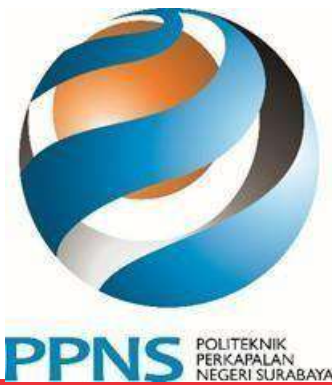




TUGAS AKHIR (ME33200)

ANALISIS PERBEDAAN TEMPERATUR GAS BUANG MESIN DIESEL
NIIGATA 6PA5L KARENA PENGARUH PENGGANTIAN
TURBOCHARGER PADA KAPAL RO-RO PASSENGERS 2326 GT

HANJIAN BINSAR MARPAUNG
NRP. 0323030055

DOSEN PEMBIMBING :
Ir. SYAFIUDDIN, S.T., M.T.

PROGRAM STUDI D3 TEKNIK PERMESINAN KAPAL
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA
2026



PPNS POLITEKNIK
PERKAPALAN
NEGERI SURABAYA

TUGAS AKHIR (ME33200)

**ANALISIS PERBEDAAN TEMPERATUR GAS BUANG MESIN
DIESEL NIIGATA 6PA5L KARENA PENGARUH
PENGANTIAN *TURBOCHARGER* PADA KAPAL *RO-RO*
*PASSENGERS 2326 GT***

HANJIAN BINSAR MARPAUNG
NRP. 0323030055

DOSEN PEMBIMBING :
Ir. SYAFIUDDIN, ST., MT.

PROGRAM STUDI D3 TEKNIK PERMESINAN KAPAL
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA
SURABAYA
2026

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

**ANALISIS PERBEDAAN TEMPERATUR GAS BUANG MESIN DIESEL
NIIGATA 6PA5L KARENA PENGARUH PENGGANTIAN
TURBOCHARGER PADA KAPAL RO-RO PASSENGERS 2326 GT**

Disusun Oleh:

**Hanjian Binsar Marpaung
0323030055**

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Kelulusan
Program Studi D3 Teknik Permesinan Kapal
Jurusan Teknik permesinan Kapal
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA**

**Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir Tanggal Ujian : 9 Juli 2026
Periode Wisuda : Oktober 2026**

Menyetujui,

Dosen Penguji

1. Ir. Syafiuddin, S.T, M.T.
2. M. Rizqi Mubarak, S.T, B.Eng., M.T.
3. Benedicta Dian Alfanda, S.T, M.T.
4. Dra. Daisy Dwijati Kumala Ratna, M.Pd

NIDN/NUPTK

(0013108705)
(6045773674130283)
(0001018912)
(0001126109)

Tanda Tangan

(.....)
(.....)
(.....)
(.....)

Dosen Pembimbing

1. Ir. Syafiuddin S.T., M.T.

NIDN

(0013108705)

Tanda Tangan

(.....)

Menyetujui

Ketua Jurusan,



**Dr. Ir. Prayo Agus Setiawan, S.T., M.T.
NIP. 197708192005011001**

Mengetahui

Koordinator Program Studi,

(.....)

**Ir. Emie Santoso, M.T.
NIP. 196611101994032003**

(halaman sengaja dikosongkan)



PERNYATAAN BEBAS PLAGIAT

No. : F.WD I. 021
Date : 3 Nopember 2015
Rev. : 01
Page : 1 dari 1

Yang bertandatangan dibawah ini :

Nama : Hanjian Binsar Marpaung

NRP. : 0323030055

Jurusan/Prodi : Teknik Permesinan Kapal/ D3 Teknik Permesinan Kapal

Dengan ini menyatakan dengan sesungguhnya bahwa :

Tugas Akhir yang akan saya kerjakan dengan judul :

"ANALISIS PERBEDAAN TEMPERATUR GAS BUANG MESIN DIESEL
NIIGATA 6PA5L KARENA PENGARUH PENGgantian *TURBOCHARGER*
PADA KAPAL *RO-RO PASSENGERS 2326 GT*"

Adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain.

Apabila dikemudian hari terbukti terdapat plagiat dalam karya ilmiah tersebut,
maka saya bersedia menerima **sanksi** sesuai ketentuan peraturan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan penuh tanggung jawab.

Surabaya, 24 Juli 2026

Yang membuat pernyataan,



(Hanjian Binsar Marpaung)
NRP. 0323030055

(halaman sengaja dikosongkan)

(Halaman Sengaja Dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan kehadirat Tuhan Yesus Kristus, yang telah melimpahkan berkat-Nya, sehingga penulis dapat menyusun dan menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “ANALISIS PERBEDAAN TEMPERATUR GAS BUANG MESIN DIESEL NIIGATA 6PA5L KARENA PENGARUH PENGGANTIAN *TURBOCHARGER* PADA KAPAL *RO-RO PASSENGERS 2326 GT*”. Tugas Akhir ini dilaksanakan untuk memenuhi salah satu persyaratan untuk kelulusan sebagai Ahli Madya (A.md.T) pada Program Studi D3 Teknik Permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya. Penulis mengucapkan terima kasih khususnya kepada:

1. Tuhan Yesus Kristus yang telah memberikan petunjuk dan kemudahan dalam pengerjaan tugas akhir ini.
2. Bapak Horas Marpaung dan Ibu Gokmauli Manik (+) selaku orang tua yang telah mendidik dari kecil hingga dewasa, beserta keluarga lainnya yang tiada henti memberikan dukungan baik moral maupun materil selama penulis menempuh studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
3. Bapak Rachmad Tri Soelistijono, S.T., M.T. selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
4. Bapak Dr. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal.
5. Ibu Ir. Emie Santoso, MT selaku Koordinator Program Studi Teknik Permesinan Kapal.
6. Bapak Ir. Syafiuddin, ST., MT selaku Dosen Pembimbing yang memberikan ilmu, arahan, dan saran selama penulisan Tugas Akhir.
7. Bapak dan Ibu dosen pengajar di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
8. Bapak Nuku Geraldi Abdillah Bira selaku pembimbing OJT di Surabaya yang telah memberikan banyak ilmu lapangan serta membantu dalam memberikan masukan pada saat pelaksanaan OJT.
9. Maestro ME 23 yang telah menjaga kekompakan, dan kebersamaan serta memberikan motivasi dan saran selama menempuh studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

10. D3 ME Begejekan yang telah menemani dan menjaga solidaritas dalam kelas selama menempuh masa studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
11. SOBAT KETINGGIAN yang telah menemani dan menjalankan pendakian disela-sela pengerjaan Tugas Akhir ini.
12. Kepada seseorang yang namanya tidak bisa penulis sebutkan, Terima kasih telah menjadi sosok yang menginspirasi dari kejauhan, yang tanpa pernah kamu sadari, keberadaanmu sempat menjadi salah satu alasan dan penyemangat bagi penulis untuk terus melangkah dan menuntaskan Tugas Akhir ini.
13. Seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu yang telah memberi bantuan dan semangat kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini masih terdapat kekurangan dan kesalahan yang tidak disengaja, oleh karena itu penulis mengharapkan adanya kritik dan saran yang membangun sebagai bentuk perbaikan. Semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi penulis sendiri dan bagi pembaca serta dapat digunakan sebagai salah satu referensi untuk pengembangan tugas akhir selanjutnya.

Surabaya, 9 Juli 2026

Hanjian Binsar Marpaung

ANALISIS PERBEDAAN TEMPERATUR GAS BUANG MESIN DIESEL NIIGATA 6PA5L KARENA PENGARUH PENGGANTIAN TURBOCHARGER PADA KAPAL RO-RO PASSENGERS 2326 GT

Hanjian Binsar Marpaung

ABSTRAK

Kenaikan temperatur gas buang (*Exhaust Gas Temperature/EGT*) dan penurunan putaran (*rpm*) pada mesin diesel Niigata 6PA5L di kapal *Ro-Ro Passengers 2326 GT* terjadi akibat penggantian tiga tipe *turbocharger* berbeda (NHP 30 B, VTR 250, dan NHP 30 AH). Metode analisis keseimbangan energi termal (*thermal energy balance*) yang dilakukan, menunjukkan bahwa pasokan aliran massa udara spesifik ($\dot{m}_{CYi}$) merosot signifikan berturut-turut dari 0,7311 kg/s, menjadi 0,6040 kg/s, dan menyentuh titik terendah 0,5316 kg/s pada tipe NHP 30 AH. Penurunan pasokan udara ini memicu penurunan efisiensi sistem *turbocharger* (η_{TS}) secara drastis dari 15,89% hingga tersisa hanya 9,59% pada komponen terakhir. Analisis termodinamika membuktikan nilai *Air-Fuel Ratio* (AFR) aktual pada ketiga pengujian berada pada kondisi stabil dan pasokan udara melimpah di kisaran 35,6 hingga 35,7 (di atas batas stoikiometrik 14,6). Hal ini membuktikan bahwa fenomena melonjaknya *Exhaust Gas Temperature* hingga 400°C dan jatuhnya putaran mesin menjadi 575 rpm murni disebabkan oleh faktor kegagalan mekanis pembilasan ruang bakar (*scavenging process*). Rendahnya tekanan udara bilas memperburuk nilai Rasio Hantaran (λ_d), sehingga sisa gas buang panas sisa siklus sebelumnya gagal dievakuasi, terperangkap di dalam silinder, dan memicu akumulasi energi termal (*after burning*).

Kata Kunci: Niigata 6PA5L, *Turbocharger*, Efisiensi Sistem, Rasio Hantaran, Temperatur Gas Buang, *Afterburning*.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DIFFERENCE ANALYSIS IN EXHAUST GAS TEMPERATURE OF NIIGATA 6PA5L DIESEL ENGINE DUE TO TURBOCHARGER REPLACEMENT EFFECT ON A 2326 GT *RO-RO* FERRY

Hanjian Binsar Marpaung

ABSTRACT

An increase in exhaust gas temperature (EGT) and a decrease of engine speed (rpm) were observed in Niigata 6PA5L diesel engine at 2326 GT Ro-Ro passenger vessel existed after the installation of three different turbocharger models (NHP 30 B, VTR 250, and NHP 30 AH). Thermal energy balance analysis revealed that the specific air mass flow rate ($\dot{m}_{CYi}$) declined significantly across the models—dropping from 0.7311 kg/s to 0.6040 kg/s, and reaching the lowest point of 0.5316 kg/s with the NHP 30 AH unit. This reduction in air supply caused a drastic drop in turbocharger system efficiency (η_{TS}), falling from 15.89% to just 9.59% with the final component. Thermodynamic analysis confirmed that the actual Air-Fuel Ratio (AFR) remained stable and air-rich across all three tests, ranging from 35.6 to 35.7 (well above the stoichiometric limit of 14.6). These findings showed that the surge in EGT to 400°C and the decrease in engine speed to 575 rpm were caused solely by mechanical failure in the combustion chamber scavenging process. Insufficient scavenging air pressure adversely affected the delivery ratio (λ_d), preventing the evacuation of residual hot exhaust gases from the previous cycle; these gases remained trapped within the cylinder, triggering thermal energy accumulation (afterburning).

Keywords: Niigata 6PA5L, *Turbocharger*, System Efficiency, Delivery Ratio, Exhaust Gas Temperature, Afterburning.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	iii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIAT	v
KATA PENGANTAR.....	vii
ABSTRAK	ix
ABSTRACT	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Manfaat Penelitian.....	3
1.5 Batasan Masalah.....	4
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 Mesin Diesel.....	5
2.2 Mesin Diesel 4 langkah	6
2.3 Klasifikasi Kecepatan Putar (<i>Engine Speed</i>) Mesin Diesel Niigata 6PA5L	7
2.4 Sistem Pemasukan Udara dan <i>Turbocharger</i>	8
2.5 Sistem Bahan Bakar Mesin Diesel	9
2.6 Suhu Gas Buang (<i>Exhaust Gas Temperature</i>).....	9
2.7 Konsumsi Aliran Udara Spesifik ($\dot{m}_{CYi}$).....	10
2.8 Laju Aliran Massa Bahan Bakar ($\dot{m}_{Fuel}$)	10
2.9 <i>Air Fuel Ratio</i> (AFR).....	11
2.10 Persamaan Verifikasi Berdasarkan Metode rasio Hantaran (λ_d).....	11
2.11 Analisis Keseimbangan Energi <i>Turbocharger</i>	12
2.10.1 <i>Energi Kompresi Spesifik</i> (e_{Com})	12
2.10.2 <i>Energi Ekspansi Spesifik</i> (e_{Exp})	13
2.12 Efisiensi Sistem <i>Turbocharger</i> (η_{TS}).....	13

2.13	Hubungan Beban Mesin, Rasio Udara-Bahan Bakar dan Suhu Gas Buang	13
2.14	Dampak Suhu Gas Buang Tinggi terhadap Komponen Mesin Diesel...	14
2.15	Peran <i>Turbocharger</i> terhadap Suhu Gas Buang	15
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		17
3.1	Sumber Data	17
3.2	Diagram Alir	17
3.3	Studi Observasi	19
3.4	Identifikasi Permasalahan	19
3.5	Studi Literatur	19
3.6	Perumusan Masalah	19
3.7	Pengumpulan Data	20
3.8	Pengolahan Data	20
3.9	Analisis Data	20
3.10	Pembahasan	21
3.11	Tabel Variabel dan Parameter Penelitian.....	22
3.12	Kesimpulan dan Saran	23
BAB IV PEMBAHASAN		25
4.1	Data Tugas Akhir	25
4.2	Spesifikasi Mesin Diesel Niigata 6PA5L	25
4.3	Spesifikasi 3 Tipe <i>Turbocharger</i>	25
4.4	Kondisi Operasional dan Dasar Pengambilan Data	26
4.5	Data Input Operasional Aktual Mesin Induk Menggunakan <i>Turbocharger</i> NHP 30 B	26
4.6	Data Input Operasional Aktual Mesin Induk Menggunakan <i>Turbocharger</i> VTR 250	27
4.7	Data Input Operasional Aktual Mesin Induk Menggunakan <i>Turbocharger</i> NHP 30 AH.....	28
4.8	Perhitungan Laju Aliran Massa Udara Bilas ($\dot{m}_{CYi}$) Pada 3 Tipe <i>Turbocharger</i>	29
4.9	Perhitungan Laju Aliran Massa Bahan Bakar ($\dot{m}_{fuel}$) Pada 3 Tipe <i>Turbocharger</i>	30
4.10	Perhitungan <i>Air-Fuel Ratio</i> (AFR) Aktual Pada 3 Tipe <i>Turbocharger</i> .	30
4.11	Perhitungan Rasio Hantaran (λ_d) Pada 3 Tipe <i>Turbocharger</i>	31
4.12	Perhitungan Kerja Energi Kompresi Spesifik (e_{Com}) Pada 3 Tipe <i>Turbocharger</i>	33
4.13	Perhitungan Kerja Energi Ekspansi Spesifik (e_{Exp}) Pada 3 Tipe <i>Turbocharger</i>	34

4.14	Perhitungan Efisiensi Sistem <i>Turbocharger</i> Pada 3 Tipe <i>Turbocharger</i>	35
4.15	Grafik Temperatur Gas Buang (EGT) pada 3 Tipe <i>Turbocharger</i>	36
4.16	Grafik Efisiensi Sistem <i>Turbocharger</i>	37
4.17	Analisis Pengaruh Putaran Mesin (RPM) Terhadap Temperatur Gas Buang Pada 3 Tipe <i>Turbocharger</i>	38
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		41
5.1	Kesimpulan.....	41
5.2	Saran.....	41
DAFTAR PUSTAKA		43
LAMPIRAN.....		45
	Lampiran 1 Mesin Diesel Niigata 6PA5L.....	45
	Lampiran 2 <i>Turbocharger</i> NHP 30 B.....	45
	Lampiran 3 <i>Turbocharger</i> VTR 250	45
	Lampiran 4 <i>Turbocharger</i> NHP 30 AH.....	46
	Lampiran 5 Grafik Suhu Gas Buang Mesin Induk Menggunakan <i>Turbocharger</i> NHP 30 B.....	46
	Lampiran 6 Grafik Putaran Mesin Induk Menggunakan <i>Turbocharger</i> NHP 30 B.....	47
	Lampiran 7 Grafik Tekanan Udara Bilas Menggunakan <i>Turbocharger</i> NHP 30 B.....	47
	Lampiran 8 Grafik Suhu Gas Buang Mesin Induk Menggunakan <i>Turbocharger</i> VTR 250.....	48
	Lampiran 9 Grafik Putaran Mesin Induk Menggunakan <i>Turbocharger</i> VTR 250	48
	Lampiran 10 Grafik Tekanan Udara Bilas Menggunakan <i>Turbocharger</i> VTR 250.....	49
	Lampiran 11 Grafik Suhu Gas Buang Mesin Induk Menggunakan <i>Turbocharger</i> NHP 30 AH.....	49
	Lampiran 12 Grafik Putaran Mesin Induk Menggunakan <i>Turbocharger</i> NHP 30 AH.....	50
	Lampiran 13 Grafik Tekanan Udara Bilas Menggunakan <i>Turbocharger</i> NHP 30 AH.....	50
	Lampiran 14 Grafik Perhitungan Laju Aliran Massa Udara Bilas ($\dot{m}_{CYi}$) Pada <i>Turbocharger</i> NHP 30 B dalam 28 hari	51
	Lampiran 15 Grafik Perhitungan Rasio Hantaran (λ_d) Pada <i>Turbocharger</i> NHP 30 B dalam 28 hari	51
	Lampiran 16 Grafik Perhitungan Energi Kompresi (e_{Com}) Pada <i>Turbocharger</i> NHP 30 B dalam 28 hari	52

Lampiran 17 Grafik Perhitungan Energi Ekspansi (e_{Exp}) Pada <i>Turbocharger</i> NHP 30 B dalam 28 hari.....	52
Lampiran 18 Grafik Perhitungan Efisiensi Sistem <i>Turbocharger</i> (η_{TS}) Pada <i>Turbocharger</i> NHP 30 B dalam 28 hari.....	53
Lampiran 19 Grafik Perhitungan Laju Aliran Massa Udara Bilas ($\dot{m}_{CYi}$) Pada <i>Turbocharger</i> VTR 250 dalam 28 hari	53
Lampiran 20 Grafik Perhitungan Rasio Hantaran (λ_d) Pada <i>Turbocharger</i> VTR 250 dalam 28 hari	54
Lampiran 21 Grafik Perhitungan Energi Kompresi (e_{com}) Pada <i>Turbocharger</i> VTR 250 dalam 28 hari	54
Lampiran 22 Grafik Perhitungan Energi Ekspansi (e_{Exp}) Pada <i>Turbocharger</i> VTR 250 dalam 28 hari	55
Lampiran 23 Grafik Perhitungan Efisiensi Sistem <i>Turbocharger</i> (η_{TS}) Pada <i>Turbocharger</i> VTR 250 dalam 28 hari	55
Lampiran 24 Grafik Perhitungan Laju Aliran Massa Udara Bilas ($\dot{m}_{CYi}$) Pada <i>Turbocharger</i> NHP 30 AH dalam 28 hari.....	56
Lampiran 25 Grafik Perhitungan Rasio Hantaran (λ_d) Pada <i>Turbocharger</i> NHP 30 AH dalam 28 hari.....	56
Lampiran 26 Grafik Perhitungan Energi Kompresi (e_{Com}) Pada <i>Turbocharger</i> dalam 28 hari	57
Lampiran 27 Grafik Perhitungan Energi Ekspansi (e_{Exp}) Pada <i>Turbocharger</i> NHP 30 AH dalam 28 hari.....	57
Lampiran 28 Grafik Perhitungan Efisiensi Sistem <i>Turbocharger</i> (η_{TS}) pada <i>Turbocharger</i> NHP 30 AH dalam 28 hari.....	58
BIODATA PENULIS	59

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Mesin Diesel	5
Gambar 2. 2 Mesin diesel 4 langkah	7
Gambar 2. 3 Sistem Pemasukan Udara dan Turbocharger	8
Gambar 2. 4 Sistem Bahan Bakar	9
Gambar 2. 5 Turbocharger	16
Gambar 3. 1 Diagram Alir	18
Gambar 4. 1 Grafik Temperatur Gas Buang (EGT) pada 3 Tipe Turbocharger	36
Gambar 4. 2 Grafik Efisiensi Sistem Turbocharger	37
Gambar 4. 8 Grafik Perbandingan Temperatur Gas Buang Terhadap Putaran Mesin (RPM)	38

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Tabel Varibel dan Parameter Penelitian	22
Tabel 4. 1 Spesifikasi mesin	25
Tabel 4. 2 Spesifikasi 3 Tipe Turbocharger	25
Tabel 4. 3 Data Suhu Gas Buang Pada Mesin Induk Menggunakan Turbocharger NHP 30 B	26
Tabel 4. 4 Data Suhu Gas Buang Pada Mesin Induk Menggunakan Turbocharger VTR 250	27
Tabel 4. 5 Data Suhu Gas Buang Pada Mesin Induk Menggunakan Turbocharger NHP 30 AH	28

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Mesin diesel pada kapal berfungsi sebagai penggerak utama yang berperan vital dalam menjamin keberlangsungan operasi pelayaran, baik untuk menggerakkan propeller maupun menyuplai kebutuhan daya bantu di atas kapal. Mesin diesel bekerja berdasarkan prinsip pembakaran dalam (*internal combustion*), yaitu udara dikompresi hingga mencapai tekanan dan temperatur tinggi, kemudian bahan bakar diinjeksikan dalam silinder sehingga terjadi proses pembakaran yang menghasilkan energi mekanik. Mesin digunakan pada kapal karena memiliki efisiensi termal yang tinggi, torsi besar pada putaran rendah, serta keandalan untuk beroperasi secara terus-menerus dalam jangka waktu yang panjang. (Destio et al., 2024). Namun demikian, kinerja mesin diesel sangat dipengaruhi oleh kualitas proses pembakaran, sistem pemasukan udara, sistem bahan bakar, serta kondisi komponen mekanis pada mesin.

