186,30	211,26	177,91	193,2632	Condense
350	198,26	244,41	202,27	194,4433	Not
300	212,33	278,63	226,20	195,7385	Not
<b>250</b>	<b>226,07</b>	<b>307,93</b>	<b>245,62</b>	<b>196,9176</b>	<b>Not</b>
200	242,36	338,36	264,68	198,22	Not
150	259,58	366,38	281,13	199,4992	Not
100	278,93	393,72	296,08	200,8318	Not

Tabel R. Besar *Dew Point* pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> dan Perbandingan *Dew Point* (DP) pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> dengan Suhu *Exhaust Gas* saat Keluar menuju Atmosfir pada 88,69% *Engine*

Daya	P Total	P Total	P SO2	P H2O	Dew Point
kW	kPa	mmHg	mmHg	mmHg	C
400	164,72	1235,541	0,864879	80,310195	190,91605
350	177,27	1329,686	0,93078	86,429615	192,3182
300	190,87	1431,697	1,002188	93,060329	193,72346
250	210,24	1577,037	1,103926	102,5074	195,552
<b>200</b>	<b>220,19</b>	<b>1651,643</b>	<b>1,15615</b>	<b>107,35682</b>	<b>196,42222</b>
150	237,16	1778,955	1,245268	115,63205	197,81467
100	256,31	1922,564	1,345795	124,96668	199,26304

Daya	P After Turbine	T. After Turbine	T. at atmosfir (1 bar)	H2SO4	Status
kW	kPa	°C	°C	°C	
400	164,72	167,61	146,12	190,916	Condense
350	177,27	209,61	179,00	192,3182	Condense
300	190,87	248,87	208,17	193,7235	Not
250	210,24	296,04	241,00	195,552	Not
<b>200</b>	<b>220,19</b>	<b>317,03</b>	<b>254,76</b>	<b>196,4222</b>	<b>Not</b>
150	237,16	348,78	274,49	197,8147	Not
100	256,31	379,55	292,27	199,263	Not

Tabel S. Besar *Dew Point* pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> **dan** Perbandingan *Dew Point* (DP) pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> dengan Suhu *Exhaust Gas* saat Keluar menuju Atmosfir pada 84,17% *Engine*

Daya	P Total	P Total	P SO2	P H2O	Dew Point
kW	kPa	mmHg	mmHg	mmHg	C
400	145,25	1089,488	0,762641	70,8167	188,50042
350	157,39	1180,613	0,826429	76,739843	190,04478
300	170,45	1278,562	0,894994	83,106554	191,57032
250	183,94	1379,729	0,96581	89,682381	193,02132
200	198,93	1492,16	1,044512	96,990406	194,50709
<b>150</b>	<b>215,60</b>	<b>1617,222</b>	<b>1,132055</b>	<b>105,1194</b>	<b>196,02603</b>
100	234,57	1759,495	1,231647	114,3672	197,60885

Daya	P After Turbine	T. After Turbine	T. at atmosfir (1 bar)	H2SO4	Status
kW	kPa	°C	°C	°C	
400	145,25	119,45	107,88	188,5004	Condense
350	157,39	168,95	149,17	190,0448	Condense
300	170,45	214,28	185,02	191,5703	Condense
250	183,94	254,34	214,97	193,0213	Not
200	198,93	292,49	241,84	194,5071	Not
<b>150</b>	<b>215,60</b>	<b>328,70</b>	<b>265,70</b>	<b>196,026</b>	<b>Not</b>
100	234,57	363,63	287,07	197,6089	Not

Tabel T. Besar *Dew Point* pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> **dan** Perbandingan *Dew Point* (DP) pada H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> dengan Suhu *Exhaust Gas* saat Keluar menuju Atmosfir pada 76,57% *Engine*

Daya	P Total	P Total	P SO2	P H2O	Dew Point
kW	kPa	mmHg	mmHg	mmHg	C
400	125,09	938,3303	0,656831	60,991471	185,61128
350	137,21	1029,181	0,720427	66,896758	187,40156
300	149,06	1118,088	0,782662	72,675724	188,99936
250	161,35	1210,261	0,847183	78,666963	190,52024
200	175,07	1313,218	0,919253	85,359186	192,08066
150	190,39	1428,098	0,999668	92,826352	193,6757
<b>100</b>	<b>207,89</b>	<b>1559,357</b>	<b>1,09155</b>	<b>101,35821</b>	<b>195,33936</b>

Daya	P After Turbine	T. After Turbine	T. at atmosfir (1 bar)	H2SO4	Status
kW	kPa	°C	°C	°C	
400	125,09	84,62	79,69	185,6113	Condense
350	137,21	144,30	132,41	187,4016	Condense
300	149,06	193,31	173,31	188,9994	Condense
250	161,35	236,52	207,39	190,5202	Not
200	175,07	277,62	237,91	192,0807	Not
150	190,39	316,48	264,91	193,6757	Not
<b>100</b>	<b>207,89</b>	<b>353,87</b>	<b>288,99</b>	<b>195,3394</b>	<b>Not</b>

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

Berdasarkan hasil perhitungan daya mekanis dan elektrik pada *power turbine* menuju ke generator diatas, maka didapatkan beberapa kesimpulan dan saran sebagai berikut.

