

3100097009834

TUGAS AKHIR

NE. 1701

**STUDI TENTANG DESAIN PIPA GAS BUANG
PADA KAPAL CARAKA JAYA NIAGA III-24
MILIK PELAYARAN PT. MERATUS**



RShc
623.872 36

Sas
S-1
1996

Oleh :

DWI ARIOSASONO

NRP : 491 420 0276

**JURUSAN TEKNIK SISTIM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1996**

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	16 SEP 1996
Terima Dari	H
No. A. J. P. P.	6507

STUDI TENTANG DESAIN PIPA GAS BUANG PADA KAPAL CARAKA JAYA NIAGA III-24 MILIK PELAYARAN PT. MERATUS

TUGAS AKHIR

**Diajukan untuk memenuhi persyaratan menyelesaikan Studi Strata Satu dan
memperoleh Gelar Sarjana Teknik Sistem Perkapalan**

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing



Ir. Tony Bambang Musrijadi, MSc.

NIP : 131 652 209

**JURUSAN TEKNIK SISTIM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1996**



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111, Telp. 5947254, 5947274
Pesw. 262, 5944857, Fax. 5947254

TUGAS AKHIR (NE 1701)

Nama : DWI ARIOSASONO
Nomor Pokok : 491 420 0276
Tanggal diberikan Tugas : 2 Februari 1996
Tanggal diselesaikan Tugas :

JUDUL KARYA TULIS :

Studi tentang Desain Pipa Gas Buang pada Kapal Caraka Jaya Niaga III-24 Milik Pelayaran PT. Meratus

Surabaya, 12 Maret 1996

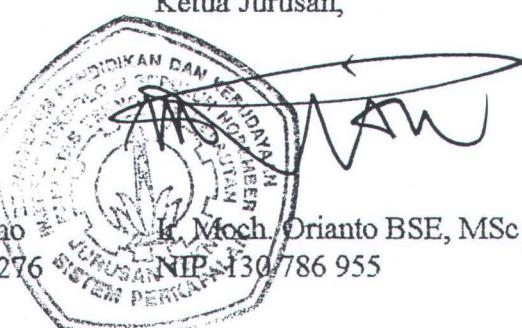
Dosen Pembimbing,

Ir. Tony Bambang M, MSc.
NIP. 131 652 209

Mahasiswa,

Dwi Ario Sasono
NRP. 4914200276

Ketua Jurusan,



1 copy untuk : Arsip Jurusan
1 copy untuk : Arsip Dosen Pembimbing
1 copy untuk : Arsip Mahasiswa Ybs.

*Karya tulis ini kupersembahkan
kepada Bapak - Ibuku dan Icha*

ABSTRAK

Kualitas pembakaran adalah faktor yang menentukan baik buruknya unjuk kerja sebuah mesin diesel, dimana hal tersebut akan berkaitan dengan sistem pembuangan gas-gas hasil pembakaran yang terjadi. Dalam upaya pembuangan gas-gas tersebut, maka tidak akan terlepas dari terjadinya fenomena back pressure dalam pipa gas buang yang terpasang. Sejauh mana pengaruh yang ditimbulkan dari terjadinya back pressure pada sebuah mesin, akan diuraikan dalam tugas akhir ini. Dengan melakukan pengamatan terhadap mesin Mitsui B&W 5S26MC pada kapal Caraka Jaya Niaga III-24 milik PT. Pelayaran Meratus, diharapkan dapat diperoleh kesimpulan yang menggambarkan kondisi desain pipa gas buang yang terpasang.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT, karena atas berkat dan rahmat-Nya maka karya tulis ini dapat terselesaikan tepat pada waktunya. Karya tulis ini diajukan guna memenuhi sebagian persyaratan untuk memperoleh gelar sarjana pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan ITS Surabaya.

Ucapan terima kasih dan penghargaan setinggi-tingginya penulis sampaikan kepada :

1. Bapak Ir. Santoso Tondohartono; Dekan FTK-ITS.
2. Bapak Ir. Moch. Orianto, BSE.MSc.; Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS.
3. Bapak Ir. I Wayan Lingga Indaya; Sekretaris Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS.
4. Bapak Ir. Indrajaya Gerianto, Msc.; dosen wali penulis.
5. Bapak Ir. Tony Bambang Musrijadi, Msc.; dosen pembimbing dalam penulisan karya tulis ini.
6. Bapak Ir. Sutak Dwi Hadi; PT. Pelayaran Meratus atas bantuan dan bimbingan yang diberikan.
7. Bapak Ir. Andi Pratista; Dir-Tek PT. PAL Indonesia (Persero) atas bantuan dan bimbingan yang diberikan.

8. Bapak Ir. Buyung Farabi; staf pengajar Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS atas dorongan moral yang diberikan.
9. Seluruh staf pengajar dan karyawan Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS yang telah membantu terselesaikannya karya tulis ini.
10. Kedua orang tua penulis yang telah banyak memberikan contoh dalam kehidupan penulis.
11. Keluarga Ir. Sigit Winarno yang banyak berjasa dan memberi warna baru dalam kehidupan penulis.
12. Seluruh rekan-rekan yang telah banyak memberikan kesempatan dan kepercayaan kepada penulis.

Penulis menyadari adanya beberapa kekurangan dalam penyampaian karya tulis ini, oleh sebab itu kritik dan saran membangun sangat diharapkan demi kesempurnaannya. Semoga karya tulis ini dapat memberikan manfaat dan tambahan wawasan yang berguna bagi pembaca khususnya dan tanah airku tercinta pada umumnya.

Surabaya, Juli 1996

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR	ii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR TABEL	vii
DAFTAR GAMBAR & GRAFIK	viii
DAFTAR NOTASI	ix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Tujuan Penulisan	3
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Metode Penulisan	4
BAB II DASAR TEORI	5
2.1. Siklus Motor Diesel 2-Langkah	6
2.2. Diangram-diagram Motor Diesel 2-Langkah	8
2.2.1. Diagram P-V	8
2.2.2. Polar Timming Diagram	9
2.2.3. Pressure Time Diagram	11
2.3. Pembakaran	11
2.3.1. Pembakaran dalam Silinder	11
2.3.2. Parameter Unjuk Kerja	13

2.3.3.	Persamaan Daya	14
2.3.4.	Energi Panas Bahan Bakar	16
2.3.5.	Keseimbangan Panas	17
2.4.	Pengeluaran Gas Buang	19
2.4.1.	Fluktuasi Tekanan pada Manifol	19
2.4.2.	Menentukan Back Pressure	21
BAB III PERMASALAHAN		26
BAB IV PEMBAHASAN MASALAH		28
4.1.	Parameter Unjuk Kerja	28
4.1.1.	Data Motor Diesel	28
4.1.2.	Asumsi Awal	29
4.1.3.	Proses Pembakaran (Shop Trial)	30
4.1.4.	Diagram Sankey	40
4.2.	Perhitungan Back Pressure	45
4.2.1.	Gas Buang Meninggalkan Silinder	46
4.2.2.	Gas Buang Memasuki Manifol	47
4.2.3.	Gas Buang Memasuki Turbocharger	51
4.2.4.	Gas Buang dalam Exhaust Receiver	53
4.2.5.	Gas Buang Memasuki Exhaust Pipe	54
4.3.	Kondisi Berlayar	60
4.3.1.	Perhitungan Sebelum Muffler	60
4.3.2.	Perhitungan dalam Muffler & Funnel	63
4.4.	Ekspansi Termal	64

BAB V	ANALISA PERMASALAHAN	67
5.1.	Kurva Daya	67
5.2.	Kurva Back Pressure	69
5.3.	Kurva Energi Gas Buang	72
BAB VI	KESIMPULAN	79
	SARAN	80
BAB VI	PENUTUP	82
DAFTAR PUSTAKA		83
LAMPIRAN		

DAFTAR TABEL

Table 2.1. Tabel tekanan terindikasi teoritis untuk marine diesel

Table 4.1. Tabel komposisi udara

Table 4.2. Tabel kapasitas panas molar rata-rata pada $0^{\circ}\text{C} \sim 1400^{\circ}\text{C}$
dan $0^{\circ}\text{C} \sim 1500^{\circ}\text{C}$ dalam kkal/mol $^{\circ}\text{C}$

Table 4.3. Tabel perhitungan back pressure pada berbagai putaran
shop trial

Table 4.4. Tabel perhitungan back pressure sebelum muffler pada
kondisi berlayar untuk beberapa putaran engine

Table 4.5. Tabel perhitungan back pressure pada muffler dan
funnel pada kondisi berlayar untuk beberapa putaran
engine

DAFTAR GAMBAR & GRAFIK

- Gambar 2.1. Mesin 2-langkah pembilasan rumah engkol
- Gambar 2.2. Diagram P-V mesin 2-langkah
- Gambar 2.3. Polar timing untuk mesin 2-langkah
- Gambar 2.4. Pressure time diagram
- Gambar 2.5. Kurva tekanan yang terjadi dalam silinder dan tekanan setelah exhaust port
- Gambar 2.6. Diagram faktor koreksi untuk air pendingin
- Gambar 2.7. Beberapa diagram koreksi untuk disipasi panas
- Gambar 4.1. Diagram sankey pada 207 rpm
- Grafik 4.2. Persentase Q tertinggal dalam exhaust gas receiver
- Grafik 5.1. Kurva daya kondisi shop trial dan aktual
- Grafik 5.2. Kurva back pressure pada kondisi shop trial dan aktual
- Grafik 5.3. Kurva energi pada kondisi shop trial dan aktual

DAFTAR NOTASI

- A = Luas
- c_p = Panas spesifik pada tekanan konstan
- c_v = Panas spesifik pada volume konstan
- D = Diameter
- e = Perbandingan kompresi
- h = Entalpi per satuan massa
- L = Panjang, langkah torak
- k = Konduktivitas termal bahan
- m = Massa
- m = Laju aliran massa
- M = Berat molekular
- Nu = Bilangan Nusselt
- N = Putaran
- Pr = Bilangan Prandtl
- P = Tekanan
- Q = Jumlah perpindahan energi sebagai kalor
- r = Jari-jari
- t = Temperatur

- T = Temperatur mutlak
 t = Waktu
 U = Energi dalam
 u = Energi dalam per satuan volume
 u = Energi dalam per satuan volume
 V = Volume
 V = Volume per satuan massa
 v = Kecepatan
 v = Volume spesifik
 X = Fraksi mol
 ϵ = Emisivitas bahan
 ε = Perbandingan kompresi
 ϕ = Diameter
 γ = Kapasitas panas molar
 η = Efisiensi
 σ = Konstanta Stefan-Boltzman
 θ = Sudut
 ω = Kecepatan angular
 ξ = Koefisien friksi bahan
 Δ = Selisih

BAB I

PENDAHULUAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Motor diesel sebagai motor bakar dalam merupakan salah satu alternatif sumber tenaga yang banyak dipakai pada saat ini, terutama untuk pemenuhan beban dengan kebutuhan daya yang relatif besar. Aplikasinya terdapat pada otomotif, power plant, hingga marine use. Dalam upaya mendapatkan daya maksimal yang mampu dihasilkan, secara keseluruhan motor diesel sangatlah komplek. Keluaran daya yang dihasilkan, sangat tergantung dari desain dan mekanisme dari motor itu sendiri. Proses fisik maupun kimiawi saat pembakaran serta proses pengkondisian sistem saat motor dioperasikan juga akan mempengaruhi.