Salah satu parameter penting untuk menunjukkan kualitas pembakaran pada mesin diesel adalah suhu gas buang (*exhaust gas temperatur*/EGT). EGT merupakan indikator langsung dari kualitas pembakaran dan kondisi kerja mesin diesel (Prasetyo, 2022) menurut beberapa penelitian, EGT yang tinggi dapat menjadi indikator terjadinya pembakaran yang tidak sempurna, keterlambatan waktu injeksi bahan bakar, rasio udara-bahan bakar yang tidak ideal, maupun gangguan pada sistem *turbocharger* dan katup buang. Penelitian yang dilakukan oleh beberapa akademisi dibidang mesin diesel menunjukkan bahwa peningkatan EGT sering kali berkorelasi dengan peningkatan beban mesin, penurunan efisiensi volumetrik, serta menurunnya efisiensi termal mesin. Apabila kondisi EGT tinggi dibiarkan, maka dapat menyebabkan kerusakan pada komponen seperti katup buang, piston, ring piston, hingga *turbocharger*, yang pada akhirnya berpotensi mengganggu keselamatan operasi kapal.

Pada perusahaan tempat penulis saat melaksanakan *On the Job Training* (OJT), yaitu kapal *Ro-Ro passengers 2326 GT* yang beroperasi pada rute Surabaya-Sampit (PP). Kapal ini menggunakan mesin induk diesel 4 langkah tipe Niigata

6PA5L dengan putaran maksimum 1000 rpm dan daya 1800 HP. Dalam kondisi operasi normal, mesin dirancang untuk bekerja stabil pada berbagai variasi beban dan putaran. Namun pada berdasarkan pengamatan langsung dilapangan, terjadi kondisi suhu gas buang yang relatif tinggi pada putaran mesin yang rendah. Pada saat mesin dioperasikan pada putaran dibawah 640 rpm, suhu gas buang tercatat mencapai sekitar 400°C. Ketika putaran mesin dinaikkan, mesin akan menunjukkan gejala penurunan performa bahkan berpotensi mengalami trip atau mati mendadak. Selain itu penurunan kinerja mesin juga ditandai dengan turunnya putaran maksimum mesin setelah dilakukan penggantian *turbocharger*. Pada kondisi awal mesin menggunakan *turbocharger* tipe NHP30 B, yang seharusnya bisa mencapai putaran maksimum 1000 rpm tetapi putaran mesin hanya menyentuh 640 rpm, setelah dilakukan penggantian pertama dengan tipe VTR250, putaran maksimum mesin menurun hingga 600 rpm, lalu dilakukan penggantian kedua *turbocharger* dengan tipe NHP30 AH putaran maksimum mesin makin menurun hingga dibawah 575 rpm disertai dengan suhu gas buang yang tetap tinggi. Untuk mengetahui penyebab utama permasalahan tersebut, diperlukan metode analisis yang sistematis dan terstruktur.

Berdasarkan permasalahan tersebut, penulis memandang perlu dilakukan analisis kuantitatif termodinamika secara komprehensif. Penelitian ini berfokus pada perhitungan parameter performa udara berdasarkan konsumsi aliran udara spesifik, rasio hantaran (*conduction ratio*), energi kompresi, energi ekspansi, serta efisiensi sistem *turbocharger* aktual dari ketiga tipe komponen tersebut. Melalui pendekatan matematis ini, tingkat efisiensi suplai udara dari masing-masing tipe *turbocharger* dapat dipetakan secara akurat untuk menemukan solusi optimal bagi mesin Niigata 6PA5L

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang permasalahan yang telah diuraikan, maka rumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Berapa nilai konsumsi aliran udara spesifik ($\dot{m}_{CYi}$) dan rasio hantaran (λ_d) pada mesin diesel Niigata 6PA5L saat menggunakan tipe *turbocharger* NHP 30 B, VTR 250, dan NHP 30 AH?

2. Berapa perbandingan nilai energi kompresi, energi ekspansi dan efisiensi system *turbocharger* (η_{TS}) dari ketiga tipe *turbocharger* tersebut?
3. Apa pengaruh penurunan efisiensi sistem *turbocharger* terhadap kenaikan temperatur gas buang pada mesin diesel Niigata 6PA5L?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah tersebut, maka didapat tujuan sebagai berikut:

1. Menghitung Laju Aliran Massa Udara Bilas dan rasio hantaran mesin Niigata 6PA5L berdasarkan tiga tipe *turbocharger*.
2. Menganalisa nilai energi kompresi, energi ekspansi beserta efisiensi sistem *turbocharger* dari tiga tipe *turbocharger*.
3. Menganalisa pengaruh penurunan efisiensi sistem *turbocharger* terhadap kenaikan temperatur gas buang berdasarkan grafik performa mesin diesel Niigata 6PA5L

1.4 Manfaat Penelitian

1. Penelitian ini diharapkan dapat menambah wawasan dan pengetahuan di bidang teknik mesin kapal, khususnya mengenai analisis suhu gas buang (*Exhaust Gas Temperatur/EGT*) pada mesin diesel 4 langkah. Hasil penelitian ini dapat menjadi referensi akademik bagi mahasiswa atau peneliti selanjutnya yang membahas kinerja pembakaran mesin diesel, terutama yang berkaitan dengan system fluida termal dan performa motor bakar khususnya optimalisasi pengisian udara bertekanan.
2. Penelitian ini diharapkan dapat memberikan gambaran teknis mengenai penyebab terjadinya suhu gas buang tinggi pada mesin diesel Niigata 6PA5L di kapal *RoRo Passangers 2326 GT* jadikan acuan bagi operator dan teknisi kapal dalam melakukan pengawasan kondisi mesin, pengoperasian yang lebih optimal, serta upaya pencegahan terjadinya kerusakan komponen akibat suhu gas buang yang berlebihan.

1.5 Batasan Masalah

Agar permasalahan penelitian ini lebih terarah dan tidak menyimpang dari pokok permasalahan, maka batasan masalah yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. Penelitian difokuskan pada analisis suhu gas buang mesin diesel 4 langkah tipe Niigata 6PA5L yang digunakan pada kapal *Ro-Ro passengers* 2326 GT.
2. Data yang dianalisa terbatas pada kondisi operasi mesin pada putaran sekitar 630 rpm.
3. Analisis dilakukan berdasarkan parameter operasional mesin seperti suhu gas buang, beban mesin, sistem pemasukan udara, tanpa membahas perhitungan desain ulang mesin
4. Penelitian tidak membahas aspek ekonomi, manajemen perawatan, maupun modifikasi konstruksi mesin secara mendalam.
5. Analisa karakteristik pembakaran di dalam silinder mesin diesel Niigata 6PA5L dibatasi pada perhitungan Laju Aliran Massa Bahan Bakar secara konstan berdasarkan daya operasional pengujian dan perhitungan nilai Rasio Udara-Bahan Bakar (*Air-Fuel Ratio*) aktual.

BAB II DASAR TEORI

2.1 Mesin Diesel

Mesin diesel merupakan mesin diesel pembakaran dalam (*internal combustion engine*) yang bekerja berdasarkan prinsip penyalan sendiri (*self ignition*), yaitu bahan bakar menyala akibat temperatur udara tinggi hasil dari proses kompresi di dalam silinder. karakteristik utama mesin diesel adalah efisiensi termal yang tinggi serta kemampuan menghasilkan torsi yang besar pada putaran rendah, sehingga sangat sesuai sebagai penggerak utama kapal, (Lheywood, n.d.). Pada kapal laut, mesin diesel banyak digunakan sebagai mesin induk karena memiliki efisiensi termal yang tinggi, torsi besar pada putaran rendah serta keandalan yang baik untuk operasi jangka panjang secara terus-menerus.



Gambar 2. 1 Mesin Diesel

Mesin diesel kapal umumnya diklasifikasikan berdasarkan siklus kerjanya menjadi mesin diesel dua langkah dan mesin diesel empat langkah. Mesin diesel empat langkah bekerja melalui empat tahapan utama yaitu langkah hisap, langkah kompresi, langkah usaha dan langkah buang (Destio et al., 2024). Mesin diesel tipe Niigata 6PA5L yang digunakan pada kapal *Ro-Ro Passengers* termasuk mesin diesel empat langkah yang dirancang untuk menghasilkan daya besar dengan operasi tinggi.

2.2 Mesin Diesel 4 langkah

Mesin diesel 4 langkah menyelesaikan siklus kerja dalam dua kali putaran putaran poros engkol (720°). Adapun tahapan kerja mesin diesel 4 langkah adalah sebagai berikut (Yudi Pratama, M. Sabri, Ikhwanasyah Isranuri, Marragi M, 2015):

1. Langkah Hisap

Piston bergerak dari Titik Mati Atas (TMA) ke Titik Mati Bawah (TMB) katup masuk (*intake valve*) membuka sedangkan katup buang menutup, gerakan piston kebawah menciptakan tekanan rendah dalam silinder sehingga udara luar masuk melalui *intake manifold*.

2. Langkah Kompresi

Piston bergerak dari Titik Mati Bawah (TMB) ke Titik Mati Atas (TMA) semua katup tertutup rapat yang bertujuan untuk memampatkan udara hingga mencapai suhu sangat tinggi agar mampu menyalakan bahan bakar secara *self ignition*. Udara yang terjebak diperas dalam ruang kecil sehingga tekanan meningkat dan temperatur juga meningkat. Pada akhir akhir kompresi, *injector* bersiap untuk melakukan pengkabutan bahan bakar dengan waktu yang tepat.

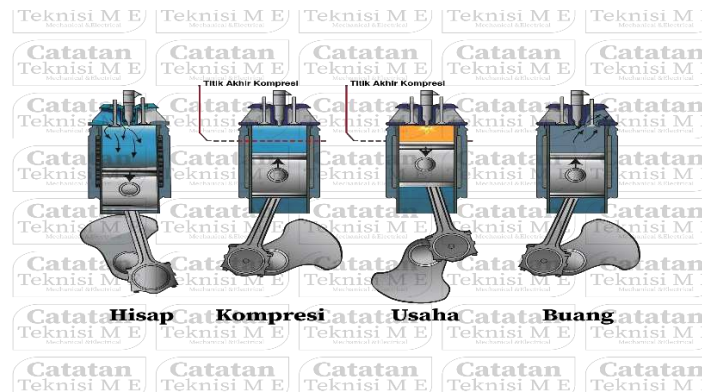
3. Langkah Kerja

Ketika bahan bakar sudah dikabutkan di ruang bakar, suhu udara yang sangat tinggi dapat menyebabkan pembakaran spontan (*auto ignition*) campuran udara dan bahan bakar terbakar cepat yang menghasilkan tekanan gas yang tinggi dan ekspansi gas panas. Tekanan itu mendorong piston turun dari Titik Mati Atas (TMA) ke Titik Mati Bawah (TMB) dengan gaya yang besar sementara katup masih tertutup rapat.

4. Langkah Buang

Piston bergerak dari Titik Mati Bawah (TMB) ke Titik Mati Atas dengan katup buang (*exhaust valve*) terbuka dan katup masuk tertutup. Gerakan piston ke atas akan mendorong sisa-sisa pembakaran keluar melalui katup buang, *exhaust manifold* dan sistem pembuangan (knalpot). Pada saat akhir langkah buang akan terjadi *valve overlap* pada beberapa derajat sebelum TMA yang membuat katup buang belum sepenuhnya tertutup dan katup masuk mulai sedikit membuka guna memperlancar pembersihan silinder. Kualitas pembakaran setiap siklus kerja

sangat berpengaruh terhadap kinerja mesin, efisiensi bahan bakar, serta suhu gas buang yang dihasilkan. Pembakaran yang tidak optimal akan meningkatkan kehilangan panas dan menaikkan temperatur gas buang, (Pulkrabek, 2004).



Gambar 2. 2 Mesin diesel 4 langkah

2.3 Klasifikasi Kecepatan Putar (*Engine Speed*) Mesin Diesel Niigata 6PA5L

Mesin diesel di dunia industri perkapalan diklasifikasikan ke dalam beberapa kategori berdasarkan kecepatan putaran poros engkolnya (*rated engine speed* dalam satuan RPM). Pengelompokan ini sangat krusial karena menentukan karakteristik desain komponen, jenis bahan bakar yang digunakan, sistem pelumasan, serta aplikasi operasional mesin di atas kapal. Secara umum, klasifikasi kecepatan putaran mesin diesel dibagi menjadi tiga kategori utama, yaitu:

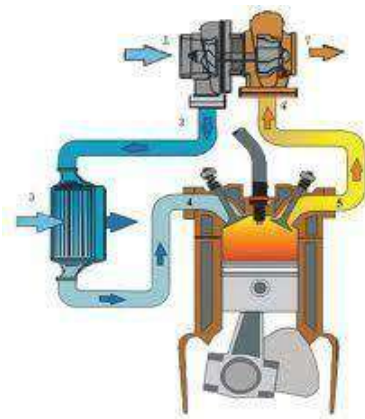
1. **Mesin Diesel Putaran Rendah (*Low-Speed Diesel Engine*):** Memiliki kecepatan operasional di bawah **300 RPM** (biasanya berkisar antara 60 hingga 250 RPM). Mesin kategori ini umumnya bertipe 2-langkah, berukuran sangat besar, langsung dihubungkan ke poros baling-baling (*direct drive*) tanpa menggunakan sistem reduksi gigi (*reduction gear*), dan mampu membakar bahan bakar berkualitas rendah seperti *Heavy Fuel Oil* (HFO).
2. **Mesin Diesel Putaran Menengah (*Medium-Speed Diesel Engine*):** Memiliki kecepatan operasional dinas berkisar antara **300 RPM hingga 1000 RPM**. Mesin jenis ini umumnya bertipe 4-langkah, memerlukan sistem transmisi berupa kotak roda gigi pengurang (*reduction gearbox*) untuk menyesuaikan putaran poros baling-baling kapal, serta menggunakan bahan bakar jenis *Marine Diesel Oil* (MDO) atau campuran gasoil.
3. **Mesin Diesel Putaran Tinggi (*High-Speed Diesel Engine*):** Memiliki kecepatan operasional di atas **1000 RPM** (berkisar antara 1000 hingga 3000 RPM atau lebih). Mesin jenis ini berukuran kompak, ringan, umumnya digunakan sebagai motor bantu sekunder (*auxiliary engine/generator*) atau penggerak utama pada kapal-kapal cepat berukuran kecil hingga menengah (*speedboat, yacht, atau kapal patroli*).

Berdasarkan spesifikasi desain teknis aslinya, mesin diesel penggerak utama kapal (*Main Engine*) **Niigata 6PA5L** memiliki kapasitas putaran maksimum terancang (*design speed*) sebesar **1000 RPM** dengan keluaran daya nominal sebesar **1800 HP**.

2.4 Sistem Pemasukan Udara dan *Turbocharger*

Sistem pemasukan udara berfungsi untuk menyuplai udara pembakaran dalam jumlah yang cukup ke dalam silinder. kecukupan suplai udara sangat menentukan kesempurnaan pemnbakaran dan berpengaruh langsung terhadap suhu gas buang, (Hountalas et al., 2012). Pada mesin diesel modern, sistem ini umum dilengkapi dengan *turbocharger* untuk meningkatkan massa udara yang masuk ke silinder sehingga proses pembakaran menjadi lebih sempurna.

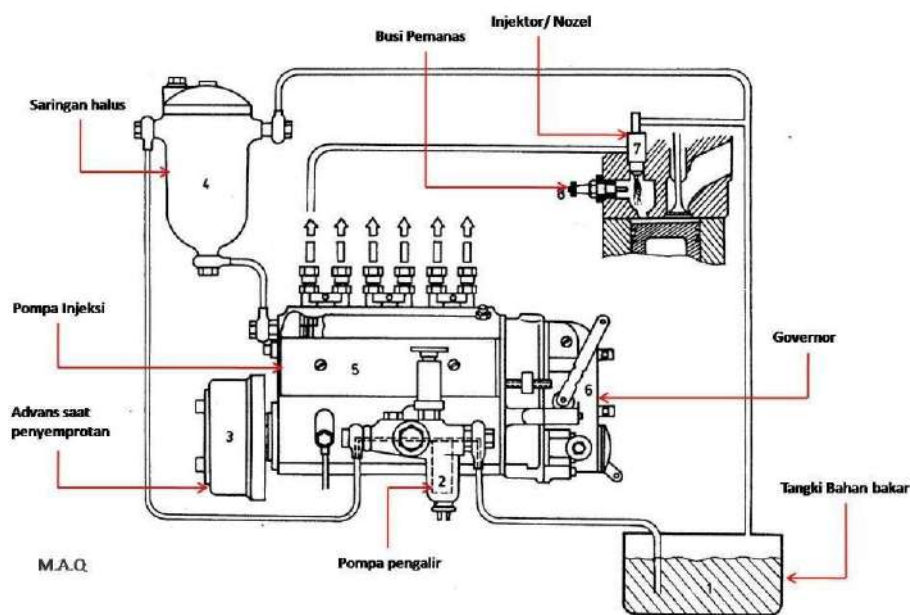
Turbocharger merupakan komponen yang berfungsi meningkatkan massa udara ke dalam silinder dengan memanfaatkan energi gas buang. *Turbocharger* terdiri dari turbin dan kompresor yang terhubung dalam satu poros. Gas buang memutar turbin, kemudian kompresor memampatkan udara masuk ke ruang bakar.(Hountalas et al., 2012) Menurut penelitian, peningkatan daya mesin. Mesin dengan suplai udara lebih besar menghasilkan daya output yang lebih tinggi dibandingkan mesin dengan suplai udara yang lebih rendah. Namun, apabila terjadi gangguan pada sisi kompresor, maka suplai udara menurun sehingga proses pembakaran tidak optimal, kondisi ini menyebabkan efisiensi *turbocharger* turun, temperatur gas buang meningkat dan kinerja mesin menurun



Gambar 2. 3 Sistem Pemasukan Udara dan *Turbocharger*

2.5 Sistem Bahan Bakar Mesin Diesel

Sistem bahan bakar pada mesin diesel berfungsi untuk menyuplai bahan bakar ke ruang bakar dengan tekanan, waktu dan jumlah yang tepat. Sistem ini terdiri dari tangki bahan bakar, pompa bahan bakar, filter bahan bakar, pompa injeksi dan injector. Proses injektor yang tidak tepat seperti keterlambatan waktu injeksi atau penyemprotan tidak sempurna dapat menyebabkan pembakaran berlangsung lambat sehingga energi panas terbawa keluar bersama gas buang. Hal ini dapat menyebabkan kenaikan suhu gas buang.



Gambar 2. 4 Sistem Bahan Bakar

2.6 Suhu Gas Buang (*Exhaust Gas Temperature*)

Suhu gas buang merupakan parameter penting yang mencerminkan kondisi pembakaran di dalam silinder. Nilai EGT yang normal menunjukkan bahwa proses pembakaran berlangsung dengan baik dan energi panas sebagian besar diubah menjadi kerja mekanik. Sebaliknya, EGT yang tinggi menandakan adanya ketidakseimbangan antara suplai udara dan bahan bakar, pembakaran tidak sempurna, atau gangguan pada sistem mesin.