#### **5.1. Kesimpulan**

- a. *Power Turbine* dapat diaplikasikan pada beban tertentu dengan baik tanpa mengganggu kinerja *engine* secara umum, baik pada *service rate engine* di 93,23%, diatas *service rate engine* (100% dan 97%), dan dibawah *service rate engine* (88,69%; 84,17%; dan 76,57%)
- b. Dari hasil perhitungan pada penelitian ini, didapatkan bahwa daya listrik yang bisa dihasilkan oleh *power turbine* dari motor diesel CAT 3616-V dengan daya 4920 kW pada *continuous rating* yakni sebesar
  - **250 kW** (5,08% dari daya *engine* utama) pada kondisi 100%, 97%, dan 93,23% *engine*;
  - **200 kW** (4,07% dari daya *engine* utama) pada kondisi 86,69% *engine*;
  - **150 kW** (3,05% dari daya *Engine* utama) pada kondisi 84,17% *engine*.
  - **100 kW** (2,03% dari daya *Engine* utama) pada kondisi 76,57% *engine*.
- c. Spesifikasi sistem *power turbine* yang tepat untuk diaplikasikan pada penelitian ini yakni, *power turbine* PTL500 dengan daya maksimal 500 kW dan efisiensi 78%-73% dan generator STAMFORD 380 kVa / 280 kW at 50 Hz dengan kutub 4 buah dan efisiensi 93,5%.

## 5.2. Saran

- a. *Power Turbine* tersebut sebaiknya diimplementasikan secara luas, baik pada aplikasi sistem pembangkit listrik di darat yang menggunakan motor bakar (diesel dan bensin) maupun aplikasi di kapal, baik pada sistem *diesel generator* dan sebagai PTO (*Power Take-Off*) pada *main engine* kapal. Hal ini mengingat bahwa sistem tersebut cenderung mudah diaplikasikan karena komponen yang digunakan tidak banyak sehingga tidak memakan terlalu banyak tempat. Hal ini cocok diaplikasikan terutama di kapal yang notabene memiliki ruang yang terbatas.



## DAFTAR PUSTAKA

1. Verhoff F.H., Branchero J., *“Predicting Dew Points of Flue Gasses”*, Chem. Eng. Prog, August 1974.
2. Zuhail, *“Dasar Teknik Tenaga Listrik dan Elektronika Daya”*, Gramedia Pustaka Utama, Jakarta, Bab 8, Juni 2000.
3. Sarpkaya, T., 2004, “A Critical Review of the Intrinsic Nature of Vortex Induced Vibrations,” *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 19(4), pp 389-447.
4. Aungier, R.H., *“Turbine Aerodynamics”*, ASME Press, 2006
5. Keiichi Shiraishi; Yoshihisa Ono, *“Hybrid Turbocharger with Intregated High Speed Generator”*, Mitsubishi Heavy Industry Technical Review Vol 44 No. 1, Maret, 2007.
6. Bennet, Sean, *“Modern Diesel Technology: Diesel Engine”*, Cengage Learning, 2010.
7. Keiichi Shiraishi; Yoshihisa Ono; Kiyoko Sugishita, *“Development of Large Marine Hybrid Turbocharger for Generating Electric Power with Exhaust Gas from the Main Engine”*, Mitsubishi Heavy Industry Technical Review Vol 47 No. 3, September, 2010.
8. Dixon, Hall, *“Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery”*, Elsevier Inc., 2014
9. Safarudin Gazali Herawan; Ahmad Faris Ismail; Azma Putra, *“Prediction on Power Produced from Power Turbine as a Waste Heat Recovery Mechanism on Naturally Aspirated Spark Ignition Engine Using Artificial Neural Network”*, Research Gate, 2016
10. Wikipedia: Pengertian Generator  
<<http://id.m.wikipedia.org/wiki/generator>>, Desember, 2015.
11. Electrical4u: Prinsip kerja, kelebihan generator sinkron 3 fasa, <<http://www.electrical4u.com>>, Desember, 2015.
12. Rasio jenis pembangkit listrik di Indonesia <<http://www.djk.esdm.go.id>>, Desember, 2015

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BIOGRAFI



*“Jika kau tak tahan lelahnya belajar, maka kau akan menanggung perihnya kebodohan”*

Kalimat tersebut telah menginspirasi penulis kelahiran Surabaya, 25 Februari 1994 yang memiliki nama lengkap Aditya Wahyu Saputra. Penulis menyelesaikan masa studinya di SD Santo Carolus Surabaya pada tahun 2006, lalu ia meneruskan belajarnya ke jenjang sekolah menengah pertama di SMP Santo Carolus Surabaya hingga tahun 2009. Kemudian setelah lulus dari SMA Negeri 15 Surabaya pada tahun 2012, penulis diterima di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan ITS Surabaya pada bulan Agustus 2012. Selama masa studinya di jurusan tersebut, penulis juga berkontribusi aktif di organisasi-organisasi intrakampus, antara lain sebagai Panitia Acara Marine Icon pada tahun 2013 dan 2014. Selain itu, penulis juga turut berkontribusi aktif di organisasi ekstrakampus, yaitu sebagai Staff Divisi Sumber Daya Mahasiswa Keluarga Mahasiswa Katolik (KMK) ITS pada tahun 2013 hingga 2014. Selain pengalaman organisasi, penulis juga memiliki pengalaman *On the Job Training* di beberapa perusahaan, antara lain di PT. Peln (Surabaya) di tahun 2014 dan PT. Wartsila Indonesia (Bekasi) di tahun 2015. Sebagai mahasiswa Jurusan Teknik Sistem Perkapalan ITS Surabaya, penulis tertarik pada bidang MPP (*Marine Power Plant*). Oleh karena itu, pada bidang tersebutlah penulis menandatangani pilihan untuk tema skripsinya dengan membahas mengenai *Power Turbine* sebagai aplikasi *Power Take-Off (PTO)* untuk meningkatkan produksi energi listrik pada Diesel Generator di sistem pembangkit listrik.