Berdasarkan kekomplekan di atas maka langkah yang paling baik untuk mendapatkan daya keluaran maksimal dari sebuah motor diesel pada saat dioperasikan adalah dengan memahami karakteristik dari motor diesel itu sendiri. Dengan mengetahui karakteristik pada motor diesel yang dipakai, kita dapat memperkirakan kondisi-kondisi yang diperlukan pada saat sebuah motor diesel dioperasikan. Melalui

pengkondisian yang baik dan sesuai pada sebuah motor diesel maka diharapkan dapat dicapai keluaran daya yang maksimal.

Seperti diketahui bahwa motor diesel merupakan salah satu jenis motor bakar dalam (*internal combustion engine*) dimana daya yang dihasilkan didapatkan dari hasil pembakaran bahan bakar yang diinjeksikan pada udara bertekanan dan bertemperatur tertentu di dalam ruang bakar. Dalam upaya penghasilan daya, terdapat beberapa efisiensi-efisiensi yang sangat menentukan besarnya daya yang dihasilkan oleh sebuah engine. Untuk mencapai efisiensi tertinggi dari sebuah engine banyak faktor yang harus diperhatikan. Diantaranya adalah, *ambient temperature*, masa dan temperatur udara masuk, masa dan temperatur gas buang, sistem pengeluaran gas buang yang dipakai, mutu pembakaran yang terjadi, campuran udara-bahan bakar, dan sebagainya. Dalam karya tulis ini akan diungkapkan salah satu faktor yang juga mempengaruhi penghasilan daya engine, yaitu tentang pipa gas buang dan fenomena *back pressure* yang terjadi dalam sebuah motor 2-langkah (MAN B&W tipe 5S26MC) yang terpasang pada sebuah kapal.

1.2. Tujuan Penulisan

Dalam penulisan karya tulis ini tujuan yang ingin dicapai oleh penulis adalah untuk mengetahui besarnya *back pressure* yang terjadi dalam pipa gas buang Mitsui B&W 5S26MC, yang terpasang pada kapal Caraka Jaya Niaga III-24 milik Pelayaran PT. Meratus.

1.3. Batasan Masalah

Dalam analisa yang akan dilakukan akan terdapat banyak parameter yang mempengaruhi unjuk kerja mesin, sehingga penulis merasa perlu memberikan batasan-batasan terhadap permasalahan yang dihadapi. Adapun batasan-batasan permasalahan tersebut adalah sebagai berikut :

1. Engine-propeller matching pada kapal tidak dibahas.
2. Mesin diasumsikan pada kondisi baik dan bersih terutama pada sistem turbocharger dan ruang bakar.
3. Tidak dibahas disipasi panas yang terjadi pada dinding silinder, desain mesin, swirl dan campuran udara-bahan bakar yang optimal.

4. Bahan bakar yang dipakai oleh motor diesel MAN B&W tipe 5S26MC adalah minyak diesel (Diesel Oil / MDF) dengan spesifikasi seperti yang dikeluarkan oleh Pertamina.
5. Diasumsikan tidak ada kebocoran melalui celah antara piston dengan liner dan katup sehingga massa gas di dalam ruang bakar konstan selama proses kompresi dan pembakaran.

1.4. Metode Penulisan

Karya Tulis ini merupakan studi yang melibatkan data-data operasi pada kapal dan data-data teknis dari suatu motor diesel sebagai penggerak utama kapal. Dari data-data tersebut akan dianalisa dengan bantuan literatur yang ada. Sehingga metode penulisan yang akan digunakan penulis adalah :

- Studi lapangan, dimana penulis mengadakan pengukuran beberapa parameter pada kondisi mesin beroperasi.
- Studi literatur, yang akan digunakan penulis sebagai acuan dalam analisa data-data yang didapat.
- Konsultasi, dimana dalam menganalisa data-data yang ada penulis terlebih dahulu mengkonsultasikan metode analisa yang dipakai dengan dosen pembimbing.

BAB II

DASAR TEORI

BAB II

DASAR TEORI

Motor diesel adalah motor bakar torak yang memiliki beberapa perbedaan dengan motor bakar bensin, terutama pada proses penyalaan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar. Penyalaan pada motor diesel tidak menggunakan loncatan bunga api listrik. Pada langkah hisap hanyalah udara segar yang masuk ke dalam silinder. Saat torak mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar dan terjadilah proses penyalaan pada saat udara dalam silinder mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi.

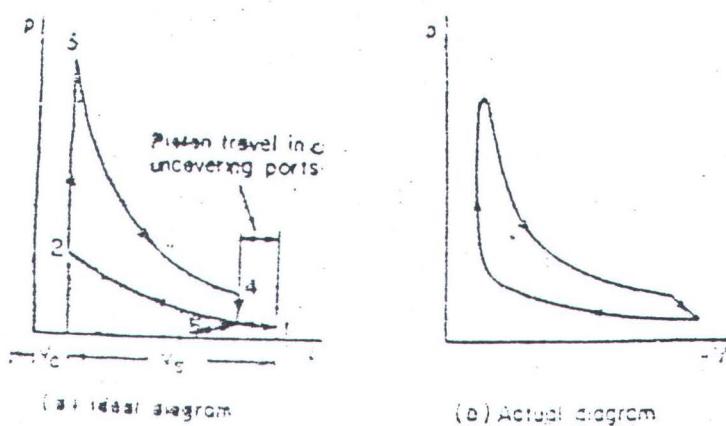
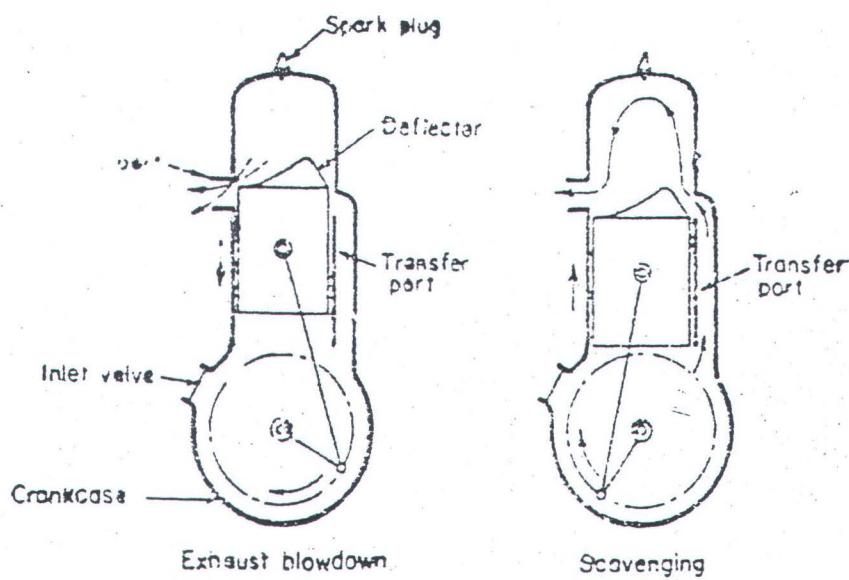
Agar bahan bakar dapat terbakar dengan kondisi tersebut di atas maka di dalam ruang bakar diperlukan perbandingan kompresi yang tinggi yaitu 12 hingga 25 (*W. Arismunandar, 1988*). Perbandingan kompresi yang rendah biasanya dipakai pada motor diesel berukuran rendah dengan putaran kerja yang rendah. Umumnya perancang sebuah motor diesel memiliki kecenderungan untuk menggunakan perbandingan kompresi yang rendah karena pertimbangan material dan berat mesin yang dirancang. Untuk menghindari berat yang berlebihan, pada umumnya motor diesel bekerja pada perbandingan

kompresi antara 14 hingga 17 (*W. Arismunandar, 1988*). Karena perbandingan kompresi yang tinggi ini pula mengakibatkan efisiensi termis dari motor diesel lebih tinggi dibandingkan dengan motor bensin (*R.P. Sharma, 1980*).

2.1. Siklus Motor Diesel 2 Langkah

Secara lengkap satu siklus motor diesel 2 langkah terjadi dalam dua gerakan torak (TMA-TMB-TMA) atau satu putaran poros engkol. Langkah buang dan langkah hisap terjadi pada saat torak berada di sekitar TMB. Sedangkan jendela hisap dan jendela buang dibuka dan ditutup oleh badan torak (piston) itu sendiri. Meskipun demikian terdapat pula beberapa mesin diesel 2 langkah yang dirancang dengan menggunakan katup pembuangan. Katup buang ini umumnya berada di atas (kepala silinder).