Dalam praktik perkapalan, pemantauan EGT dilakukan secara kontinu melalui panel kontrol mesin. Perbedaan EGT antar silinder juga dapat menjadi indikasi adanya masalah spesifik pada silinder tertentu, seperti injektor bermasalah atau katup buang bocor.

2.7 Konsumsi Aliran Udara Spesifik ($\dot{m}_{CYi}$)

Konsumsi aliran udara spesifik merupakan parameter yang menunjukkan jumlah massa udara bersih yang dibutuhkan atau dikonsumsi oleh mesin per satuan waktu untuk menghasilkan daya tertentu. Berdasarkan referensi termodinamika motor bakar (Sepfitrah, 2022), laju aliran massa udara teoritis dapat dihitung menggunakan rumus daya mesin:

$$\dot{m}_{CYi} = \frac{l_e \cdot P_e}{3600}$$

- $\dot{m}_{CYi}$ = Konsumsi aliran udara spesifik (kg/s)
- l_e = Laju Aliran Massa Udara Bilas berdasarkan karakteristik kecepatan putaran mesin (kg/kWh). Berdasarkan acuan motor bakar, untuk kategori mesin putaran medium, konstanta standarnya berkisar antara 6,5 – 8 kg/kWh.
- P_e = daya output aktual mesin (kW)

2.8 Laju Aliran Massa Bahan Bakar ($\dot{m}_{Fuel}$)

Laju aliran massa bahan bakar ($\dot{m}_{Fuel}$) Adalah kuantitas massa bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar silinder per satuan waktu untuk menunjang proses konversi energi kimia menjadi energi mekanis. Dalam skala operasional kapal, jumlah bahan bakar yang dikonsumsi oleh mesin induk bergantung pada beban kerja mesin (*engine load*) yang direpresentasikan melalui daya poros (*engine output*) serta efisiensi termal internal mesin itu sendiri.

Efisiensi penggunaan bahan bakar pada mesin diesel kapal umumnya dinyatakan dalam parameter *Specific Fuel Oil Consumption* (SFOC), yaitu jumlah gram bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya sebesar 1 kW dalam waktu 1 jam (g/kWh). Hubungan matematis untuk mengkonversi nilai SFOC dan daya mesin menjadi laju aliran massa dalam satuan standar internasional (kg/s) dirumuskan sebagai berikut.

$$\dot{m}_{Fuel} = \frac{SFOC \times P}{3600 \times 1000}$$

Dimana:

- $\dot{m}_{Fuel}$ = Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
- $SFOC$ = *Specific Fuel Oil Consumption* (g/kWh)
- P = Daya mesin/*Engine output* (kW)
- 3600 = Faktor konversi dari satuan jam ke detik (1 jam = 3600 detik)
- 1000 = Faktor konversi dari satuan kilogram ke gram (1 kg = 1000 gram)

2.9 Air Fuel Ratio (AFR)

Air-Fuel Ratio (AFR) merupakan parameter termodinamika yang menunjukkan rasio perbandingan antara massa udara bersih yang disuplai ke dalam silinder dengan massa bahan bakar yang diinjeksikan pada satu siklus pembakaran. Secara matematis, parameter AFR aktual dihitung dengan persamaan:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{CYi}}{\dot{m}_{Fuel}}$$

Dimana:

- AFR = *Air-Fuel Ratio* aktual (kg udara/kg bahan bakar)
- $\dot{m}_{CYi}$ = Laju aliran massa udara masuk (kg/s)
- $\dot{m}_{Fuel}$ = Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

Dalam teori pembakaran, dikenal istilah rasio stoikiometrik, yaitu kondisi ideal dimana jumlah oksigen di dalam udara murni tepat habis bereaksi secara sempurna dengan unsur karbon (C) dan hydrogen (H) pada bahan bakar. Untuk bahan bakar jenis diesel (*Marine Fuel Oil* atau *Marine Gas Oil*), nilai AFR stoikiometrik berkisar 14,6 : 1 (artinya diperlukan 14,6 kg udara untuk membakar habis 1kg bahan bakar. (Moran, 2018). Berbeda dengan mesin bensin, mesin diesel menggunakan prinsip pembakaran kompresi (*compression ignition*) yang secara inheren harus selalu beroperasi pada kondisi udara berlebih (*lean mixture*), Dimana nilai AFR aktualnya jauh lebih besar daripada AFR stoikiometrik. Kebutuhan pasokan udara berlebih ini direpresentasikan oleh koefisien udara lebih atau *excess air factor* berikut rumusnya:

$$\lambda = \frac{AFR_{\text{aktual}}}{AFR_{\text{stoikiometrik}}}$$

Pada mesin diesel kapal berturbocharger dengan putaran menengah seperti Niigata 6PA5L, nilai λ ideal berkisar antara 1,8 hingga 2,5, yang berarti pasokan udara aktual didesain 80% hingga 150% lebih banyak daripada kebutuhan teoritisnya guna menjamin seluruh partikel bahan bakar dapat berikatan dengan oksigen secara cepat.

2.10 Persamaan Verifikasi Berdasarkan Metode rasio Hantaran (λ_d)

Untuk memvalidasi kapasitas suplai udara berdasarkan dimensi fisik komponen ruang bakar dan kondisi riil di manifold, digunakan metode perhitungan rasio hantaran berdasarkan referensi termodinamika motor bakar (Sepfitrah, 2022):

$$m_{CYi} = \frac{P_{IM}}{R_A \cdot T_{IM}} \cdot V_d \cdot z \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \lambda_d$$

- P_{IM} = Tekanan udara absolut di dalam *inlet manifold* (N/m² atau Pa). pada penelitian ini nilai P_{IM} dikonversi dari data tekanan udara bilas LKM sebesar 2.0 kg/cm².
- T_{IM} = Temperatur udara masuk manifold (K)
- R_A = Konstanta gas universal untuk udara pengisian kering (287.05 J/kg.K) berdasarkan referensi buku termodinamika (Cengel & Boles, 2015) dan (Moran, 2018)
- V_d = Volume langkah torak geometris silinder (m³),
- z = Jumlah silinder aktif ($z = 6$ silinder).
- n = Kecepatan putaran mesin aktual (rpm)
- τ = Jumlah langkah per satu siklus kerja ($\tau = 4$)
- λ_d = rasio hantaran udara.

2.11 Analisis Keseimbangan Energi *Turbocharger*

Unit *turbocharger* bekerja berdasarkan prinsip transfer energi termal dan mekanis diantara dua fluida yang berbeda (gas buang sisa pembakaran dan udara atmosfer). Untuk mengevaluasi apakah *turbocharger* pengganti mampu bekerja secara seimbang dengan kebutuhan mesin Niigata 6PA5L, dilakukan analisis perubahan entalpi isentropic pada sisi kompresor (energi kompresi) dan sisi turbin (energi ekspansi).

2.10.1 Energi Kompresi Spesifik (e_{Com})

Energi kompresi spesifik mencerminkan besarnya kerja mekanis nyata per satuan massa (J/kg) yang harus diberikan oleh poros turbin kepada impeller kompresor. Kerja ini diperlukan untuk memampatkan udara dari kondisi lingkungan (tekanan atmosfer) hingga mencapai tekanan udara bilas yang tinggi di dalam *inlet manifold*. Secara matematis, kerja kompresi isentropic tersebut dirumuskan sebagai berikut:

$$e_{Com} = \frac{k}{k-1} \cdot R_A \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_{IM}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

- e_{Com} = Energi kompresi spesifik fluida udara (J/kg).
- k = Rasio spesifik isentropik untuk udara bersih standar, bernilai 1.4. Angka ini merupakan ketetapan fisika untuk gas diatomik pada suhu normal.
- R_A = Konstanta gas spesifik untuk udara pengisian kering, bernilai 287.05 J/kg.K. Nilai ini diperoleh dari pembagian konstanta gas universal ($R_u = 8314.46$ J/kmol.K) dengan berat molekul udara ($M_{udara} = 28.97$ kg/kmol)
- T_1 = Temperatur udara lingkungan masuk kompresor (K). berdasarkan kondisi kamar mesin atau suhu atmosfer standar (diambil kisaran 318,15 K atau 45°C).

- P_1 = Tekanan udara lingkungan atmosfer luar, menggunakan standar tekanan udara permukaan laut yaitu 101.325 Pa atau 1.033 kg/cm².
- P_{IM} = Tekanan udara absolut didalam *inlet manifold* (Pa). Nilai ini diambil dari data tekanan udara bilas pada LKM kapal lalu ditambah dengan tekanan atmosfer (P_1) agar menjadi tekanan absolut, lalu dikonversi menjadi satuan pascal (Pa).

2.10.2 Energi Ekspansi Spesifik (e_{Exp})

Energi ekspansi spesifik mencerminkan besarnya potensi energi termal (entalpi sisa) dan energi kinetik dari aliran gas buang sisa pembakaran yang berhasil dilepaskan saat menabrak dan memutar sudu-sudu turbin gas. Kerja ekspansi inilah yang menjadi satu-satunya sumber penggerak mekanis bagi kompresor berikut rumus persamaannya (Sepfitrah, 2022) :

$$e_{Exp} = \frac{k_g}{k_g - 1} R_g T_3 \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_g - 1}{k_g}} \right]$$

- e_{Exp} = Energi ekspansi spesifik fluida gas buang (J/kg).
- k_g = rasio panas spesifik isentropic untuk gas buang sisa pembakaran, bernilai 1.33.
- R_g = Konstanta spesifik gas buang bernilai 288 J/kg.K.
- T_3 = Temperatur gas buang total yang masuk ke turbin (K)
- P_3 = Tekanan gas buang saat masuk ke saluran inlet turbin (Pa).
- P_4 = Tekanan gas buang saat keluar dari sudu turbin menuju *funnel*. Umumnya mendekati tekanan atmosfer (101.325 Pa)

2.12 Efisiensi Sistem Turbocharger (η_{TS})

Efisiensi keseluruhan dari unit *turbocharger* didefinisikan sebagai rasio perbandingan kemampuan pasokan kerja aktual antara sisi pengisian udara bersih (kompresor) terhadap pemanfaatan daya dorong gas buang sisa (turbin)(Sepfitrah, 2022):

$$\eta_{TS} = \frac{e_{Com}}{e_{Exp}} \times 100\%$$

2.13 Hubungan Beban Mesin, Rasio Udara-Bahan Bakar dan Suhu Gas Buang

Beban mesin, rasio udara dan bahan bakar, serta suhu gas buang merupakan parameter yang saling berkaitan dan sangat memengaruhi kinerja mesin diesel. Perubahan pada salah satu parameter tersebut akan berdampak langsung terhadap kualitas proses pembakaran didalam silinder. Pada kondisi beban mesin meningkat,

jumlah bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam silinder juga meningkat untuk menghasilkan daya yang lebih besar. Apabila peningkatan suplai bahan bakar dengan suplai udara tidak seimbang maka rasio udara dan bahan bakar akan menurun. Kondisi ini menyebabkan proses pembakaran menjadi tidak sempurna, sehingga sebagian energi panas hasil pembakaran terbawa keluar bersama gas buang dan menyebabkan kenaikan suhu gas buang.

Pada putaran mesin yang relatif rendah seperti 640 RPM, kinerja sistem pemasukan udara dan *turbocharger* belum bekerja secara maksimal. Tekanan udara masuk yang rendah menyebabkan massa udara yang masuk ke silinder terbatas. Pada kondisi ini, meskipun beban mesin tidak terlalu besar, suplai udara yang kurang dapat menyebabkan AFR menurun dan mengakibatkan suhu gas buang meningkat. Kondisi suhu gas buang yang tinggi juga dapat dikaitkan dengan nilai konsumsi bahan bakar spesifik (SFOC). Nilai SFOC yang meningkat menunjukkan bahwa mesin membutuhkan lebih banyak bahan bakar untuk menghasilkan daya yang sama. Hal ini menandakan terjadinya penurunan efisiensi pembakaran yang umumnya disertai dengan peningkatan suhu gas buang.

2.14 Dampak Suhu Gas Buang Tinggi terhadap Komponen Mesin Diesel

Suhu gas buang yang tinggi pada mesin diesel dapat memberikan dampak negatif terhadap kinerja dan umur pakai komponen mesin. Gas buang yang keluar dari ruang bakar membawa energi panas hasil pembakaran. Apabila temperatur gas buang melebihi batas yang direkomendasikan oleh pabrikan, maka panas berlebih tersebut dapat menyebabkan kerusakan pada komponen yang dilalui oleh gas buang. Salah satu komponen yang paling terdampak akibat suhu gas buang tinggi adalah katup buang. Katup buang bekerja pada temperatur yang lebih tinggi dibandingkan katup masuk karena langsung bersentuhan dengan gas hasil pembakaran. Suhu gas buang yang berlebihan dapat menyebabkan katup buang mengalami deformasi, keausan berlebih, bahkan retak akibat kelelahan termal. Kondisi ini dapat mengakibatkan kebocoran kompresi dan penurunan efisiensi mesin.

Selain katup buang, piston dan ring piston juga berpotensi mengalami kerusakan akibat suhu gas buang yang tinggi. Panas berlebih dapat menyebabkan piston mengalami pemuaian berlebihan, sehingga celah antara piston dan liner menjadi berkurang. Hal ini dapat menimbulkan gesekan berlebih, keausan ring piston, bahkan risiko macet (*seizure*). Kerusakan pada ring piston akan berdampak pada menurunnya tekanan kompresi dan meningkatnya konsumsi bahan bakar. Komponen lain yang terdampak secara langsung adalah *turbocharger*. Gas buang dengan temperatur tinggi digunakan untuk memutar turbin *turbocharger*. Apabila suhu gas buang melebihi batas aman, maka dapat mempercepat keausan bantalan *turbocharger*, merusak sudu turbin, dan menurunkan efisiensi *turbocharger*.

Kondisi ini akan semakin memperburuk suplai udara pembakaran dan menyebabkan suhu gas buang semakin meningkat. Oleh karena itu, pengendalian suhu gas buang merupakan hal yang sangat penting dalam pengoperasian mesin diesel kapal guna mencegah kerusakan komponen, menjaga keandalan mesin, serta menjamin keselamatan operasi kapal.

2.15 Peran *Turbocharger* terhadap Suhu Gas Buang

Turbocharger merupakan komponen penting pada mesin diesel modern yang berfungsi meningkatkan massa udara masuk ke dalam silinder dengan memanfaatkan energi gas buang. *Turbocharger* terdiri dari turbin dan kompresor yang dihubungkan oleh satu poros. Gas buang dari mesin memutar turbin, kemudian energi putar tersebut digunakan untuk menggerakkan kompresor yang memampatkan udara masuk ke silinder. Peran utama *turbocharger* dalam kaitannya dengan suhu gas buang adalah meningkatkan efisiensi pembakaran. Dengan suplai udara yang lebih banyak dan bertekanan lebih tinggi, pembakaran dapat berlangsung lebih sempurna sehingga energi panas dapat dimanfaatkan secara optimal untuk menghasilkan tenaga. Pembakaran yang lebih sempurna akan menurunkan jumlah panas sisa yang terbawa keluar bersama gas buang, sehingga suhu gas buang dapat ditekan. Namun demikian, kinerja *turbocharger* sangat dipengaruhi oleh putaran mesin dan kondisi operasional. Pada putaran mesin yang rendah, seperti 640 RPM, energi gas buang yang tersedia untuk memutar turbin masih terbatas. Akibatnya, tekanan udara masuk yang dihasilkan oleh *turbocharger* menjadi rendah, sehingga suplai udara pembakaran tidak mencukupi. Kondisi ini dapat menyebabkan pembakaran tidak sempurna dan meningkatkan suhu gas buang.

Selain itu, penggunaan tipe *turbocharger* yang tidak sesuai dengan karakteristik mesin dapat mempengaruhi suhu gas buang. *Turbocharger* yang tidak cocok dapat menyebabkan ketidakseimbangan antara suplai udara dan bahan bakar, sehingga AFR menjadi tidak ideal. Hal ini dapat menjelaskan terjadinya penurunan putaran maksimum mesin dan tetap tingginya suhu gas buang setelah dilakukan penggantian *turbocharger* pada mesin Niigata 6PA5L. Dengan demikian, *turbocharger* memiliki peran yang sangat penting dalam mengendalikan suhu gas buang. Kondisi *turbocharger* yang baik, pemilihan tipe yang sesuai, serta pengoperasian mesin pada putaran yang tepat sangat diperlukan untuk menjaga suhu gas buang tetap dalam batas aman.



Gambar 2. 5 *Turbocharger*

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

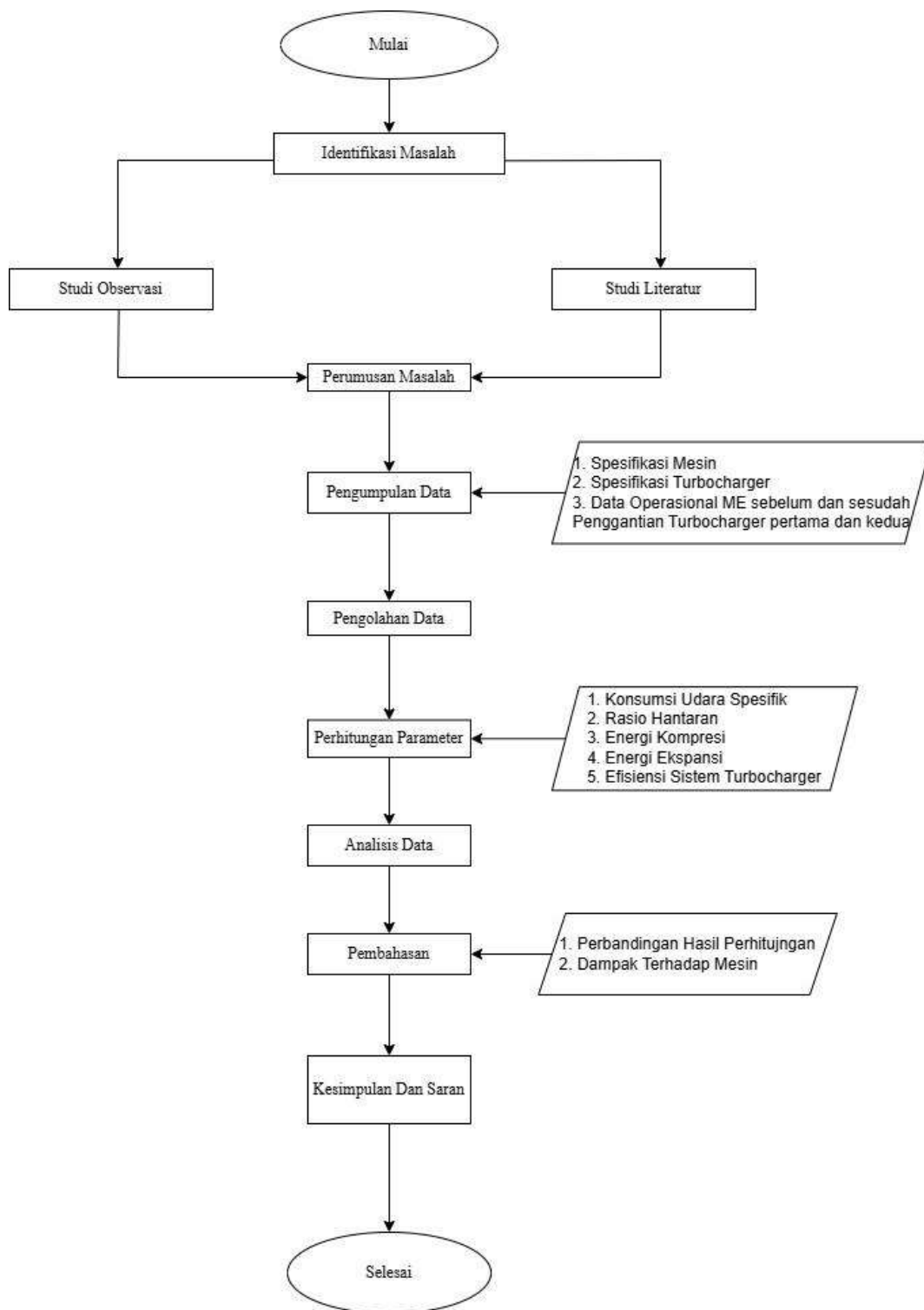
Metodologi penelitian merupakan proses atau cara ilmiah untuk mendapatkan data yang akan digunakan untuk kebutuhan suatu penelitian. Yang perlu diperhatikan dalam pembuatan metodologi penelitian ini yaitu penelitian yang mudah dipahami oleh pembaca.

3.1 Sumber Data

Sumber data yang digunakan dalam penelitian ini terdiri dari data primer dan data sekunder. Data primer diperoleh dari pengamatan langsung terhadap kinerja mesin diesel Niigata 6PA5L di Kapal *Ro-Ro Passengers* 2326 GT, meliputi suhu gas buang, putaran mesin dan konsumsi bahan bakar. Sedangkan data sekunder diperoleh dari manual book mesin, logbook, serta literatur dan jurnal yang berkaitan dengan mesin diesel dan suhu gas buang.

3.2 Diagram Alir

Tahapan pelaksanaan penelitian pada tugas akhir ini disusun menjadi diagram alir agar mudah dipahami dan diikuti prosesnya. Diagram alir penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.1. diagram alir penelitian adalah representasi grafis dari langkah-langkah atau tahapan yang diikuti selama pelaksanaan penelitian Tugas Akhir. Diagram alir ini membantu dalam memberikan pandangan keseluruhan tentang bagaimana penelitian ini akan dilakukan, apa yang dibahas akan dilakukan pada setiap tahap, serta berupa gambaran dari tahapan-tahapan tersebut saling terkait. Dengan merujuk kepada diagram alir ini, akan lebih mudah untuk memahami urutan serta tahapan yang akan dilalui dalam penelitian, sehingga memperjelas pemahaman mengenai metode dan pendekatan yang dilakukan dalam penelitian ini.



Gambar 3. 1 Diagram Alir

3.3 Studi Observasi

Studi observasi dilakukan dengan mengamati secara langsung kondisi mesin diesel Niigata 6PA5L selama pengoperasian kapal. Observasi difokuskan pada perilaku mesin pada berbagai kondisi putaran, khususnya pada kondisi putaran rendah yang merupakan putaran terendah yang tercatat selama 28 hari pengoperasian untuk masing-masing *turbocharger*. Parameter yang diamati meliputi kenaikan suhu gas buang, kestabilan putaran mesin, respon mesin terhadap perubahan beban, serta perubahan kinerja mesin setelah dilakukan penggantian *turbocharger*. Hasil observasi digunakan sebagai dasar awal dalam memahami permasalahan dan menentukan arah analisis selanjutnya.

3.4 Identifikasi Permasalahan

Berdasarkan hasil observasi lapangan, dilakukan identifikasi permasalahan utama yang terjadi pada mesin diesel, yaitu:

1. Menurunan putaran mesin dari kondisi normal,
2. Meningkatnya suhu gas buang,
3. Menurunnya performa mesin setelah penggantian *turbocharger*.

Identifikasi permasalahan ini menjadi dasar dalam penyusunan rumusan masalah penelitian.

3.5 Studi Literatur

Tahap studi literatur dilakukan untuk mengumpulkan teori dan referensi yang berkaitan dengan penelitian, meliputi:

1. Prinsip kerja mesin diesel empat langkah,
 2. Fungsi dan karakteristik *turbocharger*,
 3. Hubungan antara suplai udara, pembakaran, dan suhu gas buang,
- Studi literatur bertujuan memperkuat analisis dan pembahasan agar sesuai dengan kaidah ilmiah.

3.6 Perumusan Masalah

Berdasarkan hasil observasi dan studi literatur, dilakukan perumusan masalah penelitian secara jelas dan terarah. Rumusan masalah disusun agar sesuai dengan tujuan penelitian dan dapat dijawab melalui metode analisis yang digunakan.

3.7 Pengumpulan Data

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan data yang dibutuhkan dalam penelitian. Data yang dikumpulkan meliputi:

1. data putaran mesin (RPM) terendah setiap *turbocharger*,
2. data suhu gas buang (*Exhaust Gas Temperatur*),
3. kondisi dan jenis *turbocharger* yang digunakan,
4. data pendukung dari manual book mesin dan logbook operasional.
5. Lembar Kerja Mesin
6. *Manual Book Engine*

Data operasional diambil pada kondisi putaran mesin rendah karena pada kondisi tersebut terjadi peningkatan temperatur gas buang dan penurunan performa mesin yang paling signifikan setelah penggantian *turbocharger*. Kondisi putaran rendah dipilih sebagai fokus penelitian karena kinerja *turbocharger* sangat dipengaruhi oleh energi gas buang yang dihasilkan mesin.

3.8 Pengolahan Data

Data yang telah dikumpulkan kemudian diolah menggunakan pendekatan kuantitatif deskriptif melalui perhitungan parameter performa *turbocharger* dan analisis hasil perhitungan. Pengolahan data dilakukan dengan cara:

1. mengelompokkan data berdasarkan kondisi pengoperasian mesin,
2. membandingkan kondisi mesin sebelum dan sesudah penggantian *turbocharger*,
3. menyajikan data dalam bentuk tabel dan uraian deskriptif.

Tahap ini bertujuan mempermudah proses analisis dan penarikan kesimpulan.

3.9 Analisis Data

Analisis data dilaksanakan dengan menerapkan pendekatan kuantitatif deskriptif berdasarkan data operasional aktual mesin diesel Niigata 6PA5L. Data yang telah dikumpulkan kemudian dianalisis untuk memahami dampak penggunaan tipe *turbocharger* terhadap performa mesin dan temperatur gas buang. Selanjutnya, dilakukan evaluasi terhadap

karakteristik pembakaran dengan menghitung laju aliran massa bahan bakar menggunakan data SFOC standar pabrik dan daya pengujian. Hasil tersebut kemudian dipadukan dengan laju aliran massa udara untuk mendapatkan nilai Air-Fuel Ratio (AFR) aktual guna menganalisis korelasinya terhadap fluktuasi temperatur gas buang (EGT)

Proses analisis dilakukan melalui beberapa langkah, yaitu:

1. Menyelidiki hubungan antara kecepatan mesin dan temperatur gas buang dalam berbagai kondisi *turbocharger*.
2. Membandingkan tekanan udara bilas dan kemampuan suplai udara dari berbagai tipe *turbocharger*.
3. Menghitung Laju Aliran Massa Udara Bilas ($\dot{m}_{CYi}$) untuk memahami kebutuhan udara dalam proses pembakaran mesin.
4. Menghitung rasio hantaran udara (λ_d) untuk memperoleh informasi mengenai kemampuan pengisian udara aktual ke dalam silinder.
5. Menghitung energi kompresi spesifik (e_{Com}) pada sisi kompresor serta energi ekspansi spesifik (e_{Exp}) pada sisi turbin *turbocharger*.
6. Mengukur efisiensi sistem *turbocharger* (η_{TS}) untuk memahami performa tiap *turbocharger* terhadap kebutuhan mesin.
7. Menganalisis bagaimana penurunan efisiensi *turbocharger* dapat mempengaruhi peningkatan temperatur gas buang dan menurunnya performa mesin diesel.

Hasil dari analisis ini kemudian dipresentasikan dalam bentuk perhitungan dan grafik untuk memudahkan penyampaian dan penarikan Kesimpulan dari penelitian ini.

3.10 Pembahasan

Pada bagian ini, interpretasi dilakukan terhadap hasil perhitungan dan analisis yang telah diperoleh. Diskusi ini dilakukan dengan menghubungkan hasil penelitian dengan teori mengenai mesin diesel, sistem *turbocharger*, serta temperatur gas buang yang menjadi dasar penelitian ini.

Diskusi berfokus pada beberapa hal berikut:

1. Perbandingan kinerja tiga jenis *turbocharger* dalam kondisi operasi mesin diesel Niigata 6PA5L.
2. Dampak perubahan tekanan udara bilas terhadap penciptaan udara untuk pembakaran dalam silinder.
3. Keterkaitan antara Laju Aliran Massa Udara Bilas, rasio hantaran udara, dan temperatur gas buang mesin diesel.

4. Pengaruh energi kompresi serta energi ekspansi *turbocharger* terhadap efektivitas sistem *turbocharger*.
5. Faktor-faktor yang menyebabkan peningkatan temperatur gas buang pada kecepatan mesin rendah setelah perubahan *turbocharger*.
6. Dampak penurunan efisiensi *turbocharger* terhadap kinerja mesin diesel dan ketidakmampuan mesin dalam mencapai putaran maksimum.

Diskusi dilakukan secara terstruktur untuk menjelaskan hubungan antara perubahan performa *turbocharger* terhadap kenaikan temperatur gas buang serta penurunan kinerja mesin diesel Niigata 6PA5L.

3.11 Tabel Variabel dan Parameter Penelitian

Tabel berikut menyajikan variabel dan parameter yang digunakan dalam penelitian analisis suhu gas buang pada mesin diesel Niigata 6PA5L.

Tabel 3. 1 Tabel Variabel dan Parameter Penelitian

NO	Variabel Penelitian	Parameter yang Diamati	Satuan	Sumber Data
1.	Suhu gas buang (EGT)	Temperatur gas buang	°C	Data Primer (Observasi)
2.	Putaran Mesin	Kecepatan putar mesin	RPM	Data primer (Panel mesin)
3.	Daya Mesin	Daya Output mesin	kW	Manual Book dan data Operasional
4.	Tekanan Udara Bilas	Tekanan Pada <i>Inlet Manifold</i>	Kg/cm ² atau Pa	<i>Logbook</i> Mesin
5.	Rasio Hantaran	Rasio Suplai Udara Aktual	-	Hasil Perhitungan (jika diperlukan)
6.	Energi Kompresi Spesifik	Kerja Kompresi Udara <i>Turbocharger</i>	J/kg	Hasil perhitungan (jika diperlukan)
7.	Energi Ekspansi Spesifik	Energi Gas Buang Pada Turbin	J/kg	Hasil perhitungan (jika diperlukan)
8.	Efisiensi Sistem <i>Turbocharger</i>	Efisiensi Kerja <i>Turbocharger</i>	%	Hasil Perhitungan (Jika Diperlukan)

9.	Jenis <i>Turbocharger</i>	Tipe <i>Turbocharger</i> yang digunakan	-	Observasi dan manual book
10.	Sistem bahan bakar	Kondisi suplai bahan bakar	Kg/jam	Observasi dan manual book

3.12 Kesimpulan dan Saran

Tahap akhir adalah penarikan kesimpulan dan pemberian saran. Kesimpulan disusun berdasarkan hasil analisis dan pembahasan untuk menjawab rumusan masalah dan tujuan penelitian. Selanjutnya diberikan saran yang bersifat teknis dan operasional sebagai upaya pencegahan terjadinya suhu gas buang tinggi serta sebagai rekomendasi penelitian selanjutnya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV PEMBAHASAN

4.1 Data Tugas Akhir

Pada Tugas Akhir ini terdapat data utama yang digunakan untuk perhitungan perbedaan temperatur gas buang terhadap penggantian *turbocharger* pada mesin diesel Niigata 6PA5L dimana data yang digunakan antara lain putaran mesin, spesifikasi *main engine*, temperatur gas buang dan konsumsi bahan bakar.

4.2 Spesifikasi Mesin Diesel Niigata 6PA5L

Mesin induk digunakan untuk menggerakkan propeller yang nantinya akan menggerakkan kapal sesuai kecepatan yang diinginkan. Mesin induk yang digunakan pada kapal *Ro-Ro Passengers* 2326 GT ini Adalah Niigata 6PA5L mesin induk ini memiliki data pada Tabel 4.1

Tabel 4. 1 Spesifikasi mesin

<i>Engine Spesification</i>		
BHP _{mcr}	1800	HP
BHP _{scr}	1500	HP
Speed	1000	RPM
DHP	1200	HP
EHP	850	HP
Vs	14	Knot
EGT <i>Max</i>	380	°C

4.3 Spesifikasi 3 Tipe *Turbocharger*

Turbocharger pada mesin induk kapal berfungsi untuk meningkatkan jumlah udara masuk ke ruang bakar sehingga proses pembakaran menjadi lebih sempurna. *Turbocharger* memanfaatkan energi dari gas buang mesin untuk memutar turbin yang terhubung dengan kompresor udara. Udara yang dikompresi kemudian dialirkan ke dalam silinder dengan tekanan lebih tinggi dibanding udara atmosfer biasa.

Tabel 4. 2 Spesifikasi 3 Tipe *Turbocharger*

Tipe <i>Turbocharger</i>	Tekanan Udara Masuk (Bar)	Tekanan Udara Keluar (Bar)
NHP 30 B	1,8 – 2,2	0,3 – 0,5
VTR 250	2,0 – 2,5	0,4 – 0,6
NHP 30 AH	1,6 – 2,1	0,3 – 0,6

4.4 Kondisi Operasional dan Dasar Pengambilan Data

Perhitungan serta evaluasi dalam penelitian ini difokuskan pada keadaan putaran mesin paling rendah dari setiap *turbocharger*. Pemilihan keadaan ini diambil karena peningkatan suhu gas buang dan penurunan performa mesin paling jelas terjadi pada putaran rendah. Disaat putaran rendah, energi dari gas buang yang dimanfaatkan untuk memutar turbin tergolong sedikit, sehingga kapasitas *turbocharger* dalam menyediakan udara untuk pembakaran dapat dilihat dengan jelas. Situasi ini berakibat pada penurunan tekanan udara bilas dan membuat proses pembakaran menjadi kurang efisien, yang menyebabkan temperatur gas buang menjadi lebih tinggi.

Dengan demikian, kondisi mesin pada putaran rendah dipilih sebagai dasar dari analisis ini untuk memahami hubungan antara performa *turbocharger* dan temperatur gas buang pada mesin diesel Niigata 6PA5L.

4.5 Data Input Operasional Aktual Mesin Induk Menggunakan *Turbocharger* NHP 30 B

Terdapat kerusakan pada sensor temperatur gas buang pada silinder nomor 6 yang menyebabkan temperatur gas buang pada silinder nomor 6 tidak tercatat.

Tabel 4. 3 Data Suhu Gas Buang Pada Mesin Induk Menggunakan *Turbocharger* NHP 30 B

tan g g al	Suhu gas buang silinder 1	Suhu gas buang silinder 2	Suhu gas buang silinder 3	Suhu gas buang silinder 4	Suhu gas buang silinder 5	Suhu gas buang silinder 6
1	385	390	380	400	385	0
2	385	390	380	400	385	0
3	385	390	380	400	385	0
4	385	390	380	400	385	0
5	385	390	380	400	385	0
6	385	390	380	400	385	0
7	385	390	380	400	385	0
8	385	390	380	400	385	0
9	385	390	380	400	385	0
10	385	390	380	400	385	0
11	385	390	380	400	385	0
12	385	390	380	400	385	0
13	385	390	380	400	385	0
14	385	390	380	400	385	0
15	385	390	380	400	385	0
16	385	390	380	400	385	0
17	385	390	380	400	385	0

18	385	390	380	400	385	0
19	385	390	380	400	385	0
20	385	390	380	400	385	0
21	385	390	380	400	385	0
22	385	390	380	400	385	0
23	385	390	380	400	385	0
25	385	390	380	400	385	0
26	385	390	380	400	385	0
27	385	390	380	400	385	0
28	385	390	380	400	385	0
29	385	390	380	400	385	0

- Putaran mesin (η) : 640 rpm
- Daya nominal (P_e) : 351,891 kW
- Tekanan udara bilas (P_{bilas}) : 0.2 kg/cm²
- Temperatur rata-rata gas buang terkoreksi (T_3) :

$$\text{Rata - rata silinder 1 - 5} = \frac{385 + 390 + 380 + 400 + 385}{5} = 388^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 388 + 273,15 = 661,15 \text{ K}$$

4.6 Data Input Operasional Aktual Mesin Induk Menggunakan Turbocharger VTR 250

Tabel 4. 4 Data Suhu Gas Buang Pada Mesin Induk Menggunakan Turbocharger VTR 250

tan gg al	Suhu gas buang silinder 1	Suhu gas buang silinder 2	Suhu gas buang silinder 3	Suhu gas buang silinder 4	Suhu gas buang silinder 5	Suhu gas buang silinder 6
1	395	400	390	400	385	395
2	385	390	400	400	395	400
3	400	390	395	390	400	395
4	390	400	400	400	390	390
5	380	390	385	395	380	375
6	380	390	385	395	380	375
7	385	390	405	410	400	400
8	385	390	405	410	400	400
9	385	385	390	390	395	400
10	385	385	390	390	395	400
11	385	385	390	390	390	395
12	385	385	390	390	390	390
13	395	380	395	390	395	395
14	390	375	390	385	390	400
15	390	400	390	400	390	390

16	390	400	390	400	390	390
17	390	400	395	400	385	385
18	385	405	395	400	380	385
19	380	390	385	395	380	375
20	380	390	385	395	380	375
21	385	390	405	410	400	400
22	385	390	405	410	400	400
23	385	385	390	390	395	400
24	385	385	390	390	395	400
25	385	385	390	390	390	395
26	385	385	390	390	390	390
27	400	390	385	370	395	395
28	390	385	390	385	390	400

- Putaran mesin (η) : 600 rpm
- Daya nominal (P_e) : 289,94 kW
- Tekanan udara bilas (P_{bilas}) : 0.18 kg/cm²
- Temperatur rata-rata gas buang terkoreksi (T_3) :

$$Rata - rata\ silinder\ 1 - 6 = \frac{390 + 385 + 390 + 385 + 390 + 400}{6}$$

$$= 390^{\circ}C$$

$$T_3 = 390 + 273,15 = 663,15\ K$$

4.7 Data Input Operasional Aktual Mesin Induk Menggunakan Turbocharger NHP 30 AH

Tabel 4. 5 Data Suhu Gas Buang Pada Mesin Induk Menggunakan Turbocharger NHP 30 AH

tan gga l	Suhu gas buang silinder 1	Suhu gas buang silinder 2	Suhu gas buang silinder 3	Suhu gas buang silinder 4	Suhu gas buang silinder 5	Suhu gas buang silinder 6
1	410	400	395	395	400	410
2	410	400	395	395	400	410
3	380	410	405	390	400	385
4	380	410	405	390	400	385
5	410	390	410	390	400	410
6	410	390	405	390	390	410
7	395	395	400	395	390	390
8	395	390	400	395	390	390
9	395	390	400	410	390	390
10	395	390	400	410	390	390
11	380	415	400	390	390	380
12	380	415	400	390	400	380
13	380	415	400	400	400	385

14	385	405	415	400	390	385
15	385	410	415	410	390	410
16	385	400	415	410	390	410
17	385	390	390	400	390	405
18	385	395	390	400	390	405
19	385	390	390	400	390	400
20	385	390	390	400	390	400
21	385	390	390	395	390	400
22	385	395	390	395	390	400
23	385	390	390	395	390	400
24	405	400	385	420	400	400
25	380	400	385	390	390	415
26	380	400	385	390	390	415
27	395	400	400	390	390	405
28	395	400	400	395	405	405

- Putaran mesin (η) : 575 rpm
 - Daya nominal (P_e) : 255,19 kW
 - Tekanan udara bilas (P_{bilas}) : 0.12 kg/cm²
 - Temperatur rata-rata gas buang terkoreksi (T_3) :
- $$\text{Rata - rata silinder 1 - 6} = \frac{395 + 400 + 400 + 395 + 405 + 405}{6}$$
- $$= 400^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 400 + 273,15 = 673,15 \text{ K}$$

4.8 Perhitungan Laju Aliran Massa Udara Bilas ($\dot{m}_{CY}$) Pada 3 Tipe Turbocharger

1. Turbocharger NHP 30 B

Menggunakan nilai konstanta Laju Aliran Massa Udara Bilas standar mesin kecepatan menengah $l_e = 7,5 \text{ kg/kWh}$:

$$m_{CY_i} = \frac{l_e \cdot P_e}{3600}$$

$$m_{CY_i} = \frac{7,5 \times 351,891}{3600} = 0,7311 \text{ kg/s}$$

2. Turbocharger VTR 250

Menggunakan nilai konstanta Laju Aliran Massa Udara Bilas standar mesin kecepatan menengah $l_e = 7,5 \text{ kg/kWh}$:

$$m_{CY_i} = \frac{l_e \cdot P_e}{3600}$$

$$m_{CY_i} = \frac{7,5 \times 289,94}{3600} = 0,6040 \text{ kg/s}$$

3. Turbocharger NHP 30 AH

Menggunakan nilai konstanta Laju Aliran Massa Udara Bilas standar mesin kecepatan menengah $l_e = 7,5 \text{ kg/kWh}$:

$$m_{cy_i} = \frac{l_e \cdot P_e}{3600}$$

$$m_{cy_i} = \frac{7,5 \times 255,19}{3600} = 0,5316 \text{ kg/s}$$

4.9 Perhitungan Laju Aliran Massa Bahan Bakar ($\dot{m}_{fuel}$) Pada 3 Tipe Turbocharger

1. Turbocharger NHP 30 B

Laju aliran massa bahan bakar dihitung berdasarkan daya nominal pengujian (P_e) mesin diesel Niigata 6PA5L dan nilai SFOC sebesar 210 g/kWh (0,00021 kg/kWh).