Gambar berikut menunjukkan mesin diesel 2 langkah sederhana dengan pembilasan crankcase (pembilasan rumah engkol).



Gambar 2.1. Mesin 2-langkah pembilasan rumah engkol

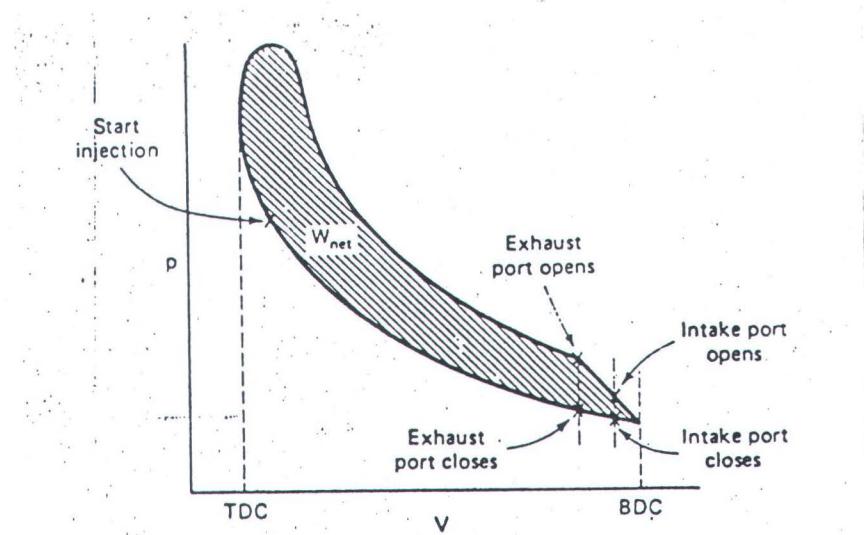
Dari gambar diatas, siklus dimulai dari masuknya udara dari inlet valve karena tekanan dalam rumah engkol turun. Turunnya tekanan ini terjadi karena piston bergerak ke atas saat langkah kompresi. Setelah kompresi terjadi diikuti dengan injeksi bahan bakar dan langkah ekspansi. Saat ini piston bergerak turun. Selama proses

proses ekspansi, udara di dalam crankcase termampatkan. Mendekati akhir langkah ekspansi, piston melewati jendela buang dan terbuka sehingga tekanan dalam silinder menurun hingga sama dengan tekanan atmosfir. Selanjutnya gerakan piston membuka pula jendela transfer (*transfer port*), sehingga udara yang termampatkan dalam rumah engkol masuk ke dalam silinder. Sebelum udara mampat dari *transfer port* mengalir ke jendela buang, karena pengaruh *deflector* yang ada di mahkota piston mengakibatkan gerakan naik dari udara. Gerakan ini berfungsi pula untuk membilas silinder bagian atas sehingga gas-gas hasil pembakaran dipastikan ter dorong ke luar. Kemudian seiring dengan gerakan naik piston menuju TMA pada awal langkah kompresi, jendela *transfer* dan jendela buang tertutup oleh badan piston dan siklus terulang kembali.

2.2. Diagram-diagram Motor Diesel 2 Tak

2.2.1. Diagram P-V

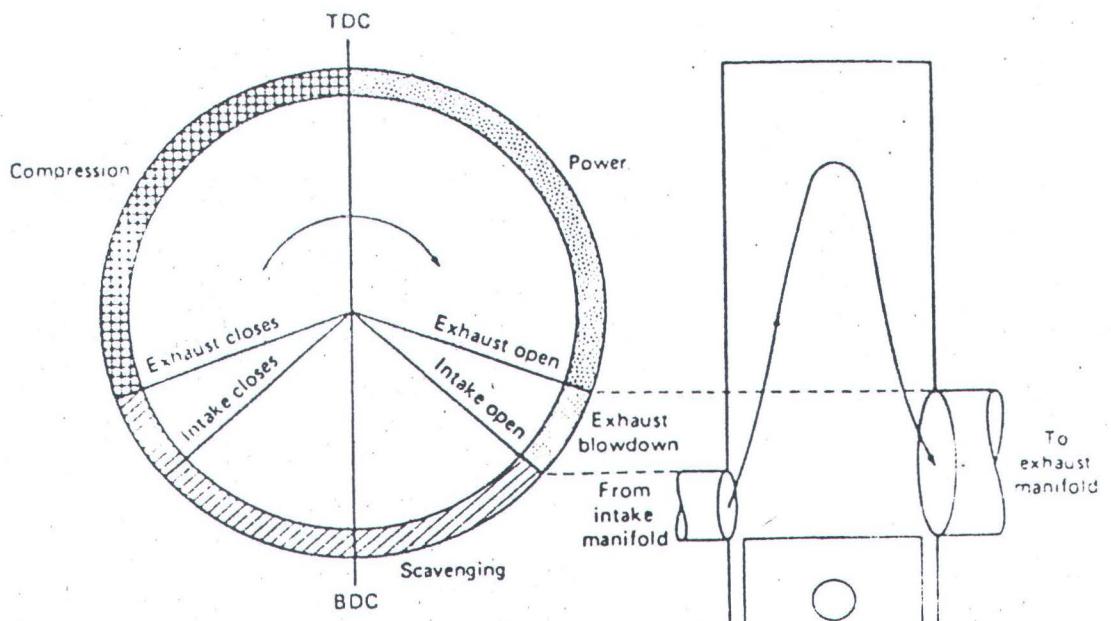
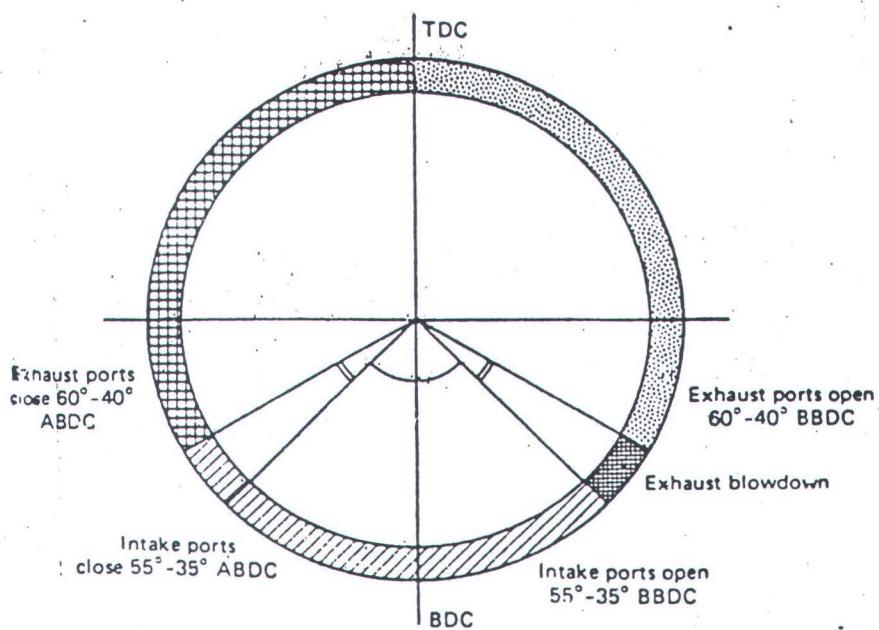
Diagram ini menunjukkan besarnya tekanan yang terjadi di dalam silinder sebagai fungsi dari volume yang terjadi karena gerakan piston. Berikut adalah diagram P-V dari motor diesel sederhana yang dicontohkan di atas, baik secara ideal maupun pada kondisi aktual.



Gambar 2.2. Diagram P-V mesin 2-langkah

2.2.2. Polar Timing Diagram

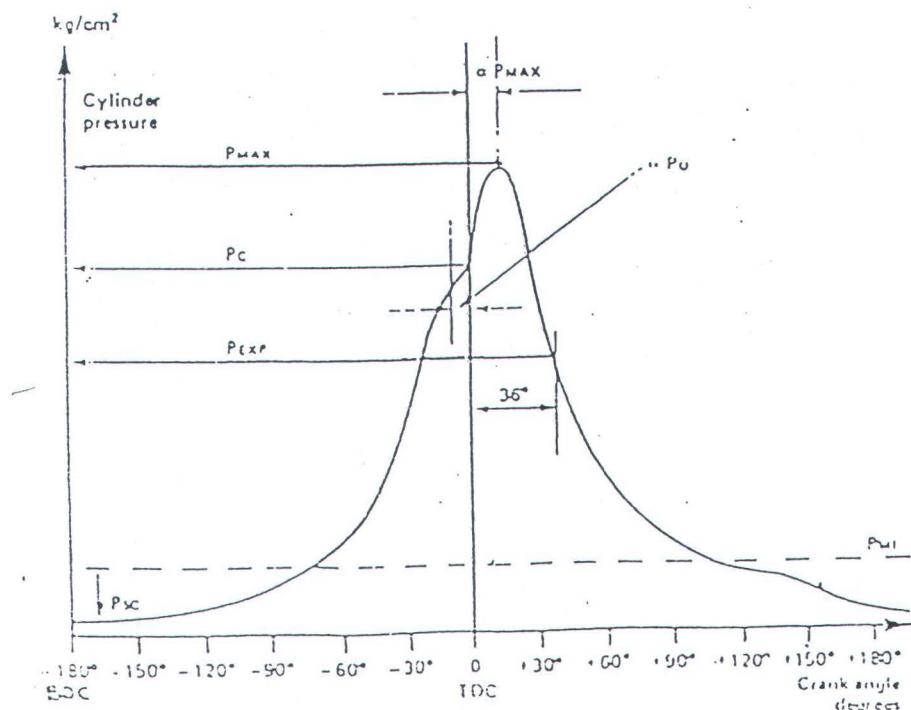
Diagram ini menunjukkan saat-saat jendela masukan maupun jendela buang mulai terbuka, yang ditunjukkan dengan derajat poros angkol terhadap Titik Mati Bawah



Gambar 2.3. Polar Timing untuk mesin 2-langkah

2.2.3. Pressure-time Diagram

Diagram ini menunjukkan besarnya tekanan yang terjadi di dalam silinder pada saat droplet bahan bakar terbakar.