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P_e \times \text{SFOC}}{3600 \times 1000}$$

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{351,89 \times 210}{3600 \times 1000}$$

$$\dot{m}_{fuel} = 0,02053 \text{ kg/s}$$

2. Turbocharger VTR 250

Laju aliran massa bahan bakar dihitung berdasarkan daya nominal pengujian (P_e) mesin diesel Niigata 6PA5L dan nilai SFOC sebesar 210 g/kWh (0,00021 kg/kWh).

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P_e \times \text{SFOC}}{3600 \times 1000}$$

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{289,94 \times 210}{3600 \times 1000}$$

$$\dot{m}_{fuel} = 0,01691 \text{ kg/s}$$

3. Turbocharger NHP 30 AH

Laju aliran massa bahan bakar dihitung berdasarkan daya nominal pengujian (P_e) mesin diesel Niigata 6PA5L dan nilai SFOC sebesar 210 g/kWh (0,00021 kg/kWh).

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P_e \times \text{SFOC}}{3600 \times 1000}$$

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{255,19 \times 210}{3600 \times 1000}$$

$$\dot{m}_{fuel} = 0,014886 \text{ kg/s}$$

4.10 Perhitungan Air-Fuel Ratio (AFR) Aktual Pada 3 Tipe Turbocharger

1. Turbocharger NHP 30 B

Rasio udara-bahan bakar (*Air-Fuel Ratio*/AFR) aktual diperoleh dengan membandingkan laju aliran massa udara masuk ($\dot{m}_{CYi} = 0,7311 \text{ kg/s}$) Terhadap laju aliran massa bahan bakar ($\dot{m}_{fuel} = 0,6 \text{ kg/s}$) nilai AFR aktual ini selanjutnya akan dibandingkan dengan nilai AFR Stoikiometrik standar universal bahan bakar solar teoritis, yaitu 14,6 untuk mendapatkan Koefisien Udara Lebih (λ):

- $AFR_{aktual} = \frac{0,7311}{0,02053} = 35,71429$
- $\lambda = \frac{35,71429}{14,6} = 2,44618$

2. *Turbocharger* VTR 250

Rasio udara-bahan bakar (*Air-Fuel Ratio*/AFR) aktual diperoleh dengan membandingkan laju aliran massa udara masuk ($\dot{m}_{CYi} = 0,60406 \text{ kg/s}$) Terhadap laju aliran massa bahan bakar ($\dot{m}_{fuel} = 0,01691 \text{ kg/s}$) nilai AFR aktual ini selanjutnya akan dibandingkan dengan nilai AFR Stoikiometrik standar universal bahan bakar solar teoritis, yaitu 14,6 untuk mendapatkan Koefisien Udara Lebih (λ):

- $AFR_{aktual} = \frac{0,60406}{0,01691} = 35,71429$
- $\lambda = \frac{35,71429}{14,6} = 2,44618$

3. *Turbocharger* NHP 30 AH

Rasio udara-bahan bakar (*Air-Fuel Ratio*/AFR) aktual diperoleh dengan membandingkan laju aliran massa udara masuk ($\dot{m}_{CYi} = 0,531657 \text{ kg/s}$) Terhadap laju aliran massa bahan bakar ($\dot{m}_{fuel} = 0,014886 \text{ kg/s}$) nilai AFR aktual ini selanjutnya akan dibandingkan dengan nilai AFR Stoikiometrik standar universal bahan bakar solar teoritis, yaitu 14,6 untuk mendapatkan Koefisien Udara Lebih (λ):

- $AFR_{aktual} = \frac{0,531657}{0,014886} = 35,71429$
- $\lambda = \frac{35,71429}{14,6} = 2,44618$

4.11 Perhitungan Rasio Hantaran (λ_d) Pada 3 Tipe *Turbocharger*

1. *Turbocharger* NHP 30 B

- Tekanan Manifold Absolut (P_{IM}):
 $P_{IM} = P_{bilas} + P_{atm} = 0,20 + 1,033 = 1,233 \text{ kg/cm}^2 = 120.915,55 \text{ Pa}$
- Konstanta dan parameter tetap: $T_{IM} = 319,15 \text{ K}$, $V_d \cdot z = 0,076 \text{ m}^3$, $R_A = 287,05 \text{ kg.K}$, $\tau = 4$.

Substitusikan nilai ke rumus rasio hantaran dengan $\eta = 640 \text{ rpm}$

$$m_{CYi} = \frac{P_{IM}}{R_A \cdot T_{IM}} \cdot V_d \cdot z \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \lambda_d$$

$$0,7311 = \left(\frac{120.915,55}{287,05 \times 319,15} \right) \times 0,076 \times \left(\frac{640}{30 \times 4} \right) \times \lambda_d$$

$$0,7311 = 1,345 \times 0,076 \times 5,333 \times \lambda_d$$

$$0,7311 = 0,5349 \times \lambda_d$$

$$\lambda_d = \frac{0,7311}{0,5349} = 1,370$$

2. *Turbocharger* VTR 250

- Tekanan Manifold Absolut (P_{IM}):

$$P_{IM} = P_{bilas} + P_{atm} = 0,18 + 1,033 = 1,333 \text{ kg/cm}^2 = 118.954,66 \text{ Pa}$$

- Konstanta dan parameter tetap: $T_{IM} = 319,15 \text{ K}$, $V_d \cdot z = 0,076 \text{ m}^3$, $R_A = 287,05 \text{ kg.K}$, $\tau = 4$.

Substitusikan nilai ke rumus hantaran dengan $\eta = 600 \text{ rpm}$

$$m_{CYi} = \frac{P_{IM}}{R_A \cdot T_{IM}} \cdot V_d \cdot z \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \lambda_d$$

$$0,6040 = \left(\frac{118.954,66}{287,05 \times 319,15} \right) \times 0,076 \times \left(\frac{600}{30 \times 4} \right) \times \lambda_d$$

$$0,6040 = 1,298 \times 0,076 \times 5 \times \lambda_d$$

$$0,6040 = 0,493 \times \lambda_d$$

$$\lambda_d = \frac{0,6040}{0,5153} = 1,224$$

3. *Turbocharger* NHP 30 AH

- Tekanan Manifold Absolut (P_{IM}):

$$P_{IM} = P_{bilas} + P_{atm} = 0,12 + 1,033 = 1,153 \text{ kg/cm}^2 = 113.070,7 \text{ Pa}$$

- Konstanta dan parameter tetap: $T_{IM} = 319,15 \text{ K}$, $V_d \cdot z = 0,076 \text{ m}^3$, $R_A = 287,05 \text{ kg.K}$, $\tau = 4$.

Substitusikan nilai ke rumus hantaran dengan $\eta = 575 \text{ rpm}$

$$m_{CYi} = \frac{P_{IM}}{R_A \cdot T_{IM}} \cdot V_d \cdot z \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot \lambda_d$$

$$0,5316 = \left(\frac{113.070,7}{287,05 \times 319,15} \right) \times 0,076 \times \left(\frac{575}{30 \times 4} \right) \times \lambda_d$$

$$0,5316 = 1,234 \times 0,076 \times 4,791 \times \lambda_d$$

$$0,5316 = 0,4494 \times \lambda_d$$

$$\lambda_d = \frac{0,5316}{0,4494} = 1,182$$

4.12 Perhitungan Kerja Energi Kompresi Spesifik (e_{Com}) Pada 3 Tipe Turbocharger.

1. *Turbocharger* NHP 30 B

Kerja yang dibutuhkan kompresor untuk menaikkan tekanan udara dari atmosfer ($P_I = 101.325$ Pa, $T_I = 318,15$ K) menjadi tekanan udara bilas manifold ($P_{IM} = 120.915,99$ Pa):

$$e_{Com} = \frac{k}{k-1} \cdot R_A \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_{IM}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$e_{Com} = \frac{1,4}{1,4-1} \times 287,05 \times 318,15 \times \left[\left(\frac{120.915,99}{101.325} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]$$

$$e_{Com} = 319.637,35 \times [(1,193)^{0,2857} - 1] = 16.557,44 \text{ J/kg}$$

2. *Turbocharger* VTR 250

Kerja yang dibutuhkan kompresor untuk menaikkan tekanan udara dari atmosfer ($P_I = 101.325$ Pa, $T_I = 318,15$ K) menjadi tekanan udara bilas manifold ($P_{IM} = 118.954,66$ Pa):

$$e_{Com} = \frac{k}{k-1} \cdot R_A \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_{IM}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$e_{Com} = \frac{1,4}{1,4-1} \times 287,05 \times 318,15 \times \left[\left(\frac{118.954,66}{101.325} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]$$

$$e_{Com} = 319.637,35 \times [(1,173)^{0,2857} - 1] = 14.848,90 \text{ J/kg}$$

3. *Turbocharger* NHP 30 AH

Kerja yang dibutuhkan kompresor untuk menaikkan tekanan udara dari atmosfer ($P_I = 101.325$ Pa, $T_I = 318,15$ K) menjadi tekanan udara bilas manifold ($P_{IM} = 113.070,7$ Pa):

$$e_{Com} = \frac{k}{k-1} \cdot R_A \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_{IM}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$e_{Com} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \times 287,05 \times 318,15 \times \left[\left(\frac{113.070,7}{101.325} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]$$

$$e_{Com} = 319.637,35 \times [(1,115)^{0,2857} - 1] = 10.175,10 \text{ J/kg}$$

4.13 Perhitungan Kerja Energi Ekspansi Spesifik (e_{Exp}) Pada 3 Tipe Turbocharger.

1. Turbocharger NHP 30 B

Kerja dari sisi turbin gas buang menggunakan suhu rata-rata koreksi $T_3 = 661,15 \text{ K}$, dengan ketetapan $k_g = 1,33$, $R_g = 288 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$, dan asumsi rasio ekspansi turbin sebesar 1,8:

$$e_{Exp} = \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot R_g \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right]$$

$$e_{Exp} = \frac{1,33}{1,33 - 1} \times 288 \times 661,15 \times \left[1 - \left(\frac{1}{1,8} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} \right]$$

$$e_{Exp} = 4,03 \times 190.411,2 \times [1 - 0,864] = 104.142,47 \text{ J/kg}$$

2. Turbocharger VTR 250

Kerja dari sisi turbin gas buang menggunakan suhu rata-rata koreksi $T_3 = 663,15 \text{ K}$, dengan ketetapan $k_g = 1,33$, $R_g = 288 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$, dan asumsi rasio ekspansi turbin sebesar 1,8:

$$e_{Exp} = \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot R_g \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right]$$

$$e_{Exp} = \frac{1,33}{1,33 - 1} \times 288 \times 663,15 \times \left[1 - \left(\frac{1}{1,8} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} \right]$$

$$e_{Exp} = 4,03 \times 190.987,2 \times [1 - 0,864] = 104.457,50 \text{ J/kg}$$

3. *Turbocharger* NHP 30 AH

Kerja dari sisi turbin gas buang menggunakan suhu rata-rata koreksi $T_3 = 673,15$ K, dengan ketetapan $k_g = 1,33$, $R_g = 288$ J/kg . K, dan asumsi rasio ekspansi turbin sebesar 1,8:

$$e_{Exp} = \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot R_g \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k_g - 1}{k_g}} \right]$$

$$e_{Exp} = \frac{1,33}{1,33 - 1} \times 288 \times 673,15 \times \left[1 - \left(\frac{1}{1,8} \right)^{\frac{1,33 - 1}{1,33}} \right]$$

$$e_{Exp} = 4,03 \times 193.867,2 \times [1 - 0,864] = 106.032,68 \text{ J/kg}$$

4.14 Perhitungan Efisiensi Sistem Turbocharger Pada 3 Tipe Turbocharger.

1. *Turbocharger* NHP 30 B

$$\eta_{TS} = \frac{e_{Com}}{e_{Exp}} \times 100\%$$

$$\eta_{TS} = \frac{16.557,44}{104.142,47} \times 100\% = 15,89\%$$

2. *Turbocharger* VTR 250

$$\eta_{TS} = \frac{e_{Com}}{e_{Exp}} \times 100\%$$

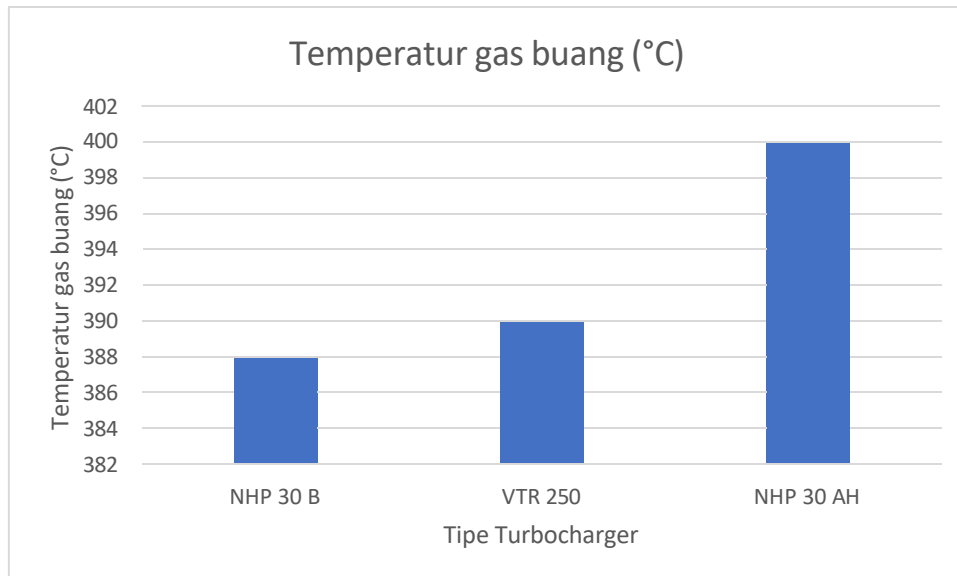
$$\eta_{TS} = \frac{14.848,90}{104.457,50} \times 100\% = 14,21\%$$

3. *Turbocharger* NHP 30 AH

$$\eta_{TS} = \frac{e_{Com}}{e_{Exp}} \times 100\%$$

$$\eta_{TS} = \frac{10.175,10}{106.032,68} \times 100\% = 9,59\%$$

4.15 Grafik Temperatur Gas Buang (EGT) pada 3 Tipe *Turbocharger*



Gambar 4. 1 Grafik Temperatur Gas Buang (EGT) pada 3 Tipe *Turbocharger*

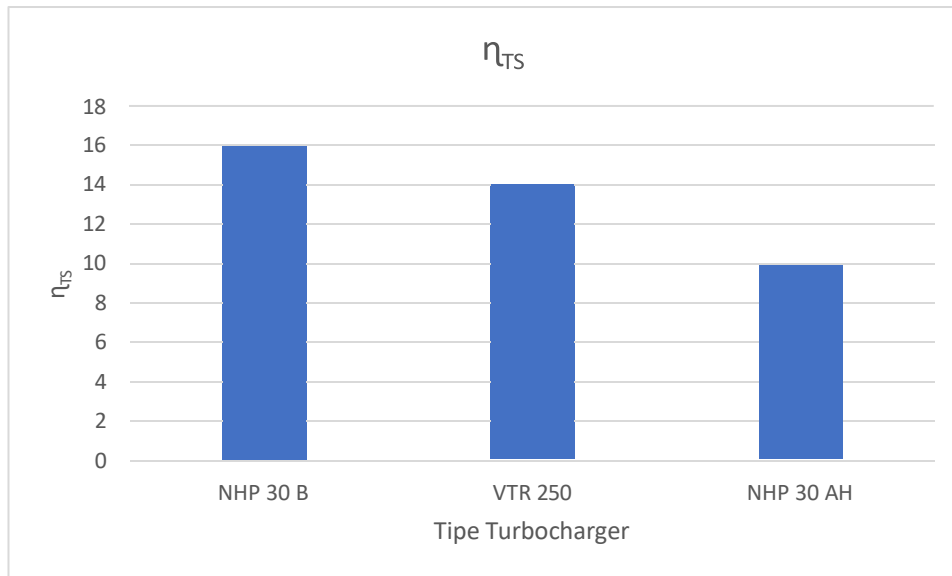
Grafik suhu gas buang dimanfaatkan untuk memahami dampak dari penerapan 3 jenis *turbocharger* terhadap peningkatan temperatur gas buang mesin diesel Niigata 6PA5L. Data mengenai temperatur gas buang diambil dari pengamatan langsung mesin dalam kondisi putaran rendah.

Dari grafik yang ada, terungkap bahwa *turbocharger* NHP 30 AH menghasilkan temperatur gas buang yang paling tinggi, yaitu mencapai 400°C. Sementara itu, *turbocharger* NHP 30 B memiliki temperatur gas buang sebesar 388°C dan *turbocharger* VTR 250 menghasilkan temperatur gas buang sebesar 390°C. Temperatur gas buang yang lebih tinggi mengindikasikan bahwa proses pembakaran dalam ruang silinder tidak berjalan dengan maksimal.

Situasi ini terjadi akibat pasokan udara untuk pembakaran yang dihasilkan oleh *turbocharger* tidak mampu memenuhi kebutuhan pembakaran dari mesin diesel. Oleh karena itu, sebagai energi panas yang seharusnya berubah menjadi energi mekanik terbuang bersamaan dengan gas buang. Makin tinggi temperatur gas buang yang terukur, semakin besar juga energi panas yang hilang melalui sistem pembuangan.

Melalui grafik tersebut, dapat disimpulkan bahwa pemanfaatan *turbocharger* berperan penting dalam menentukan temperatur gas buang pada mesin diesel Niigata 6PA5L.

4.16 Grafik Efisiensi Sistem *Turbocharger*



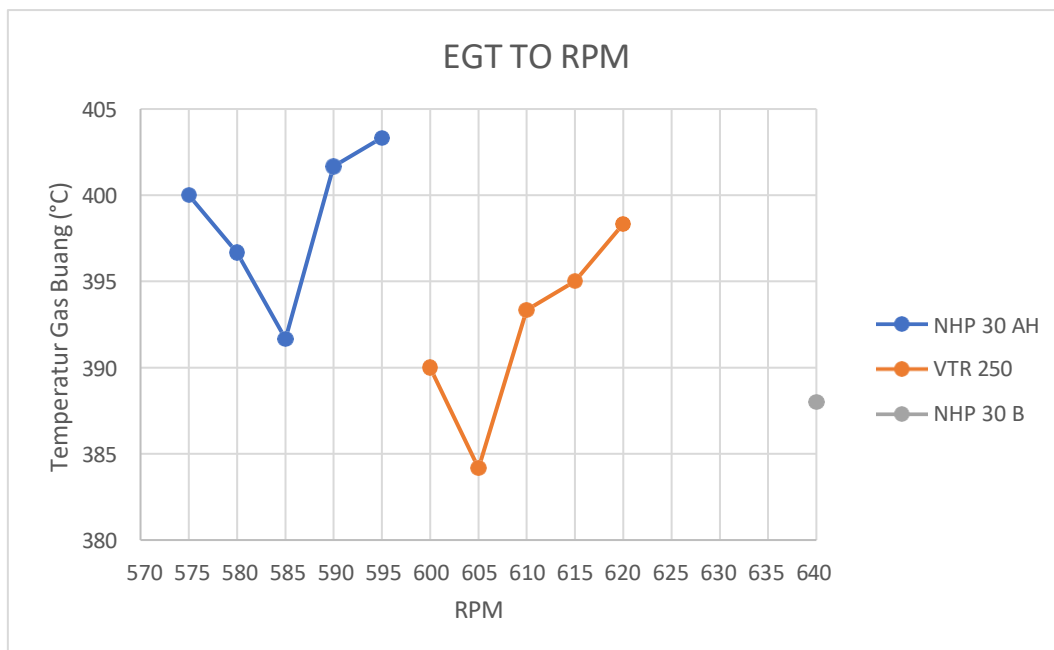
Gambar 4. 2 Grafik Efisiensi Sistem *Turbocharger*

Grafik efisiensi sistem *turbocharger* digunakan untuk memahami seberapa efektif setiap *turbocharger* dalam mendayagunakan energi dari gas buang untuk memampatkan udara yang akan digunakan dalam proses pembakaran. Tingkat efisiensi dari sistem *turbocharger* ditentukan dengan membandingkan energi kompresi spesifik (e_{Com}) dengan energi ekspansi spesifik (e_{Exp}). Hasil perhitungan menunjukkan bahwa *turbocharger* NHP 30 B memiliki efisiensi yang lebih baik dibandingkan dengan *turbocharger* VTR 250 dan NHP 30 AH.

Penurunan dalam tingkat efisiensi *turbocharger* mengindikasikan bahwa kemampuan perangkat tersebut untuk menghasilkan tekanan udara bilas semakin menurun. Hal ini mengakibatkan pengurangan massa udara yang masuk ke ruang bakar, sehingga proses pembakaran tidak optimal. *Turbocharger* NHP 30 AH menunjukkan efisiensi terendah, yang berakibat pada penurunan kinerja mesin diesel. Ini juga tercermin dari meningkatnya temperatur gas buang dan berkurangnya kecepatan mesin selama operasi.

Dari grafik efisiensi sistem *turbocharger*, terlihat bahwa variasi tipe *turbocharger* memberikan dampak pada kemampuan penyediaan udara pembakaran pada mesin diesel Niigata 6PA5L.

4.17 Analisis Pengaruh Putaran Mesin (RPM) Terhadap Temperatur Gas Buang Pada 3 Tipe *Turbocharger*



Gambar 4. 3 Grafik Perbandingan Temperatur Gas Buang Terhadap Putaran Mesin (RPM)

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.8, terlihat adanya korelasi positif dimana kenaikan putaran mesin secara konsisten diikuti oleh peningkatan temperatur gas buang pada ketiga tipe *turbocharger*. Namun terdapat perbedaan karakteristik termal yang signifikan dari masing-masing tipe *turbocharger* berdasarkan visualisasi warna berikut:

- **Warna Abu-Abu (*Turbocharger* tipe NHP 30 B):** Menunjukkan performa termal yang paling ideal dan stabil. Kurva abu-abu berada pada posisi paling bawah yang menandakan bahwa pada RPM yang sama, tipe ini menghasilkan temperatur gas buang paling rendah. Hal ini disebabkan oleh optimalnya laju aliran massa udara spesifik ($\dot{m}_{CYi}$) sebesar 0,7311 kg/s, sehingga proses pendinginan internal dan pembilasan gas sisa di dalam silinder berlangsung sempurna.
- **Warna Orange (*Turbocharger* Tipe VTR 250):** Kurva berwarna orange ini berada di posisi tengah, menunjukkan adanya peningkatan temperatur gas buang dibanding tipe NHP 30 B. Ketika RPM meningkat, temperatur gas buang naik lebih cepat akibat penurunan laju aliran massa udara bilas hingga yang paling rendah pada penggunaan *Turbocharger* VTR 250 mencapai 0,6040 kg/s. Penurunan pasokan udara menyebabkan Sebagian energi panas hasil pembakaran tidak terbilas dengan sempurna.
- **Warna Biru (*Turbocharger* NHP 30 AH):** Kurva berwarna biru berada di posisi paling atas yang menunjukkan lonjakan temperatur gas buang paling signifikan di setiap RPM. Pada kondisi ini, temperatur gas buang mengalami fenomena abnormal dimana temperatur tertinggi penggunaan *turbocharger* NHP 30

AH mencapai 401°C. Fenomena kurva biru membuktikan bahwa terjadinya *mismatching* dan penurunan efisiensi sistem *turbocharger* (η_{TS}) hingga ke angka 9,59%. Akibat laju aliran massa udara bilas turun drastis hingga 0,5316 kg/s, tekanan pembilasan gagal mengatasi tekanan gas buang, menyebabkan gas panas sisa siklus sebelumnya terperangkap dan mengakibatkan akumulasi panas pada manifold gas buang.

Berdasarkan visualisasi dan analisis dari ketiga kurva diatas, dapat disimpulkan bahwa pemilihan tipe *turbocharger* berbanding lurus dengan manajemen termal mesin Niigata 6PA5L. Penggunaan *turbocharger* tipe NHP 30 B terbukti memberikan performa yang cukup optimal karena mampu menjaga temperatur gas buang tetap rendah di setiap RPM melalui optimalisasi laju aliran massa udara bilas. Sebaliknya, lonjakan temperatur gas buang yang cukup tinggi pada *turbocharger* tipe VTR 250 dan NHP 30 AH merupakan implikasi langsung dari kegagalan sistem kompresor dalam menyuplai massa udara bersih ($\dot{m}_{CYi}$). Kegagalan pembilasan ini memicu akumulasi panas dari gas sisa yang terperangkap didalam silinder, yang pada akhirnya menurunkan efisiensi sistem *turbocharger* (η_{TS}).

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis pengaruh penggunaan 3 tipe *turbocharger* terhadap perbedaan temperatur gas buang pada mesin diesel Niigata 6PA5L di kapal *Ro-Ro passengers* 2326 GT, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Penggantian tipe *turbocharger* terbukti menurunkan performa pasokan udara bilas secara signifikan. Laju aliran massa udara bilas merosot dari 0,7311 kg/s (NHP 30 B) menjadi 0,6040 kg/s (VTR 250), dan menyentuh titik terendah 0,5316 kg/s (NHP 30 AH). Penurunan ini diikuti dengan anjloknya nilai Rasio Hantaran (λ_d) berturut-turut dari 1,370, menjadi 1,224, hingga 1,182 yang mengonfirmasi memburuknya kualitas pengisian udara bersih ke dalam silinder.
2. Penggantian komponen ini merusak keseimbangan energi termodinamika sistem *turbocharger*. Kerja kompresi spesifik (e_{Com}) anjlok drastis dari 16.557,44 J/kg (NHP 30 B) menjadi hanya 10.175,10 J/kg (NHP 30 AH). Ketidakmampuan kompresor mengonversi energi ekspansi spesifik turbin (e_{Exp} sekitar 104.142 - 106.032 J/kg) mengakibatkan efisiensi total sistem *turbocharger* (η_{ts}) turun drastis dari 15,89% (NHP 30 B) menjadi 14,21% (VTR 250), dan tersisa hanya 9,59% pada tipe NHP 30 AH.
3. Penyebab utama lonjakan temperatur gas buang (EGT) hingga 400°C dan jatuhnya putaran maksimum mesin menjadi 575 rpm pada tipe NHP 30 AH bukan disebabkan oleh kekurangan udara dalam campuran bahan bakar (karena AFR aktual melimpah di angka 35,71 dan $\lambda = 2,44$). Faktor utamanya adalah kegagalan mekanis pada proses pembilasan (*scavenging*); rendahnya tekanan udara bilas membuat sisa gas panas siklus sebelumnya gagal dievakuasi dan terperangkap di dalam silinder, memicu akumulasi panas berlebih (*afterburning*).

5.2 Saran

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, maka beberapa saran yang dapat diberikan Adalah:

1. Evaluasi dan Kalibrasi Ulang Kesesuaian Spesifikasi (*Matching Turbocharger*): Mengingat tipe NHP 30 AH menghasilkan efisiensi terendah (9,59%) yang merugikan performa mesin, disarankan kepada pihak perusahaan atau teknisi kapal untuk melakukan evaluasi kesesuaian parameter desain (*matching chart*) antara karakteristik *exhaust gas flow* mesin Niigata 6PA5L dengan spesifikasi kerja *turbocharger*. Jika memungkinkan, sebaiknya mesin dikembalikan menggunakan tipe NHP 30 B atau tipe pengganti lain yang memiliki kapasitas volume udara bilas dan efisiensi yang sesuai dengan spesifikasi mesin diesel Niigata 6PA5L. Perlu dilakukan pemeriksaan dan perawatan berkala pada sistem *turbocharger*, terutama pada bagian-bagian komponen *turbocharger* seperti turbin,

kompresor, bantalan (*bearing*) dan saluran udara masuk, agar kemampuan suplai udara pembakaran tetap optimal.

2. Peningkatan Pengawasan Kondisi Kerja Udara Masuk (*Maintenance Air Intake System*): Suhu EGT yang tinggi pada putaran rendah sangat sensitif terhadap kebersihan sistem suplai udara. Perlu dilakukan perawatan berkala yang lebih intensif pada komponen *air filter*, sisi blower kompresor, serta pembersihan berkala pada *air cooler* (intercooler) untuk meminimalkan kerugian tekanan (*pressure drop*) sebelum udara masuk ke dalam *manifold* silinder.

3. Optimalisasi Pengaturan Katup (*Valve Overlap Adjustment*): Mengingat masalah utama lonjakan temperatur disebabkan oleh kegagalan mekanis pembilasan ruang bakar (rasio hantaran memburuk), direkomendasikan untuk melakukan pengecekan dan penyetelan ulang kelonggaran katup (*valve clearance*) secara presisi sesuai instruksi *manual book*. Hal ini penting untuk memastikan durasi pembukaan katup masuk dan katup buang (*valve overlap*) berada pada rentang optimal guna membantu memaksimalkan evakuasi sisa gas buang panas dari dalam silinder.

4. Untuk penelitian lanjutan, disarankan melakukan pemodelan simulasi dinamika fluida (CFD) pada ruang bakar dan saluran *manifold* mesin Niigata 6PA5L ketika menggunakan variasi *turbocharger* yang berbeda. Penelitian ke depan juga sebaiknya mengintegrasikan analisis performa kompresor secara lebih mendalam (analisis *Surge* dan *Choke*) serta menghitung dampak variasi beban mesin (*load variation*) secara dinamis, sehingga batas kritis penurunan rasio hantaran (λ_d) yang dapat ditoleransi oleh mesin dapat dipetakan secara lebih detail dan akurat.

DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics: An Engineering Approach 8th Edition in SI Units Chapter 1 INTRODUCTION AND BASIC CONCEPTS*. 1–17.
- Destio, A., Hartono, R., & Umron, A. (2024). Analisis Efisiensi Performa Daya Mampu Mesin SWD 6TM410. *Jurnal Inovasi Teknologi Terapan (JITT)*, 02(1), 106.
- Heywood, J. B. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals* (2nd ed.). New York: McGraw-Hill Education.
- Hountalas, D. T., Antonopoulos, A. K., & Sakellariadis, N. F. (2012). *Computational Investigation of the Effect of Ambient Conditions on the Performance of Turbocharged Large Scale Marine Diesel Engines*. 1–20.
- Labora, M. F. R. B. Bin, Siswanto, S., Idris, M., Nalle, C. Y. A., & Filemon, F. (2024). Analisis Penanganan Suhu Gas Buang Yang Terlalu Tinggi Pada Mesin Induk Di Kapal Mv. Star Sejati. *JPB : Jurnal Patria Bahari*, 4(1), 33–35. <https://doi.org/10.54017/jpb.v4i1.125>
- Lheywood, J. B. (n.d.). *INTERNAL COMBUSTION ENGINE* (Vol. 21).
- Moran, M. J. (2018). Engineering thermodynamics. In *Mechatronic Systems, Sensors, and Actuators: Fundamentals and Modeling*.
- Nono Sukirno, Dwi Prasetyo, & Moh. Aziz Rohman. (2018). Analisa Penyebab Tingginya Suhu Gas Buang Dual Fuel Diesel Engine Dengan Metode Fault Tree Analysis. *Dinamika Bahari*, 9(1), 2137–2150. <https://doi.org/10.46484/db.v9i1.82>
- Prasetyo, D. (2022). Analisis exhaust gas temperatur sebagai indikator performa pembakaran mesin diesel kapal. *Jurnal Teknik Perkapalan*, 10(2), 45–52.
- Pulkrabek, W. W. (2004). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine* (2nd ed.). Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall.
- Sepfitrah. (2022). Analisis Efisiensi Sistem *Turbocharger* pada Engine PLTMG 20 MW Berdasarkan Konsumsi Udara. *Jurnal Surya Teknik*, 9(2), 487–491. <https://doi.org/10.37859/jst.v9i2.4397>
- W Saputra Gede, I. W., Setyarini, P. H., & Widodo, T. D. (2022). V13 n3. *Rekayasa Mesin*, 21(August), 837–846.
- Yudi Pratama, M. Sabri, Ikhwansyah Isranuri, & Marragi M, D. S. (2015). Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Juni 2017 (ISSN: 0216-7492). *Jurnal Dinamis*, 5(2), 36–46.

(Halaman Sengaja Dikosongkan)

LAMPIRAN

Lampiran 1 Mesin Diesel Niigata 6PA5L



Lampiran 2 *Turbocharger* NHP 30 B



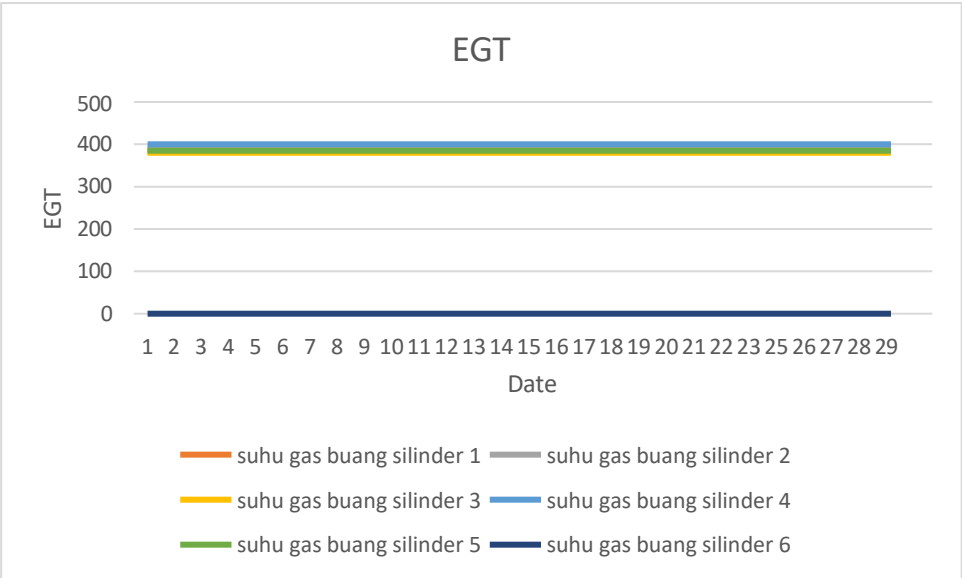
Lampiran 3 *Turbocharger* VTR 250



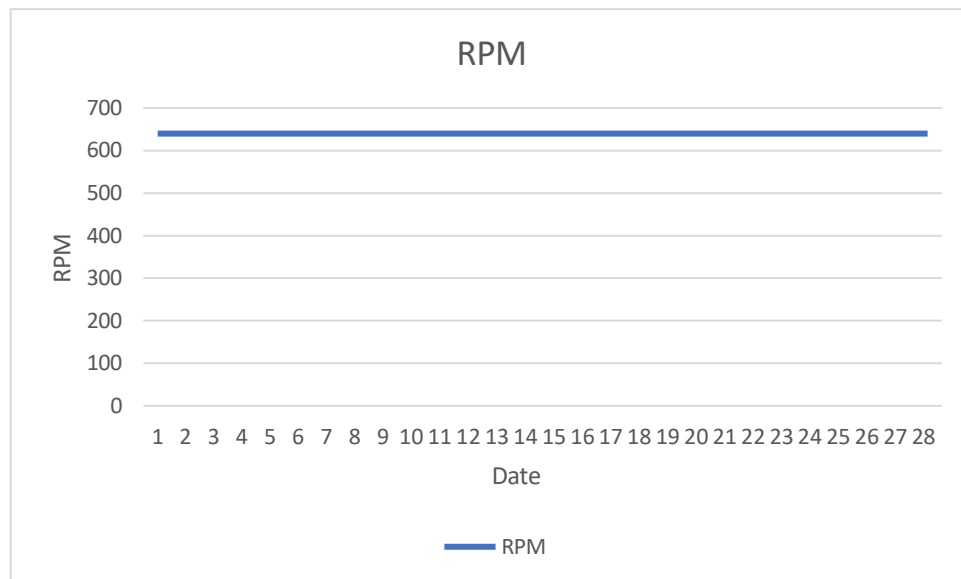
Lampiran 4 Turbocharger NHP 30 AH



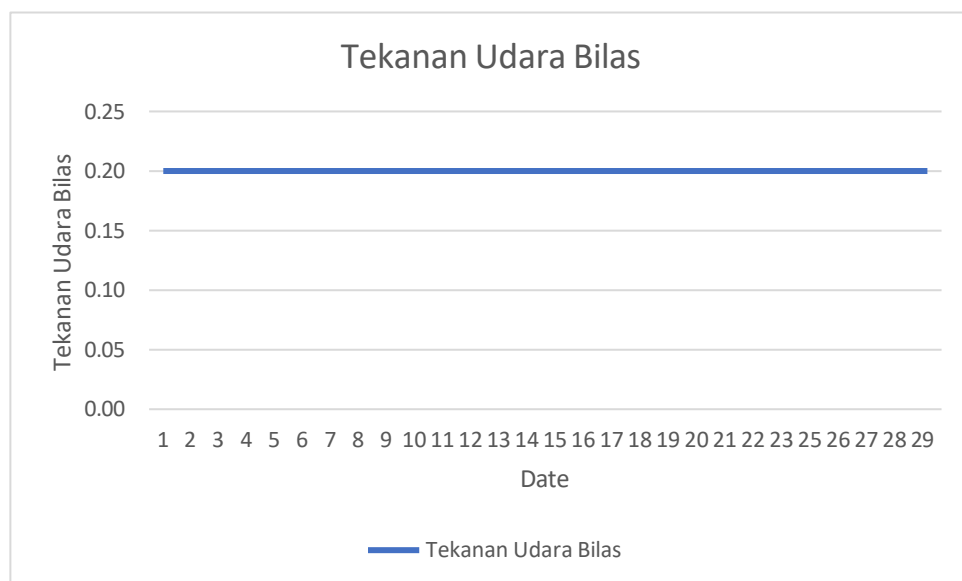
Lampiran 5 Grafik Suhu Gas Buang Mesin Induk Menggunakan Turbocharger NHP 30 B



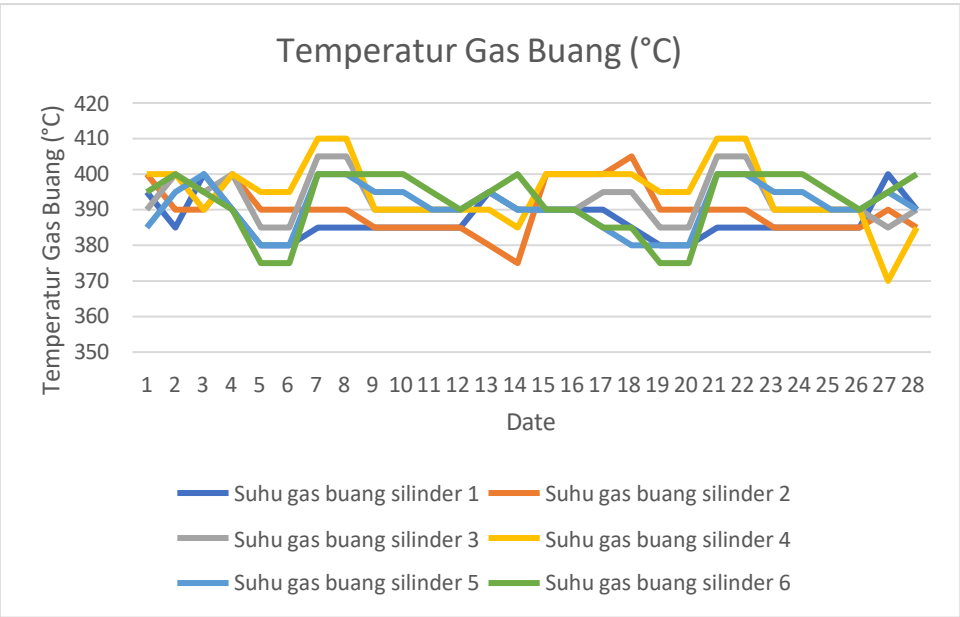
Lampiran 6 Grafik Putaran Mesin Induk Menggunakan *Turbocharger* NHP 30 B