Gambar 2.4. Pressure time diagram

2.3. Pembakaran

2.3.1. Pembakaran di dalam Silinder

Secara umum proses terjadinya pembakaran di dalam ruang bakar pada motor diesel 2 langkah diawali dengan masuknya udara ke dalam silinder melalui *intake port*. Udara segar yang ada dimampatkan hingga mencapai tekanan tertentu sehingga mengalami kenaikan temperatur. Pada saat itulah bahan bakar diinjeksikan.

Kerja yang dihasilkan dari proses pembakaran (akhir langkah ekspansi) menurut Mazing dan Sineutsky (N. Petrovsky, 1967)

Kerja yang dihasilkan dari proses pembakaran (akhir langkah ekspansi) menurut Mazing dan Sineutsky (N. Petrovsky, 1967) dinamakan kerja terindikasi atau indicated work (W_{it}) yang merupakan luasan dari diagram indikator teoritis dalam satuan kg-m. Secara aljabar W_{it} dapat ditentukan dengan persamaan :

$$W_{it} = W_{com} + W_{exp} - W_c$$

dimana :

W_{com} adalah kerja positif selama pembakaran isobarik (pada garis z_0 - z , yaitu :

$$W_{com} = P_z (V_z - V_c)$$

P_z = tekanan di titik z

V_z = volume di titik z

V_c = volume kompresi

W_{exp} kerja positif selama ekspansi politropik yaitu :

$$W_{exp} = P_c V_c \lambda \rho \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) \frac{1}{n_2 - 1}$$

W_c kerja negatif dari kompresi politropik yaitu :

$$W_c = P_c V_c \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \frac{1}{n_1 - 1}$$

Dengan menjumlahkan ketiga persamaan di atas maka didapatkan kerja indikasi di dalam silinder pada saat akhir langkah usaha untuk siklus udara standar.

2.3.2. Parameter Unjuk Kerja

Unjuk kerja engine adalah indikasi derajat keberhasilan pada saat engine melakukan kerjanya, yaitu mengubah energi kimia menjadi energi mekanik berguna sepenuhnya. Derajat keberhasilan di atas didasarkan pada (*R.P. Sharma, 1980*) :

- a. Pemakaian bahan bakar spesifik
- b. Tekanan efektif rata-rata pada poros engkol
- c. Daya spesifik yang dihasilkan
- d. Emisi gas buang

Dengan demikian untuk mengevaluasi unjuk kerja engine parameter-parameter dasar yang harus diperhatikan adalah sebagai berikut :

- a. Effisiensi daya dan mekanis
- b. Tekanan efektif rata-rata dan torsi
- c. Daya keluaran spesifik
- d. Efisiensi volumetris
- e. Perbandingan udara-bahan bakar
- f. Kebutuhan bahan bakar spesifik
- g. Efisiensi termal dan keseimbangan panas
- h. Emisi gas buang

I. Berat spesifik

2.3.3. Persamaan Daya

Secara teoritis daya yang didapatkan pada poros engkol (Brake Horse Power) didapatkan dengan menghitung kerja (W) yang terjadi di dalam silinder. Dengan demikian harus terlebih dahulu didapatkan indicated work yang terjadi saat pembakaran berlangsung. Untuk menyederhanakan analisa yang dilakukan, asumsi yang dipakai adalah menggunakan siklus udara-standar.

Adapun kerja terindikasi yang didapat dalam siklus udara-standart untuk mesin diesel adalah mengikuti persamaan :

$$W_i = P_i \cdot V_d \quad (N. Petrovsky, 1967)$$

dimana : P_i = tekanan rata-rata terindikasi dalam kg/m^2

V_d = displasmen piston dalam m^3

Untuk menentukan daya indikasi pada mesin dua langkah digunakan persamaan :

$$N_i = \frac{p_i \frac{\pi D^2}{4} L n i}{0,45 z} \quad (N. Petrovsky, 1967)$$

dimana :

N_i = daya terindikasi dalam HP

p_i = tekanan rata-rata terindikasi dalam kg/m^2

L = langkah torak dalam mm

D = diameter silinder dalam m

n = putaran crankshaft dalam rpm

i = jumlah silinder

Secara umum tekanan terindikasi teoritis untuk marine diesel pada beban penuh adalah sebagai berikut (*N. Petrovsky, 1967*) :

Type of Diesel Engine	kg/cm^2
4-stroke, airless injection, unsupercharged	6,5 - 7,5
4-stroke, airless injection, supercharged	8,5 - 17
2-stroke, airless injection with loop-flow scavenging	5,5 - 6,0
2-stroke, airless injection with uniflow scavenging	6,5 - 8,5
2-stroke, airless injection with scavenging pressure from 2 to 6 atm abs	9 - 18
2-stroke, air injection	6 - 6,5
2-stroke, double acting	5,5 - 5
dual-fuel (gas-liquid) engine	6 - 6,5
carburetor engine	7 - 11

Table 2.1. Tabel tekanan terindikasi teoritis untuk marine diesel

2.3.4. Energi Panas Bahan Bakar

Terdapat dua harga yang dibedakan menjadi tinggi (Q_H) dan rendah (Q_L). Kedua harga energi panas ini dihubungakan dengan persamaan :

$$Q_L = Q_H - r W_{H2O}$$

dimana : r = panas laten evaporasi

W_{H2O} = jumlah uap yang terbentuk

Nilai panas rendah bahan bakar tergantung pada nilai panas fraksionalnya. Nilai panas rendah dari bahan bakar cair dapat dihitung dengan cukup cermat melalui rumus D.I. Mendeleev yaitu :

$$Q_L = 8.100 c + 30.000 h - 2.600 (o-s) - 600 (w-9h) \text{ kcal/kg}$$

dimana : c , o , s , h , w , adalah kandungan karbon, oksigen, sulfur, hidrogen dan air dalam unit berat.

Gas buang dari sebuah motor bakar dalam mencapai temperatur yang cukup tinggi. Konsekuensinya, uap air yang terkandung dalam gas tersebut akan terkondensasi dan melepaskan panas laten evaporasi. Oleh sebab itu dalam perhitungan efisiensi termal adalah logis apabila nilai panas rendah yang dipakai.

Berikut adalah nilai panas rendah untuk beberapa bahan bakar (*N. Petrovsky, 1967*) :

Solar oil 10.100 kcal/kg

Gasoil 10.100 kcal/kg

Gasoline 9.530 kcal/kg

Benzene 9.500 kcal/kg

Ethyl alcohol 6.475 kcal/kg

2.3.5. Keseimbangan Panas

Keseimbangan panas pada engine berkaitan dengan penyebaran panas dan beberapa kehilangan panas (Q_f) yang terjadi selama proses pembakaran terjadi pada sebuah mesin. Persamaan umum keseimbangan panas adalah :

$$Q_f = Q_e + Q_{cool} + Q_{eg} + Q_{res}$$

Q_f didapat dari penyebaran panas karena terbakarnya bahan bakar, yang ditentukan dengan persamaan :

$$Q_f = Q_L \cdot F_H \text{ kcal/hr}$$

dimana :

Q_L = nilai panas rendah, kcal/kg

F_H = pemakaian bahan bakar spesifik, kg/hr

Q_e = panas setara dengan kerja efektif engine, kcal/hr

Dengan Q_{cool} adalah panas yang terbawa oleh air dan oli pendingin, didapat dari persamaan :

$$Q_{cool} = W c (t_{out} - t_{in}) + W_{oil} c' (t'_{out} - t'_{in}) \text{ kcal/hr}$$

W = jumlah air pendingin, kg/hr

W_{oil} = jumlah oli pendingin, kg/hr

c dan c' = panas spesifik air dan oli, kcal/kg⁰C

t_{out} dan t'_{out} = temperatur keluar air dan oli, ⁰C

t_{in} dan t'_{in} = temperatur masuk air dan oli, $^{\circ}\text{C}$

Dan Q_e adalah panas yang hilang terbawa oleh gas buang, didapat dari persamaan :

$$Q_{eg} = W_{eg} c_p T_{eg} - W_{mix} c'_p T_0$$

W_{eg} , W_{mix} = jumlah gas buang dan udara, kg/hr

c_p , c'_p = panas spesifik gas buang dan udara, kcal/kg $^{\circ}\text{C}$

T_{eg} , T_0 = temperatur gas buang dan udara, $^{\circ}\text{K}$

Q_{res} = komponen residu dalam keseimbangan panas, termasuk didalamnya panas yang hilang ke udara melalui radiasi bagian-bagian engine, pembakaran tidak sempurna, panas karena gesekan dan kesalahan estimasi keseimbangan panas.

Dengan demikian kita mengetahui bahwa salah satu faktor yang mempengaruhi besarnya panas berguna dalam pembakaran adalah Q_e atau kehilangan panas yang ikut terbawa oleh gas buang.

2.4. Pengeluaran Gas Buang

2.4.1. Fluktuasi Tekanan pada Manifol

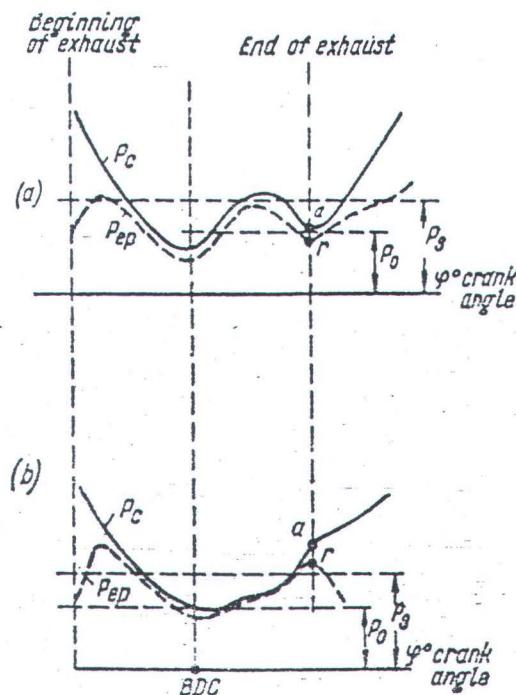
Pengeluaran gas hasil pembakaran memiliki mekanisme tersendiri dalam sebuah motor bakar dalam. Pada motor bakar 2-langkah, sistem gas buang yang ada erat kaitannya dengan sistem pembilasan yang dipakai oleh sebuah engine.