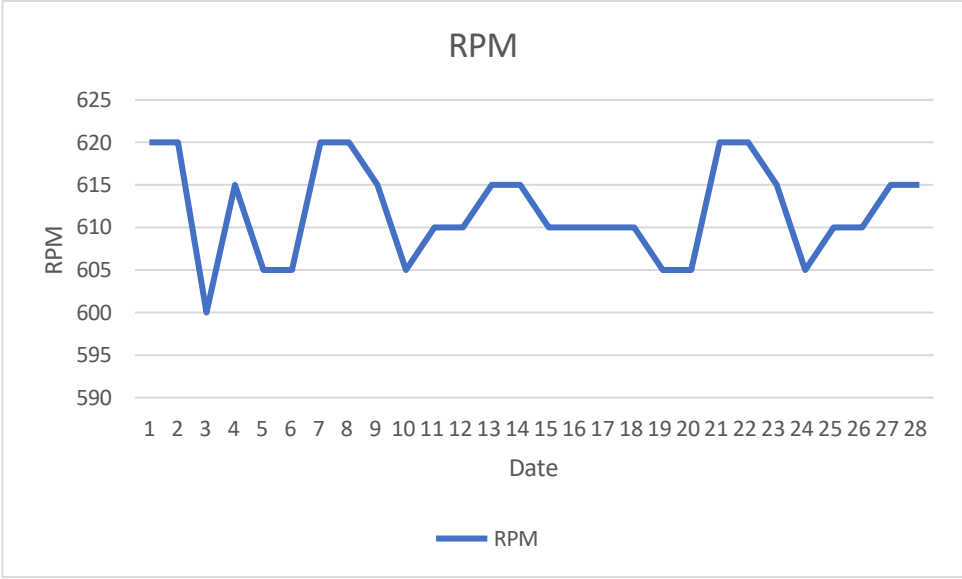
Lampiran 7 Grafik Tekanan Udara Bilas Menggunakan *Turbocharger* NHP 30 B



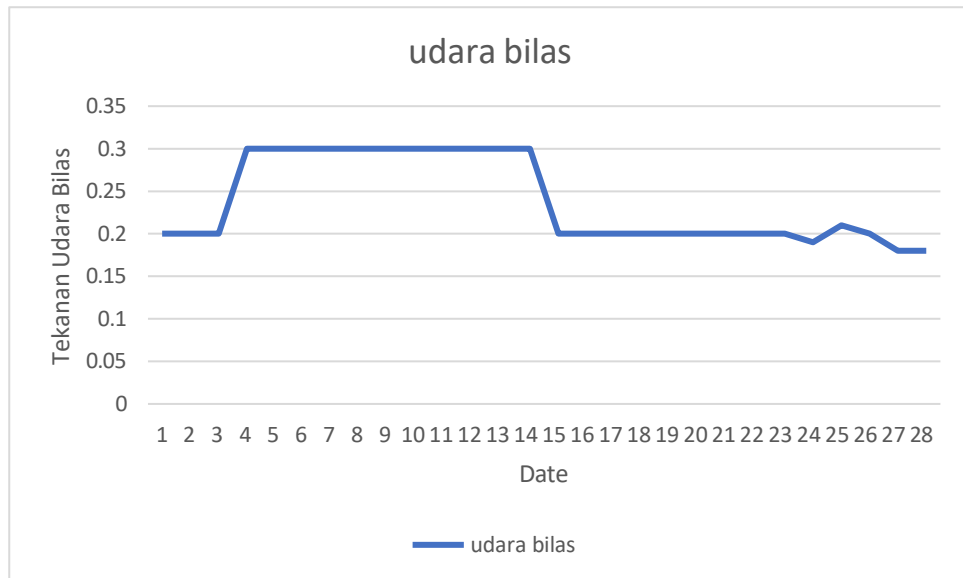
Lampiran 8 Grafik Suhu Gas Buang Mesin Induk Menggunakan Turbocharger VTR 250



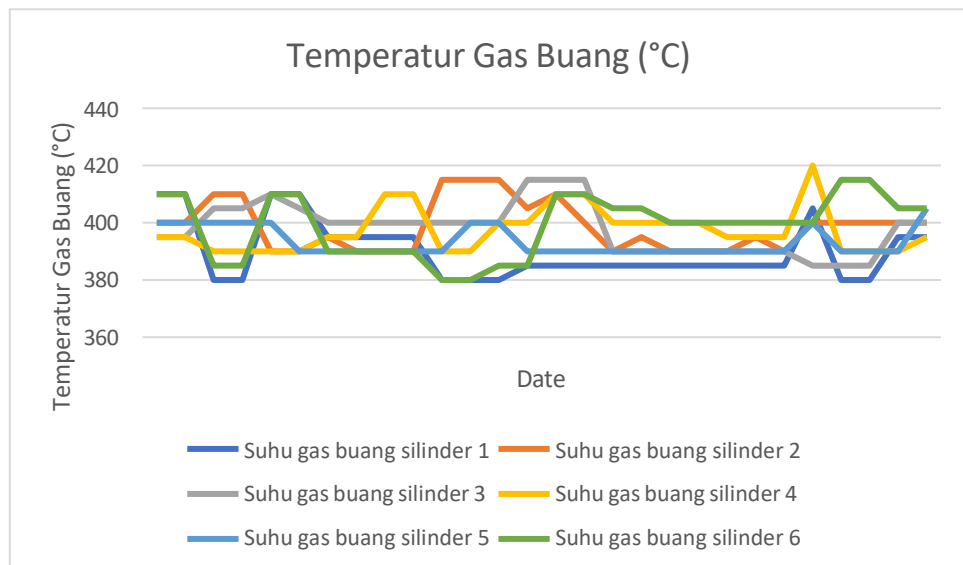
Lampiran 9 Grafik Putaran Mesin Induk Menggunakan Turbocharger VTR 250



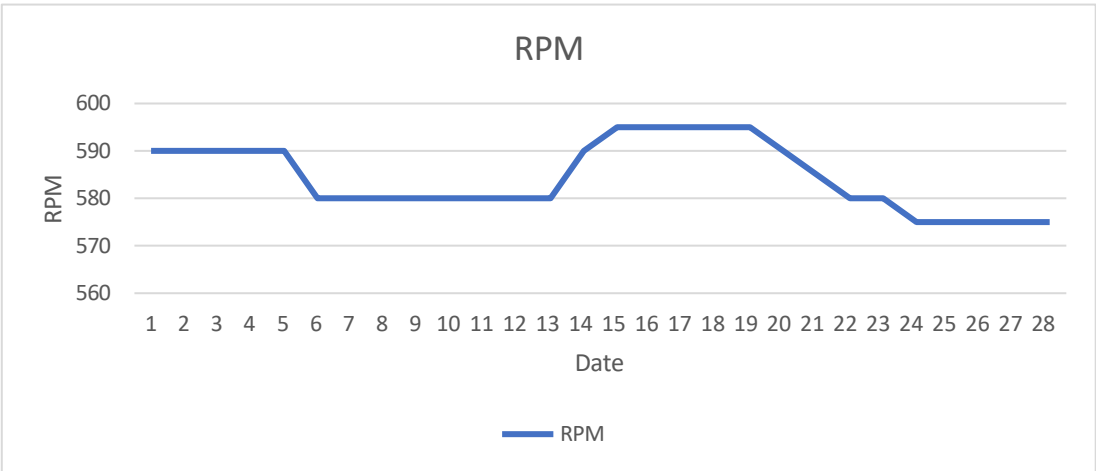
Lampiran 10 Grafik Tekanan Udara Bilas Menggunakan *Turbocharger* VTR 250



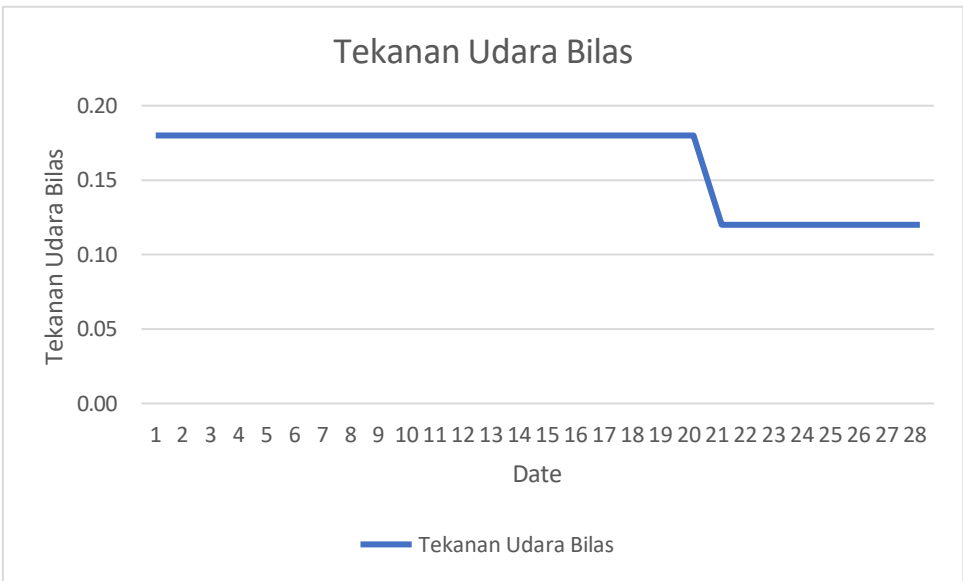
Lampiran 11 Grafik Suhu Gas Buang Mesin Induk Menggunakan *Turbocharger* NHP 30 AH



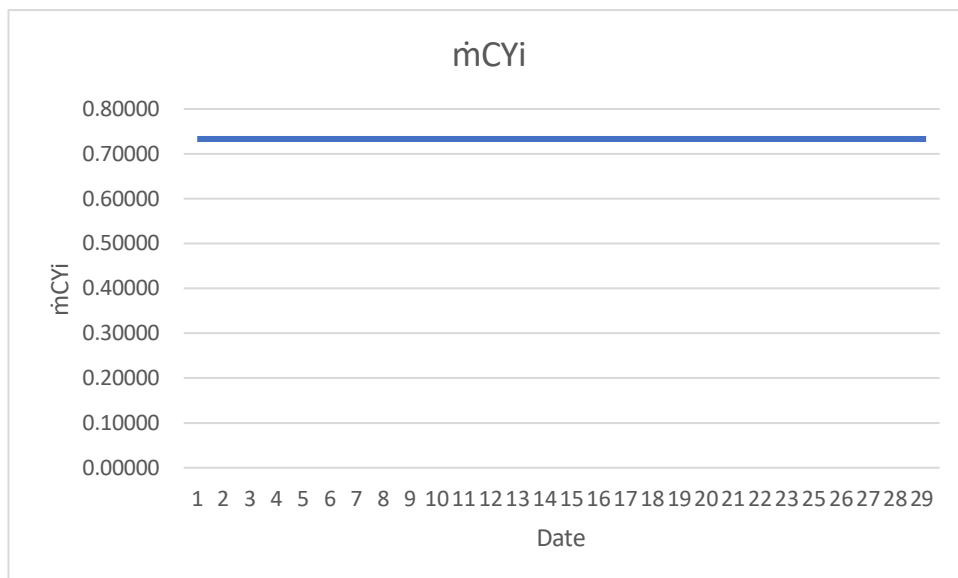
Lampiran 12 Grafik Putaran Mesin Induk Menggunakan *Turbocharger* NHP 30 AH



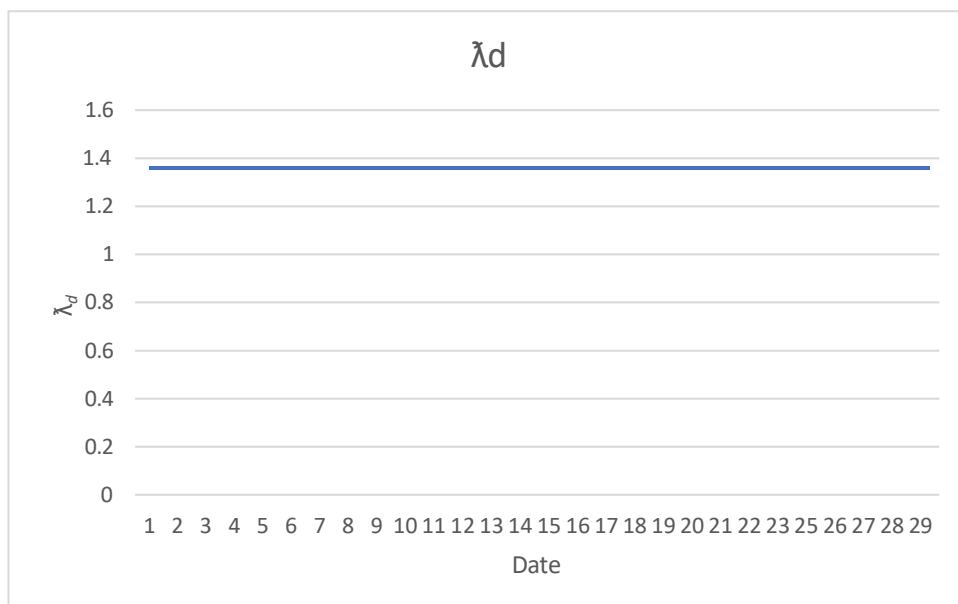
Lampiran 13 Grafik Tekanan Udara Bilas Menggunakan *Turbocharger* NHP 30 AH



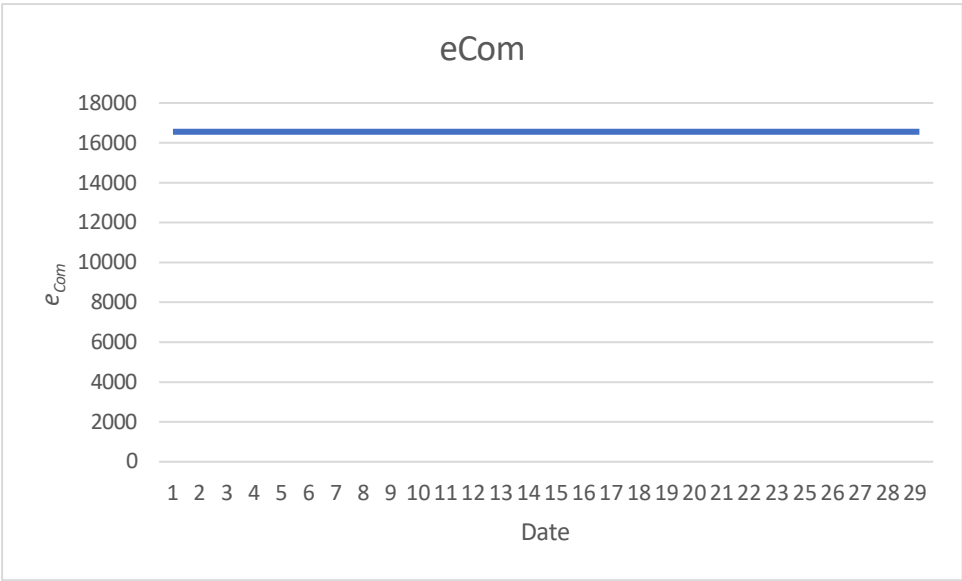
Lampiran 14 Grafik Perhitungan Laju Aliran Massa Udara Bilas ($\dot{m}_{CYi}$) Pada Turbocharger NHP 30 B dalam 28 hari



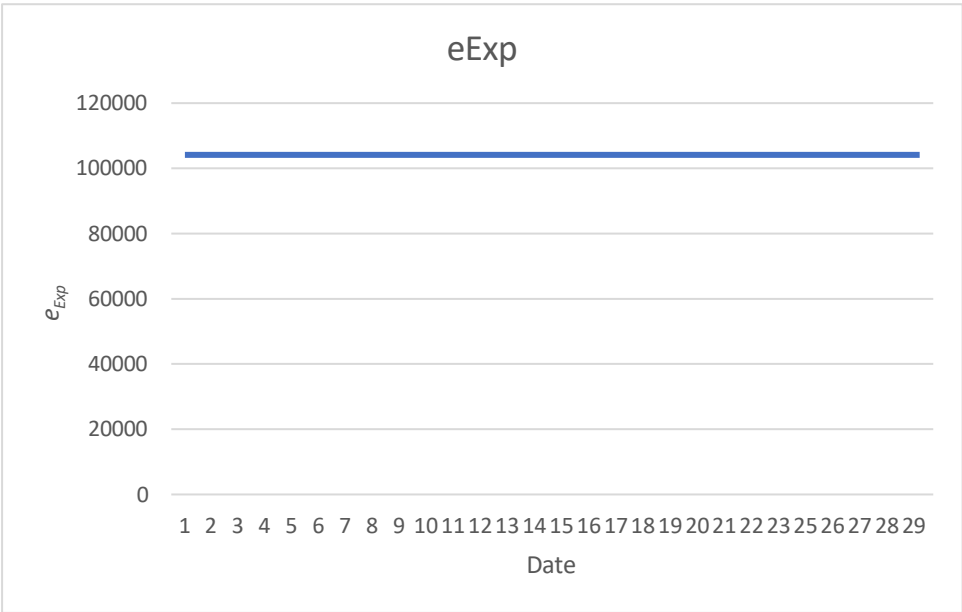
Lampiran 15 Grafik Perhitungan Rasio Hantaran (λ_d) Pada Turbocharger NHP 30 B dalam 28 hari



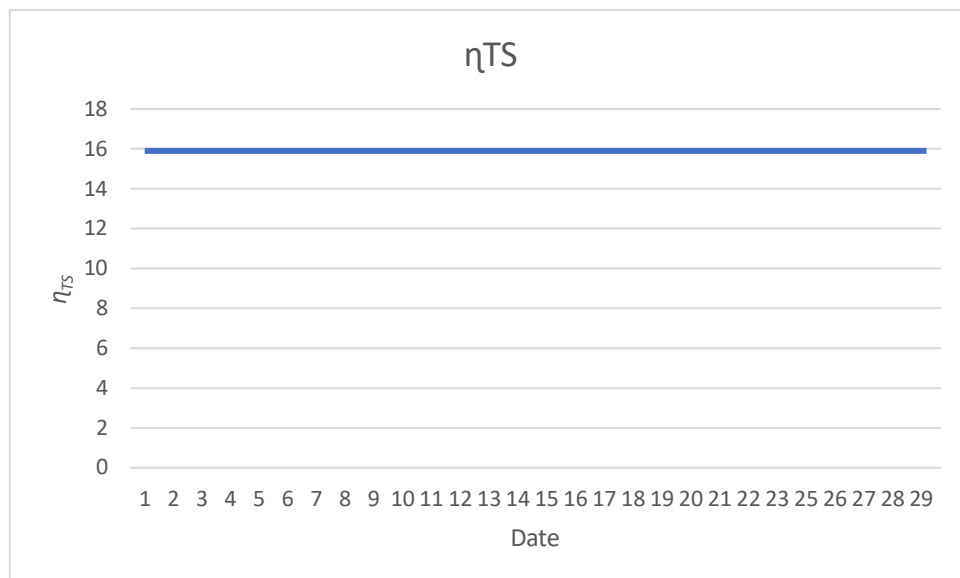
Lampiran 16 Grafik Perhitungan Energi Kompresi (e_{Com}) Pada *Turbocharger* NHP 30 B dalam 28 hari



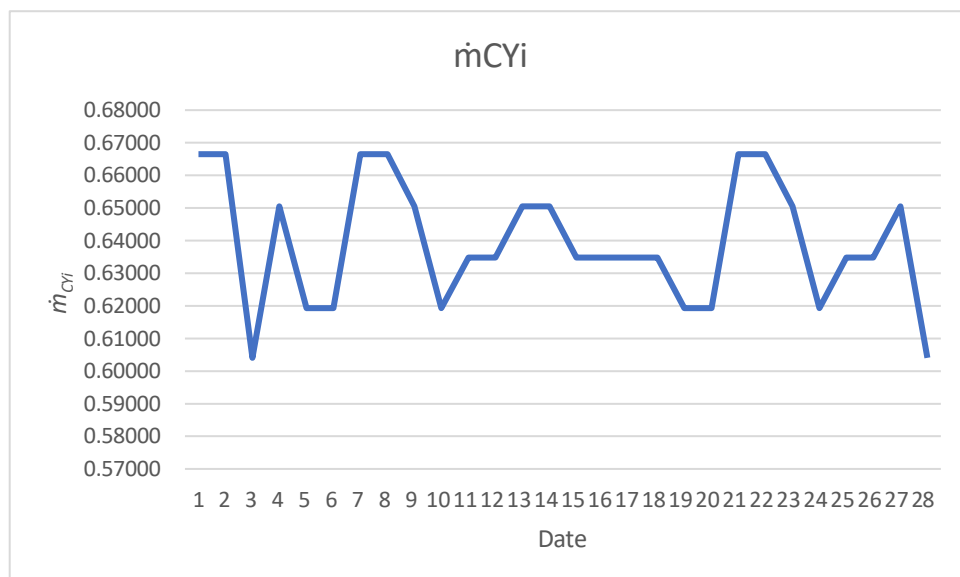
Lampiran 17 Grafik Perhitungan Energi Ekspansi (e_{Exp}) Pada *Turbocharger* NHP 30 B dalam 28 hari