Saat jendela buang terbuka, gas hasil pembakaran mengalir dengan kecepatan tinggi ke sistem gas buang karena perbedaan tekanan yang besar. Tekanan naik hingga akhir dari tahap pembilasan dan terjadi fluktuasi tekanan pada silinder. Gelombang energi yang bergerak karena keluarnya gas hasil pembakaran dari dalam silinder mengakibatkan tekanan di jendela buang naik. Terjadi rambatan gelombang bertekanan dengan kecepatan suara sepanjang pipa gas buang. Pada saat mencapai ujung pipa, gelombang energi gas terpantul karena perbedaan kondisi (ambient condition) yang ada dan kelembaman gas buang di sekitar mulut pipa. Pantulan ini mampu mengembalikan sebagian gelombang ke dalam silinder. Fenomena ini yang sering disebut back pressure.

Dengan menggunakan panjang pipa yang tertentu pada putaran maksimum, pantulan gelombang yang terjadi di akhir langkah pembilasan dapat diatur sehingga memungkinkan terjadinya tekanan yang optimal di dalam pipa gas buang dan selanjutnya pada silinder.

Karena ketidak sesuaian di atas akan mempengaruhi efisiensi pembilasan dan daya yang dihasilkan oleh engine (N. Petrovsky, 1967).

Berikut akan ditampilkan fluktuasi yang dimaksud pada paragraf di atas dalam bentuk grafik. Grafik berikut merupakan kurva tekanan yang terjadi dalam silinder dan tekanan yang terjadi setelah jendela gas buang (*exhaust port*), pada sebuah mesin diesel 2-langkah.



Gambar 2.5. Kurva tekanan yang terjadi dalam silinder dan tekanan setelah exhaust port.

2.4.2. Menentukan Back Pressure

Sebelum perhitungan dilakukan untuk mendapatkan back pressure yang harus terjadi, maka terlebih dahulu dilakukan perhitungan untuk mendapatkan disipasi panas yang terjadi di dalam silinder, dengan menggunakan persamaan-persamaan sesuai dalam MAN B&W Project Guide. Karena dengan menggunakan engine layout diagram kita dapat menentukan besarnya prosentase disipasi panas yang terjadi di titik MCR (specified MCR) engine. Diagram-diagram disipasi beserta prosentase koreksi yang akan diperlukan adalah sebagai berikut :

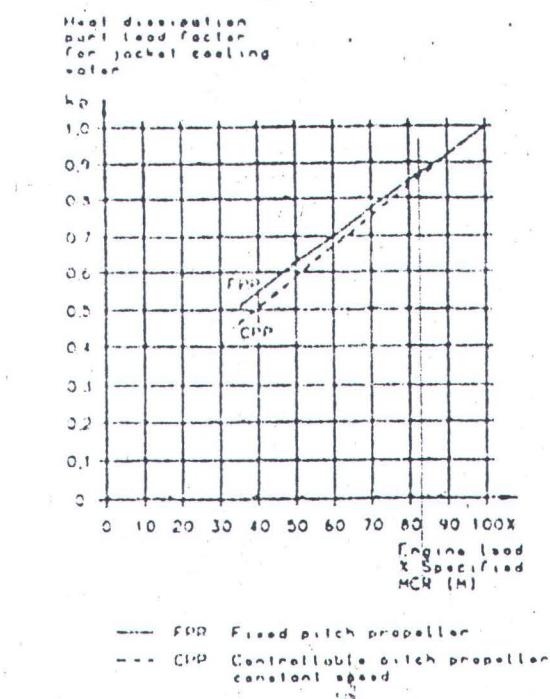


Fig. 6.01.09: Correction factor "kp" for jacket cooling water heat dissipation at part load, relative to heat dissipation at specified MCR

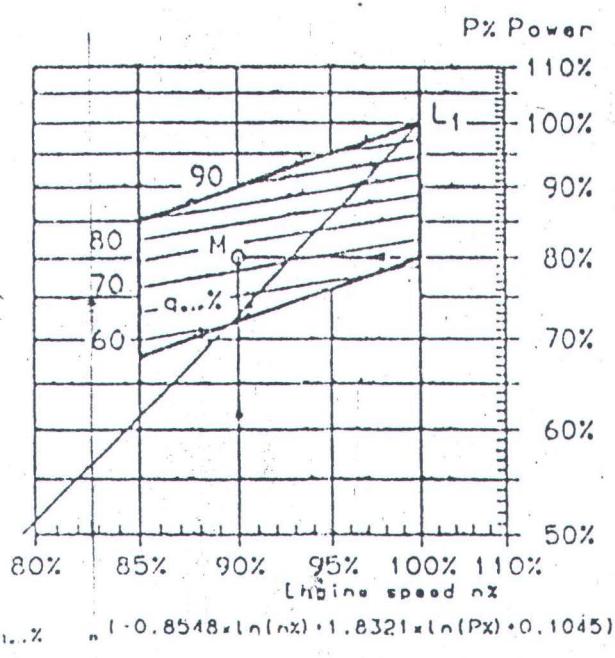


Fig. 6.01.05: Scavenging air cooler, heat dissipation $q_M\%$ in % of L_1 value

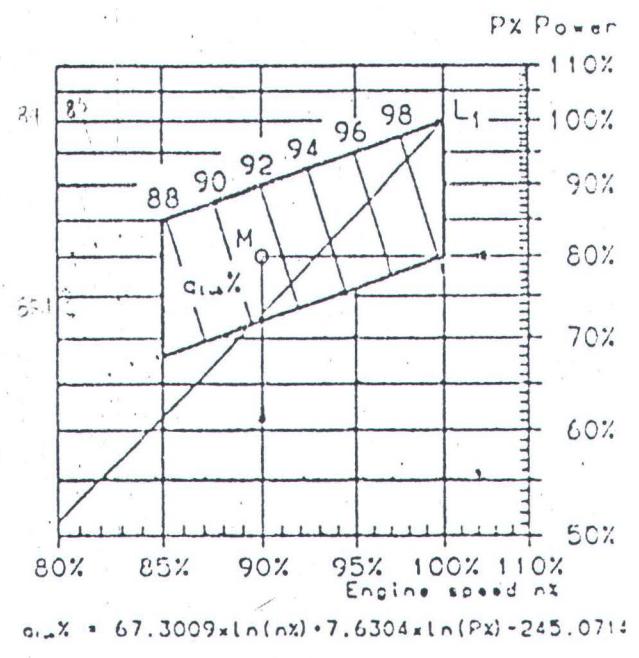


Fig. 6.01.07: Lubricating oil cooler, heat dissipation $q_L\%$ in % of L_1 value

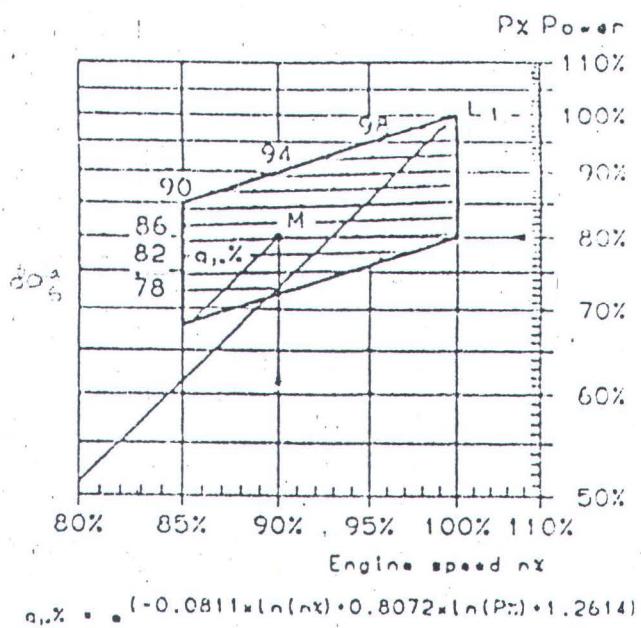


Fig. 6.01.06: Jacket water cooler, heat dissipation $q_W\%$ in % of L_1 value

Gambar 2.7. Beberapa diagram koresi terhadap dissipasi panas

Beberapa persamaan yang digunakan untuk menentukan jumlah gas buang menurut MAN B&W seperti diuraikan di bawah ini.

Perhitungan jumlah gas buang

$$M_{EXH} = M_{L1} \times \frac{P_0}{P_{L1}} \times \left(1 + \frac{\Delta M_{amb} \%}{100}\right) \times \left(1 + \frac{\Delta M_s \%}{100}\right) \times \frac{P_s \%}{100} \text{ Kg/h}$$

$$T_{EXH} = T_{L1} + \Delta T_0 + \Delta T_{amb} + \Delta T_s {}^{\circ}\text{C}$$

dimana :

M_{L1} = jumlah gas buang dalam kg/h pada MCR nominal (L_1)

T_{L1} = temperatur gas buang setelah turbocharge pada MCR nominal (L_1)

$m_o \%$ = prosentase jumlah gas buang spesifik terhadap jumlah gas spesifik pada MCR nominal (L_1)

ΔT_0 = perubahan temperatur gas buang setelah turbocharge relatif terhadap temperatur pada jendela gas buang pada MCR nominal (L_1)

Koreksi untuk Kondisi Lingkungan Aktual

Koreksi untuk gas buang digunakan persamaan :

$$\Delta M_{amb} = -0,41 \times (T_{air} - 25) - 0,03 \times (P_{bar} - 1000) + 0,19 \times (T_{cw} - 25) - 0,011 \times (\Delta P_0 - 300) \%$$

$$\Delta T_{amb} = 1,6 \times (T_{air} - 25) + 0,01 \times (P_{bar} - 1000) + 0,1 \times (T_{cw} - 25) + 0,05 \times (\Delta P_0 - 300) {}^{\circ}\text{C}$$

$\Delta M_{amb} \%$ = prosentase perubahan jumlah gas buang terhadap kondisi standar ISO.

ΔT_{amb} = perubahan temperatur gas buang terhadap kondisi standar ISO.

Koreksi untuk beban engine

Koreksi terhadap beban engine yang terjadi dilakukan dengan pendekatan memalui persamaan :

$$P_s \% = \left(\frac{P_s}{P_0} \right) \times 100 \%$$

$\Delta m_s \%$ = prosentase perubahan jumlah gas buang spesifik terhadap jumlah yang terjadi pada titik optimasi.

Perhitungan Back Pressure

Back pressure yang terjadi pada pipa gas buang didekati dengan menggunakan persamaan-persamaan sebagai berikut :

$$\rho = 1,293 \times \frac{273}{273 + T} \times 1,015$$

$$v = \frac{M}{\rho} \times \frac{4}{\pi \cdot D^2}$$

$$\Delta p = \xi \times \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{1}{9,81}$$

dimana :

ρ = densitas dari massa gas buang dalam kg/m³

T = temperatur gas buang yang terjadi pada MCR dalam °C

Δp = back pressure dalam mmWC

ξ = koefisien friksi yang terjadi dalam pipa gas buang

BAB III

PERMASALAHAN

BAB III

PERMASALAHAN

Dari beberapa karya tulis yang ada, pembahasan mesin diesel lebih mengarah pada analisa proses pembakaran yang terjadi di dalam engine seperti perbandingan udara-bahan bakar, distribusi temperatur yang terjadi pada dinding silinder, hubungan antara pendinginan dengan pengasilan daya. Sedangkan analisa proses pembakaran yang berkaitan dengan gas-gas hasil pembakaran terutama terjadinya *back pressure* pada pipa gas buang yang pernah ditulis adalah mengenai perbandingan penggunaan *muffler* tipe *straight trough* dengan tipe *reverse*. Analisa yang dilakukan dalam karya tulis tersebut tidak memperhitungkan besarnya *back pressure* yang terjadi, melainkan lebih mengarah pada perbandingan teoritis kedua tipe *muffler* yang ada di pasaran.

Dalam karya tulis ini akan dilakukan analisa sebuah sistem gas buang yang terpasang pada sebuah kapal, untuk mengetahui besarnya *back pressure* aktual yang terjadi dengan pendekatan analitik. Dengan pendekatan ini diharapkan dapat diprediksikan besarnya *back pressure* yang terjadi pada desain sistem yang akan

direncanakan. Atau pada desain lama (terpasang) dengan kondisi peralatan pengukur tekanan mengalami kerusakan.

Analisa yang dilakukan oleh penulis meliputi beberapa bahasan. Permasalahan yang akan dibahas adalah :

1. Berlangsungnya proses pembakaran yang terjadi di dalam silinder yang didekati dengan diagram sankey.
2. Pada kenyataannya akan terjadi perubahan temperatur pada beberapa titik sepanjang sistem pipa gas buang. Perubahan ini akan membawa pengaruh terhadap kerapatan gas buang yang ada. Dalam hal ini akan dilihat pengaruh perubahan kerapatan gas buang yang keluar terhadap terjadinya *back pressure*.
3. Bila pada titik-titik yang diamati dapat diketahui besarnya *back pressure* yang terjadi, maka selanjutnya dapat dilakukan analisa terhadap desain pipa gas buang yang terpasang.

BAB IV

PEMBAHASAN MASALAH

BAB IV

PEMBAHASAN MASALAH

Dalam perhitungan back pressure pada sebuah engine melibatkan berbagai variabel yang berkaitan dengan terbentuknya gas buang. Dengan didukung teori-teori yang ada pada bab sebelumnya dan data-data dari lapangan maka perhitungan back pressure akan diuraikan di bawah ini.

4.1. Parameter Unjuk Kerja

4.1.1. Data Motor Diesel

Back pressure yang akan diamati adalah back pressure yang terjadi pada pipa gas buang dari mesin utama yang terpasang di kapal. Adapun mesin yang dipakai memiliki data-data sebagai berikut :

Merk	:	Mitsui MAN B&W
Type	:	5 S26MC - 2 stroke
Number of Cylinder	:	5
Power	:	2050 PS at MCR
Rpm	:	207 rpm
Bore	:	260 mm
Stroke	:	980 mm

Firing Order : 1-4-3-2-5
Compression ratio : 18
Turbocharger : Mitsubishi
Type : MET 26 SR
Revolution : 35700 rpm

Data-data selanjutnya dapat dilihat pada lampiran.

4.1.2. Asumsi Awal

Dalam upaya untuk mempermudah perhitungan pada pembahasan masalah, maka penulis merasa perlu memberikan asumsi-asumsi yang mendukung. Asumsi-asumsi tersebut adalah sebagai berikut :

1. Perhitungan dititikberatkan pada mesin yang beroperasi dalam kondisi MCR (Maksimum Continous Rating).
2. Apabila terjadi kekurangan data, maka penulis menggunakan literatur yang ada untuk melengkapinya.
3. Material pada manifol gas buang memiliki komposisi homogen, dengan ketebalan yang sama dari engine, turbocharge, hingga ke funnel.

4.1.3. Proses Pembakaran (Shop Trial)

Terjadinya proses pembakaran dalam motor diesel diawali dengan masuknya udara murni pada kondisi atmosfir ke dalam silinder. Komposisi udara murni yang masuk ke dalam silinder atau ruang bakar adalah :

Nama	Simbol	Berat Molekul	Persentase vol.	Persentase berat	Berat relatif
Oksigen	O ₂	32,0	20,99	23,2	6,717
Nitrogen	N ₂	28,02	78,03		21,848
Argon	A	40,0	0,94		0,376
Karbon dioksida	CO ₂	44,0	0,03		0,013
Gas-gas lain			0,01		
Total udara		28,95	100,0	100,0	28,95

Tabel 4.1. Komposisi udara (*V.L. Maleev, 1964*)

Dari Tabel 4.1. diatas, dapat dilihat bahwa dalam 100 mol udara akan terdapat 20,99 mol oksigen dan 78,03 mol nitrogen. Sehingga perbandingan relatif volumetris gas nitrogen terhadap gas oksigen yang terjadi adalah 3,76.

Bahan bakar yang digunakan adalah Minyak Diesel Pertamina dengan spesifikasi sebagai berikut :

Jenis : Minyak Diesel

Formula : C₁₆H₃₀ (Hexadecadiena)

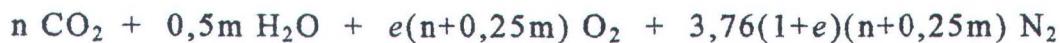
LHV : 18.225 Btu/lb (*V.L. Maleev, 1964*)

10.200 kkal/kg

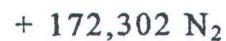
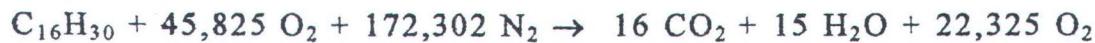
Berat molekul : 222,23 lb/mol (*V.L. Maleev, 1964*)

100,807 kg/mol

Dengan memasukkan faktor kelebihan udara yang ada untuk mesin yang diamati (0,95) maka reaksi pembakaran yang terjadi akan mengikuti (*V.L. Maleev, 1964*) :



Dengan memasukkan harga faktor kelebihan udara maka persamaan di atas akan menjadi :



Besarnya volume oksigen dalam udara seperti tercantum dalam tabel 4.1 adalah 20,99% \approx 21% dari keseluruhan volume udara, maka kebutuhan udara secara teoritis untuk sebuah pembakaran lengkap 1 kg bahan bakar cair adalah :

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) \quad (N. Petrovsky, 1967)$$

Dimana c , h , dan o adalah prosentase komposisi kimia unsur dalam senyawa bahan bakar yang akan bereaksi atau mengelami proses pembakaran. Prosentase kimia ini dapat pula diekspresikan dalam bentuk fraksi mol.

$$\text{massa molekul C}_{16} : 16 \times 12,01 = 192,16$$

$$\text{massa molekul H}_{30} : 30 \times 1,008 = 30,24$$

$$\text{massa molekul C}_{16}\text{H}_{30} : 192,16 + 30,24 = 222,4$$

$$\text{fraksi mol karbon (c)} : \frac{192,16}{222,4} \cdot 1 = 0,864$$

$$\text{fraksi mol hidrogen (h)} : \frac{30,24}{222,4} \cdot 1 = 0,136$$

fraksi mol oksigen yang ikut serta dalam pembakaran atau prosentase oksigen adalah sebesar 5% (*N. Petrovsky, 1967*), sehingga :

$$L_O' = 0,504 \text{ mol/kg}_{BB}$$

Kebutuhan udara sebenarnya adalah :

$$L' = \alpha \cdot L_O'$$

$$= 1,95 \cdot 0,504 = 0,983 \text{ mol/kg}_{BB}$$

A. Proses Kompresi

Temperatur saat awal kompresi didapatkan dengan metode Grinevetsky - Mazing (*N. Petrovsky, 1967*). Pada proses awal kompresi, temperatur dalam silinder sangat dipengaruhi oleh kondisi di kamar

mesin (T_0 dan P_0). Besarnya temperatur awal (T_a) kompresi didapatkan dengan persamaan :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta t_w + (\gamma_r \times T_r)}{1 + \gamma_r}$$

dimana :

T_0 = temperatur udara setelah melalui intercooler dalam $^0\text{K} = 319,15 ^0\text{K}$ (pada 207 rpm)

Δt_w = kenaikan temperatur udara saat memasuki silinder sebesar $10 ^0\text{C}$ yang disebabkan oleh :

- gesekan dengan dinding silinder
- kompresi udara oleh turbocharger

γ_r = derajat pembersihan udara dari sebuah silinder motor 2 langkah sebesar 0,002 (*N. Petrovsky, 1967*)

T_r = suhu dari sisa-sisa gas pembakaran dalam silinder motor $600 ^0\text{K}$ (*N. Petrovsky, 1967*)

Sehingga :

$$T_a = \frac{319 + 10 + (0,02 \times 400)}{1 + 0,02}$$

$$T_a = 329,69 ^0\text{K}$$

Tekanan yang terjadi pada saat awal langkah kompresi (p_a) adalah $(0,85 \sim 0,96) \cdot p_{scavenging}$ untuk mesin diesel 2-langkah (*N. Petrovsky, 1967*).