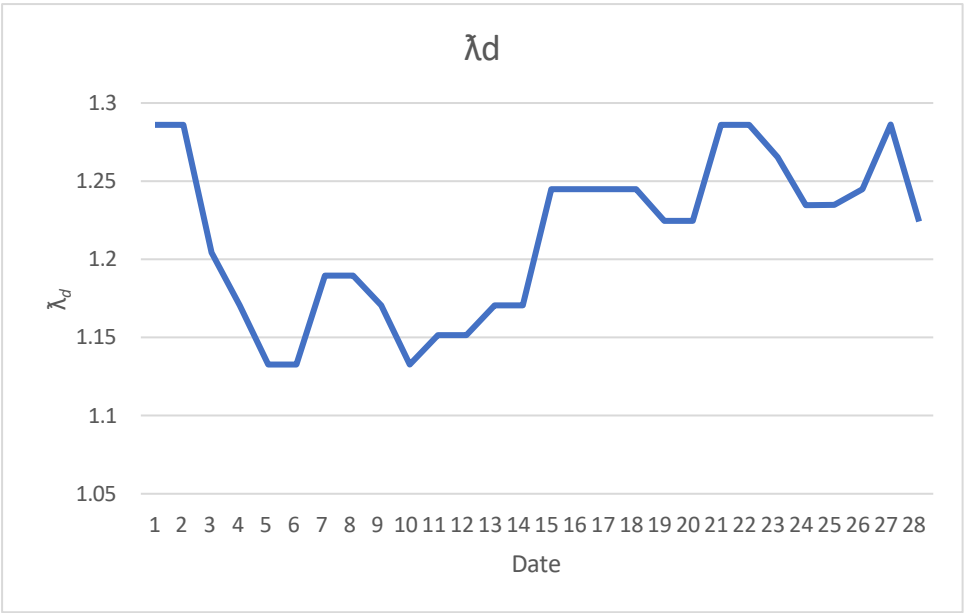
Lampiran 18 Grafik Perhitungan Efisiensi Sistem *Turbocharger* (η_{TS}) Pada *Turbocharger* NHP 30 B dalam 28 hari



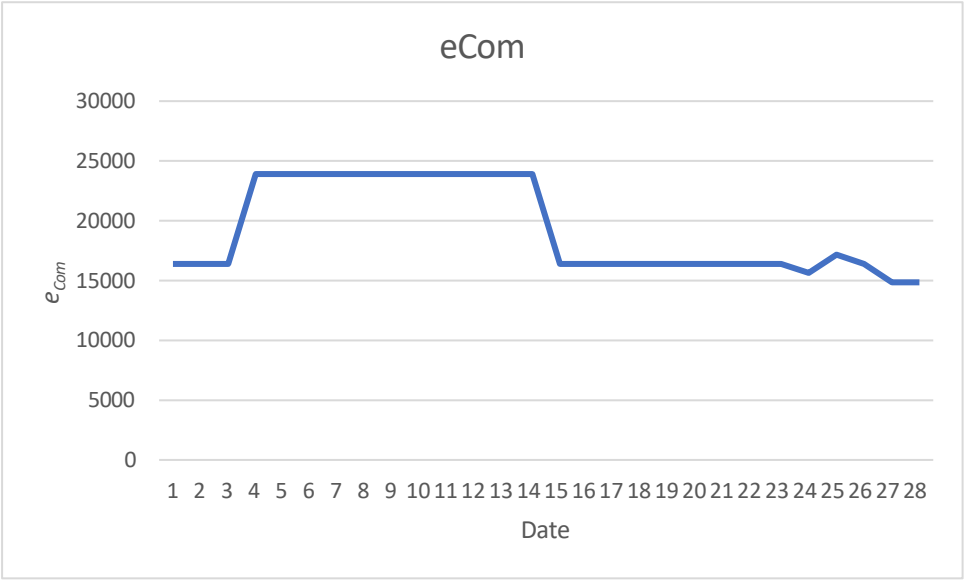
Lampiran 19 Grafik Perhitungan Laju Aliran Massa Udara Bilas ($\dot{m}_{CYi}$) Pada *Turbocharger* VTR 250 dalam 28 hari



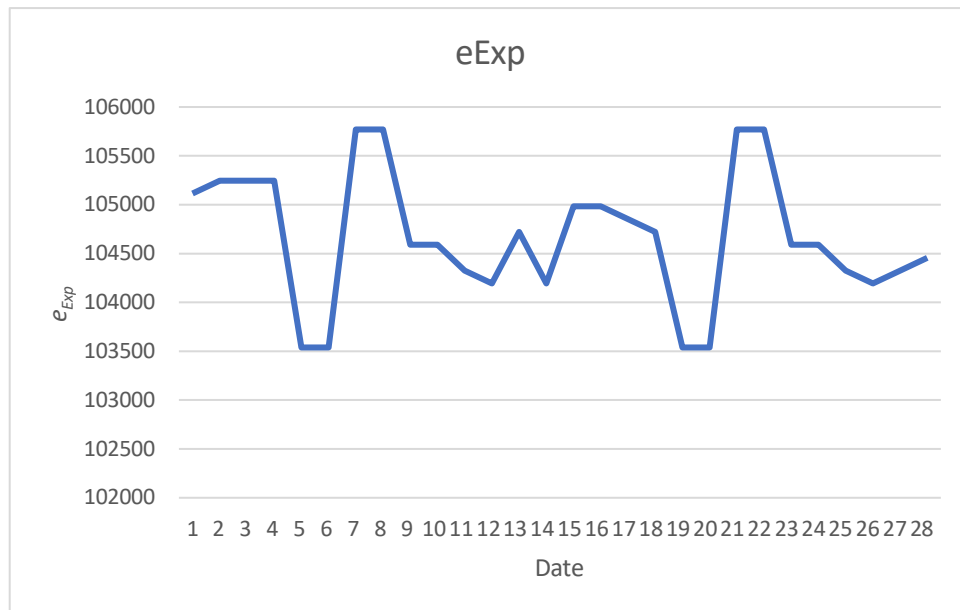
Lampiran 20 Grafik Perhitungan Rasio Hantaran (λ_d) Pada *Turbocharger* VTR 250 dalam 28 hari



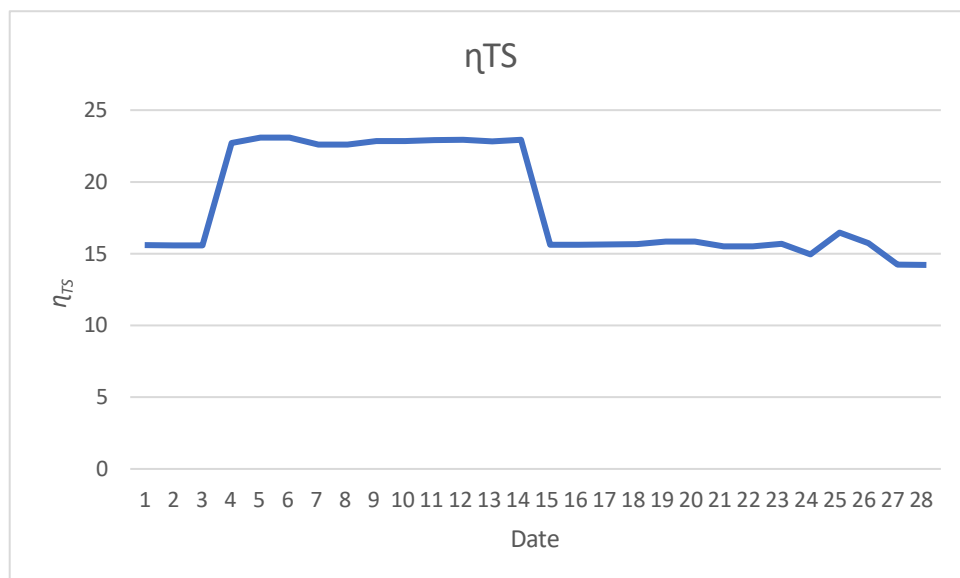
Lampiran 21 Grafik Perhitungan Energi Kompresi (e_{com}) Pada *Turbocharger* VTR 250 dalam 28 hari



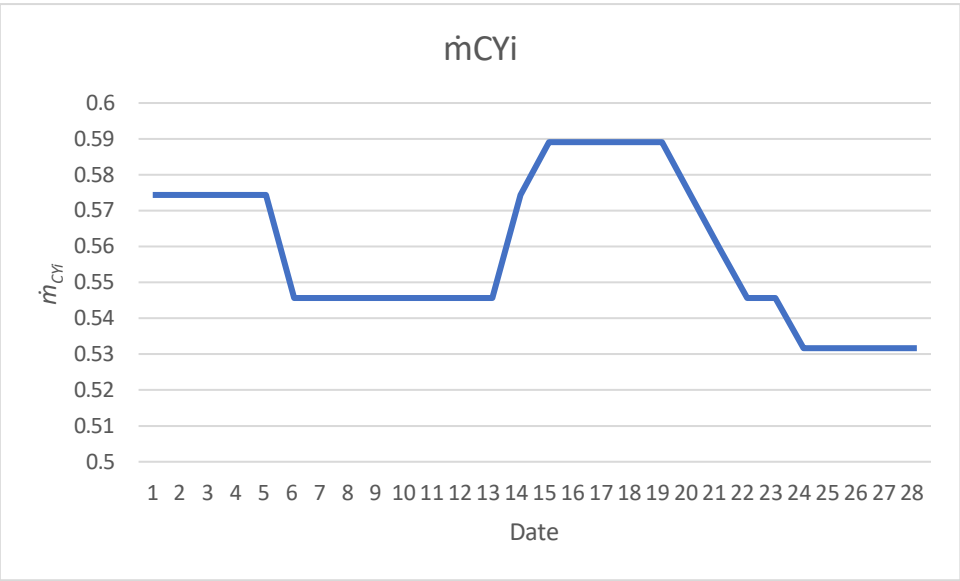
Lampiran 22 Grafik Perhitungan Energi Ekspansi (e_{Exp}) Pada *Turbocharger* VTR 250 dalam 28 hari



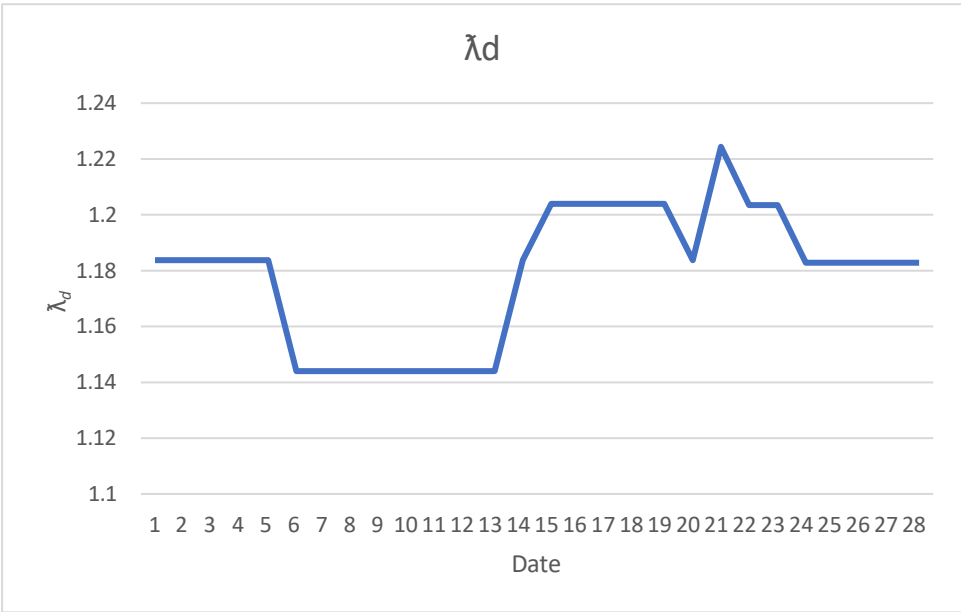
Lampiran 23 Grafik Perhitungan Efisiensi Sistem *Turbocharger* (η_{TS}) Pada *Turbocharger* VTR 250 dalam 28 hari



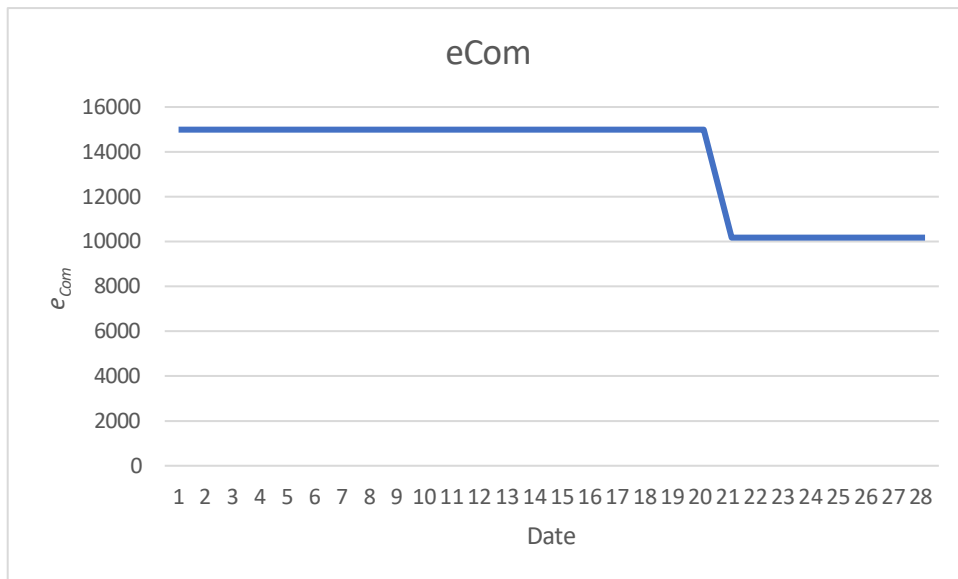
Lampiran 24 Grafik Perhitungan Laju Aliran Massa Udara Bilas ($\dot{m}_{CYi}$) Pada *Turbocharger* NHP 30 AH dalam 28 hari



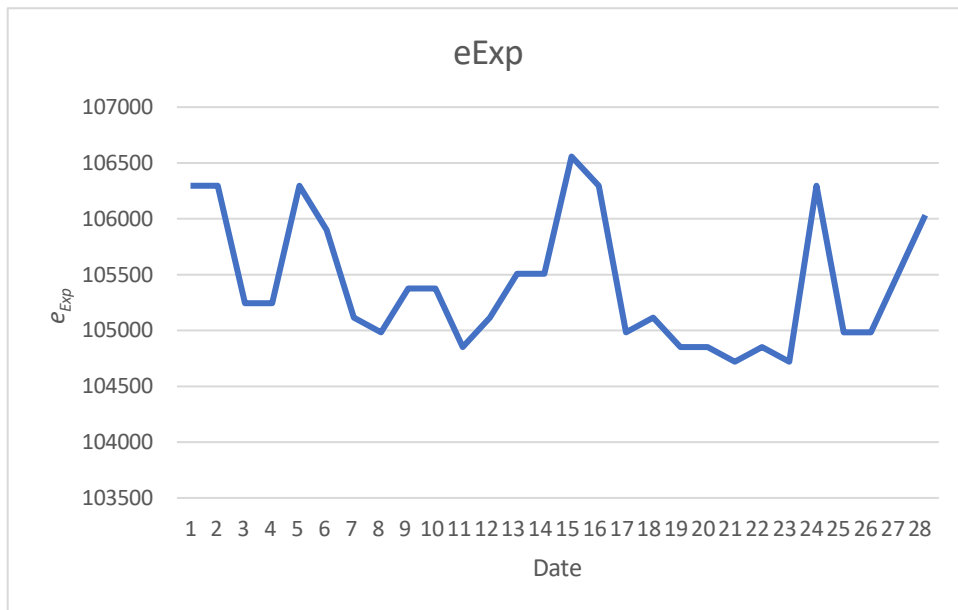
Lampiran 25 Grafik Perhitungan Rasio Hantaran (λ_d) Pada *Turbocharger* NHP 30 AH dalam 28 hari



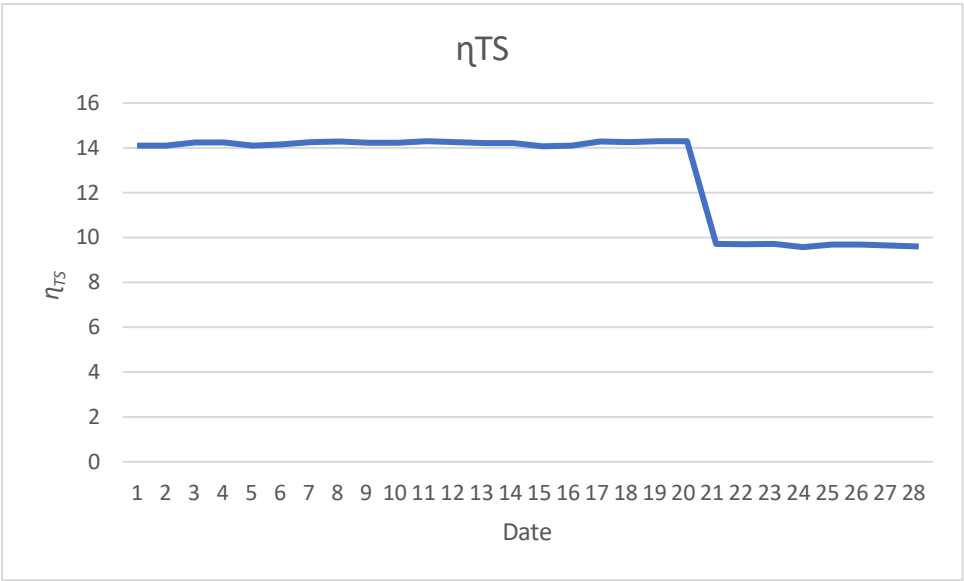
Lampiran 26 Grafik Perhitungan Energi Kompresi (e_{Com}) Pada *Turbocharger* dalam 28 hari



Lampiran 27 Grafik Perhitungan Energi Ekspansi (e_{Exp}) Pada *Turbocharger* NHP 30 AH dalam 28 hari



Lampiran 28 Grafik Perhitungan Efisiensi Sistem *Turbocharger* (η_{TS}) pada *Turbocharger* NHP 30 AH dalam 28 hari



BIODATA PENULIS



Hanjian Binsar Marpaung, merupakan penulis dari tugas akhir ini. Lahir di Jakarta, 26 Februari 2005. Penulis menempuh Pendidikan dasar pada tahun 2011 di SD Negeri Putat Jaya 5 dan lulus pada tahun 2017, lalu melanjutkan pendidikan menengah pertama di SMP Katolik Indriyasana 7 Surabaya pada tahun 2017 dan lulus pada tahun 2020, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMK Katolik St. Louis Surabaya pada tahun 2020 dan lulus pada tahun 2023, hingga akhirnya penulis melanjutkan Pendidikan di perguruan tinggi Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya pada jurusan Teknik Permesinan Kapal dan program studi D3 Teknik Permesinan Kapal. Selama pelaksanaan kuliah, penulis mengikuti organisasi di kampus dan aktif dalam kegiatan kampus. Pengalaman organisasi antara lain Ketua Pelaksana MEnyambut Wisuda pada tahun 2024, penulis juga menjadi Sekertaris Jenderal Harmonisasi Internal Himpunan Mahasiswa *Marine Engineering* pada tahun 2025. Penulis juga mengikuti magang di PT. Dharma Lautan Utama selama 6 bulan, pada tahun 2025 periode bulan Agustus sampai dengan bulan Desember. Penulis sangat terbuka dengan adanya kritik dan saran yang membangun yang bertujuan untuk menjadikan penulis lebih baik lagi, dapat menghubungi penulis melalui email hanjianbinsar26@student.ppns.ac.id.