Pada putaran 207 rpm, $p_{\text{scavenging}} = 2,58 \text{ kg/cm}^2$
 $= 2,58 \text{ atm}$

maka bila diambil $p_a = 0,96 \cdot P_{\text{scavenging}}$

$$p_a = 0,96 \cdot 2,58 = 2,397 \text{ atm}$$

Tekanan kompresi yang terjadi adalah sebesar 144,6 bar, dimana menurut metode Mazing didekati dengan persamaan :

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$$

$n_1 \approx k_1$ = eksponen politropis kompresi (*N. Petrovsky, 1967*). Pada mesin yang diamati, harga n_1 sebesar 1,34 sehingga :

$$\log p_c = \log p_a + n_1 \cdot \log \varepsilon$$

$$\log 144,6 = \log 2,451 + 6 \cdot \log \varepsilon$$

$$\varepsilon = \text{rasio kompresi engine} = 18$$

Sedangkan temperatur pada akhir langkah kompresi adalah :

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 880,84^\circ \text{ K} = 607,69^\circ \text{ C}$$

B. Proses Pembakaran

Angka kenaikan tekanan pada saat terjadinya pembakaran (λ) merupakan perbandingan antara tekanan maksimum dengan tekanan saat akhir kompresi. Tekanan maksimum yang terjadi dalam silinder adalah 170,2 bar sehingga angka kenaikan tekanan adalah $\lambda = 1,178$

Jumlah mol gas-gas hasil pembakaran adalah :

$$\begin{aligned} M_{\text{gas-pembakaran}} &= \alpha L_0' + \Delta M_{\text{gas}} \\ &= \alpha L_0' + 0,25.h + 0,3125.o \\ M_{\text{gas-pembakaran}} &= 0,9413 \text{ mol/kg}_{\text{BB}} \end{aligned}$$

Seperti telah diperhitungkan di atas bahwa temperatur pada akhir langkah kompresi adalah $607,69^{\circ}\text{C}$. Sehingga kapasitas panas molar rata-rata dari udara yang dikompresi (N. Petrovsky, 1967) adalah :

$$(mc_p)_a = 7,2688 \text{ kcal/mol}^{\circ}\text{C}$$

$$(mc_v)_a = (mc_p)_a - 1,985 = 5,2838 \text{ kcal/mol}^{\circ}\text{C}$$

Kapasitas panas molar rata-rata pada tekanan konstan dicari pada interval temperatur antara $0^{\circ}\text{C} \sim 1400^{\circ}\text{C}$ dan $0^{\circ}\text{C} \sim 1500^{\circ}\text{C}$. Interval ini dipakai setelah dilakukan *trial-error* untuk beberapa interval temperatur agar asumsi yang dipakai dalam menentukan temperatur akhir pembakaran (t_z) tidak terlalu jauh dengan

temperatur (t_z) sebenarnya di dalam ruang bakar. Apabila selisih tersebut tidak melebihi $\pm 50^{\circ}\text{K}$, maka dapat diabaikan (N. Petrovsky, 1967). Berikut harga kapasitas panas molar rata-rata pada tekanan konstan pada temperatur antara $0^{\circ}\text{C} \sim 1400^{\circ}\text{C}$ dan $0^{\circ}\text{C} \sim 1500^{\circ}\text{C}$.

T_z	$mc_p \text{ O}_2$	$mc_p \text{ CO}_2$	$mc_p \text{ N}_2$	$mc_p \text{ H}_2\text{O}$
1400°C	8,139	12,446	7,688	9,787
1500°C	8,188	12,566	7,739	9,918

Tabel 4.2. Kapasitas panas molar rata-rata pada $0^{\circ}\text{C} \sim 1400^{\circ}\text{C}$ dan $0^{\circ}\text{C} \sim 1500^{\circ}\text{C}$ dalam kcal/mol $^{\circ}\text{C}$ (N. Petrovsky, 1962)

Volume relatif dari gas-gas pokok hasil pembakaran adalah :

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,5 \times h}{M_{\text{gas-pembakaran}}} = 0,0722 \text{ mol/kg}_{\text{BB}}$$

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{0,0833 \times c}{M_{\text{gas-pembakaran}}} = 0,0764 \text{ mol/kg}_{\text{BB}}$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{0,79 \times \alpha \cdot L_0}{M_{\text{gas-pembakaran}}} = 0,7613 \text{ mol/kg}_{\text{BB}}$$

$$V_{\text{O}_2} = \frac{0,21 \times (\alpha - 1) L_0}{M_{\text{gas-pembakaran}}} = 0,0899 \text{ mol/kg}_{\text{BB}}$$

Apabila saat pembakaran berlangsung (*controlled combustion*) temperatur yang terjadi dalam silinder adalah 1460°C ($1733,15^{\circ}\text{K}$), maka kapasitas panas molar rata-rata (pada tekanan konstan) gas

hasil pembakaran dari 0°C hingga 1260°C akan mengikuti persamaan sebagai berikut :

$$(mc_p)_{\text{gas-pembakaran}} = v_{\text{H}_2\text{O}} (mc_p)_{\text{H}_2\text{O}} + v_{\text{CO}_2} (mc_p)_{\text{CO}_2} + v_{\text{N}_2} (mc_p)_{\text{N}_2} + v_{\text{O}_2} (mc_p)_{\text{O}_2}$$

$$(mc_p)_{\text{gas-pembakaran}} = 0,0722 (mc_p)_{\text{H}_2\text{O}} + 0,0764 (mc_p)_{\text{CO}_2} + 0,7613 (mc_p)_{\text{N}_2} + 0,0899 (mc_p)_{\text{O}_2}$$

Dengan interpolasi masing-masing harga mc_p masing-masing gas, maka didapatkan :

$$(mc_p)_{\text{gas-pembakaran}} = 8,2818 \text{ kcal/mol}^{\circ}\text{C}$$

$$(mc_v)_{\text{gas-pembakaran}} = 6,2968 \text{ kcal/mol}^{\circ}\text{C}$$

Sehingga koefisien perubahan molar dari kondisi tersebut adalah :

$$\mu = M_{\text{gas-pembakaran}} \cdot L^{-1}$$

$$= 1,0376$$

Selanjutnya temperatur yang terjadi pada saat akhir proses pembakaran (t_z) dapat ditentukan dengan metode V.I.Grinevetsky (N. Petrovsky, 1962). Metode ini disebut juga dengan metode *Visible Combustion*, yaitu metode yang didasarkan pada keseimbangan panas melalui persamaan berikut :

$$Q_b = \xi_z \cdot Q_f$$

dimana : Q_I = nilai panas rendah bahan bakar

ξ_z = adalah koefisien penggunaan panas antara daerah *visible combustion*, yang menyebabkan kenaikan energi dalam dari gas dan dipakai untuk kerja berguna.

Untuk motor diesel 2-langkah yang diamati, harga koefisien panas berguna (ξ_z) yang dipakai dalam perhitungan ini adalah 0,7 (N. Petrovsky, 1962).

Dan selanjutnya persamaan diatas dikembangkan menjadi :

$$\frac{\xi_z \times Q_I}{\alpha L_0 \times (1 + \gamma_r)} + (mc_v)_{a} \Big|_0^{t_c} t_c + 1,985 \times [\lambda(t_c + 273) - 273\mu] = \mu (mc_p)_{g} \Big|_0^{t_z} t_z$$

Sehingga didapatkan harga t_z (temperatur pada akhir langkah pembakaran), sebagai berikut :

$$t_z = 1458,15^{\circ}\text{C} = 1731,30^{\circ}\text{K}$$

Apabila diperhatikan temperatur akhir dari pembakaran memiliki selisih $\pm 1,85^{\circ}\text{C}$ dari asumsi awal, sehingga dalam perhitungan selanjutnya adanya selisih ini dapat diabaikan karena relatif kecil. Dengan demikian dapat dikatakan bahwa di akhir langkah pembakaran terjadi temperatur sebesar $1458,15^{\circ}\text{C}$.

C. Proses Ekspansi

Dalam proses ekspansi, terlebih dahulu ditentukan derajat awal ekspansi yang terjadi setelah proses pembakaran. Derajat awal ekspansi digunakan untuk menentukan tekanan yang terjadi pada akhir proses ekspansi (*N. Petrovsky, 1962*). Besarnya harga derajat awal ekspansi ditentukan dengan persamaan :

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = \frac{1,0385}{1,178} \times \frac{1491,49}{992,384} = 1,736$$

Sedangkan tekanan yang terjadi di akhir proses ekspansi mengikuti persamaan :

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^n}$$

$$\text{dimana harga } \delta \approx \frac{\epsilon}{p} \text{ atau } = 15,27$$

Apabila diasumsikan harga $n = 1,39$ (*N. Petrovsky, 1962*), maka tekanan yang terjadi di akhir proses ekspansi p_b adalah 6,75 bar.

Temperatur yang terjadi di akhir proses ekspansi mengikuti persamaan berikut :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n-1}}$$

Sehingga temperatur yang terjadi pada akhir langkah ekspansi adalah $614,50^{\circ}\text{K} = 341,35^{\circ}\text{C}$

D. Proses Ekshauzt

Pada proses ini akan diperhitungkan tekanan dan temperatur yang terjadi pada saat gas-gas hasil pembakaran dikeluarkan dari silinder. Dalam perhitungan tekanan dan temperatur tersebut akan melibatkan perhitungan *back pressure* yang terjadi di dalam sistem ekshauzt. Secara rinci kondisi yang terjadi di atas akan diuraikan dalam sub-bab 4.2 mengenai *back pressure*..

4.1.4. Diagram Sankey

Untuk menganalisa hasil perhitungan proses pembakaran yang terjadi di dalam selinder, maka perlu ditinjau parameter lain yaitu digram sankey. Pada diagram ini akan diketahui besarnya energi dalam bentuk panas yang terbuang dan energi (panas) yang diubah menjadi menjadi tenaga. Besarnya energi dalam bentuk panas dinyatakan dalam prosentase terhadap energi bahan bakar yang digunakan.

Keseimbangan panas pada engine, seperti diungkapkan pada bab sebelumnya, menyangkut distribusi berbagai kehilangan panas (Q_f) yang tersebar selama pembakaran terjadi. Secara umum

keseimbangan panas (*balance energy*) dijabarkan dengan persamaan sebagai berikut :

$$Q_f = Q_e + Q_{scav} + Q_{lub. oil} + Q_{jacket water} + Q_{exh. gas}$$

Q_f didapat dari panas yang terjadi saat bahan bakar terbakar, dengan harga sebesar :

$$Q_f = Q_L \cdot F_H \text{ kkal/hr}$$

dimana : $Q_L = 10.200 \text{ kkal/kg}$

F_H adalah pemakaian bahan bakar spesifik yang ditentukan dengan melihat *sfoc* dari engine pada putaran 207 rpm. Secara grafis, dalam MAN S26MC Project Guide didapatkan putaran 207 adalah 82,8 % putaran maksimum teoritis engine. Sehingga apabila 207 rpm disebut sebagai *Secified MCR* maka pada putaran ini *sfoc* yang terjadi adalah 130,75 gr/BHP.hr. Dimana pada putaran ini daya yang dihasilkan adalah 2.070 ps = 2.041,20 hp. Dengan demikian pemakaian bahan bakar spesifik adalah 266,86 kg/hr.

$$F_H = 266,86 \text{ kg/hr}$$

- $Q_f = 10.200 \times 266,86 = 2.722.006,323 \text{ kkal/hr}$
 $= 3.164,976 \text{ kW}$
- $Q_e = 2070 \text{ PS}$
 $= 1.522,60 \text{ kW}$
- $Q_{scav} = 710 \text{ kW}$ (kondisi ISO - *MANS26MC Project Guide*)

koreksi pada 82,8 % rpm sebesar 69% sehingga :

$$= 489,9 \text{ kW}$$

- $Q_{\text{lub. oil}} = 250 \text{ kW}$ (kondisi ISO - MANS26MC Project Guide)

koreksi pada 82,8 % rpm sebesar 85,1% sehingga :

$$= 212,75 \text{ kW}$$

- $Q_{\text{jac. water}} = 385 \text{ kW}$ (kondisi ISO - MANS26MC Project Guide)

koreksi pada 82,8 % rpm sebesar 80 % dan tambahan faktor koreksi beban sebesar 86 % sehingga :

$$= 264,88 \text{ kW}$$

- $Q_{\text{exh. gas}} = Q_f - (Q_e + Q_{\text{scav}} + Q_{\text{lub. oil}} + Q_{\text{jacket water}})$

$$= 3.164,976 - (1.522,60 + 489,9 + 212,75 + 264,88)$$

$$= 674,8455 \text{ kW}$$

$$= 580.394,1266 \text{ kkal/hr}$$

Sehingga didapat besarnya prosentase energi dalam bentuk panas yang terbuang, terhadap energi panas yang dihasilkan oleh bahan bakar pada proses pembakaran, adalah sebagai berikut :

$$Q_{\text{effective work}} = 48,11 \text{ \%}$$

$$Q_{\text{scavenging air cooler}} = 15,48 \text{ \%}$$

$$Q_{\text{lubricating oil cooler}} = 6,72 \text{ \%}$$

$$Q_{\text{jacket water cooler}} = 8,37 \text{ \%}$$

$$Q_{\text{exhaust gas}} = 21,32 \text{ \%}$$

Prosentase di atas digambarkan dalam diagram yang akan disajikan pada lampiran di bagian akhir karya tulis ini.

Dari prosentase di atas menunjukkan energi bahan bakar dalam bentuk panas yang hilang terbawa oleh gas buang adalah sebesar 21,32 %. Prediksi kehilangan energi dalam bentuk panas ini, dapat dipakai sebagai pedoman untuk koreksi terhadap perhitungan temperatur gas hasil pembakaran yang terjadi pada manifol gas buang. Hal ini memungkinkan dengan pendekatan persamaan :

$$Q = M \cdot \Delta U$$

dimana M = adalah massa keseluruhan gas yang terjadi di dalam silinder

ΔU = adalah besarnya perubahan energi dalam dari kondisi 1 ke kondisi 2

$$= c_v \cdot (T_2 - T_1)$$

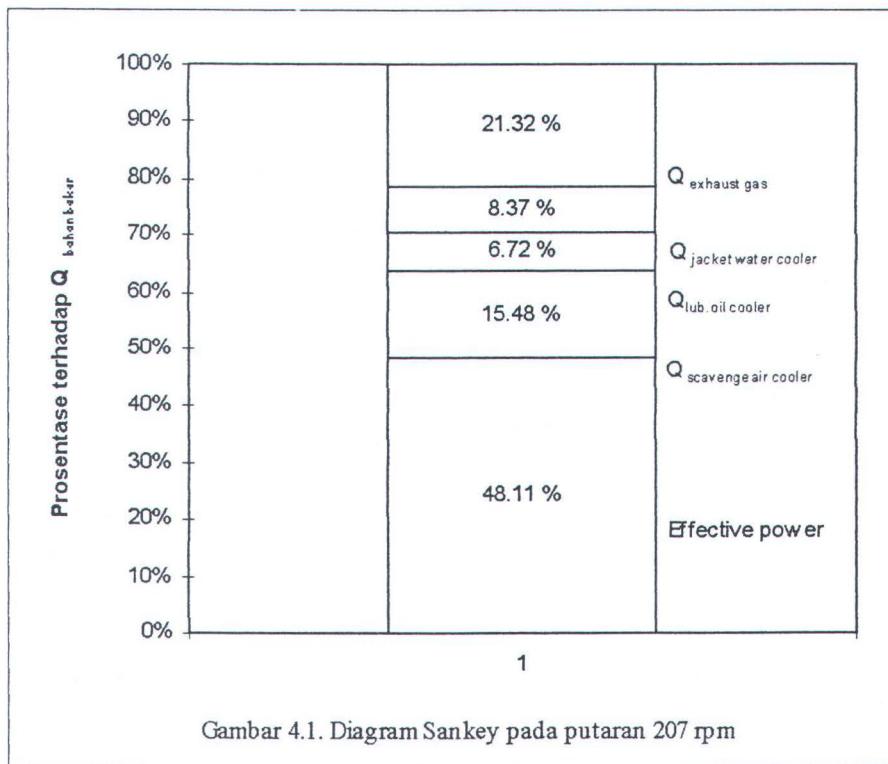
Sebelumnya dapat kita ketahui dari hasil shop trial (lampiran) bahwa temperatur gas hasil pembakaran pada saat meninggalkan silinder adalah sebesar 337°C . Dengan demikian kita dapat memprediksikan bersasarkan diagram sankey, bahwa temperatur gas hasil pembakaran pada saat tepat sebelum meninggalkan silinder adalah mengikuti persamaan di atas. Dengan demikian seharusnya temperatur yang terjadi adalah :

$$Q = M \times c_v \times (T_2 - T_1)$$

$$157,526962 = 6,2968 \times (T_1 - 337) \rightarrow \text{energi dilepaskan}$$

$$T_1 = 362,0167^\circ\text{C}$$

Melihat besarnya temperatur di atas maka terdapat selisih sebesar $\pm 20,67^\circ\text{C}$. Selisih ini kurang dari 50°C , sehingga menurut literatur yang ada, besarnya selisih yang terjadi tersebut dapat diabaikan (*N. Petrovsky, 1967*). Dengan demikian perhitungan proses pembakaran yang telah dilakukan dengan metode di atas (sub-bab 4.1.3.) dapat dikatakan mendekati keadaan sebenarnya.



4.2. Perhitungan Back Pressure

Perhitungan *back pressure* melibatkan faktor tekanan dan temperatur yang terjadi pada gas buang dalam beberapa kondisi. Kondisi yang dimaksud di atas adalah pada saat :

- gas buang meninggalkan silinder
- gas buang memasuki manifold gas buang
- gas buang berada dalam turbin (turbocharger)
- gas buang berada dalam *exhaust pipe* (termasuk saat melewati *muffler*).

Sebelum melangkah pada perhitungan di atas, haruslah diketahui tekanan dan temperatur yang terjadi pada akhir ekspansi. Dari perhitungan sebelumnya, tekanan dan temperatur pada akhir langkah ekspansi adalah :

$$p_b = 3,96 \text{ bar}$$

$$t_z = 341,35^\circ \text{C}$$

4.2.1. Gas buang meninggalkan Silinder

Dari beberapa percobaan yang telah dilakukan (*N. Petrovsky, 1967*), temperatur gas buang yang terjadi dalam manifol akan mengikuti persamaan sebagai berikut :

$$T_{cp} = T_b \left(\frac{P_{ep}}{P_b} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

Dari data pada shop trial terdapat temperatur gas buang saat meninggalkan silinder yaitu sebesar 337^0 C pada 207 rpm. Apabila harga eksponen politropis ekspansi gas hasil pembakaran (m) $\approx 1,8$ (*N. Petrovsky, 1962*) maka persamaan di atas menjadi :

$$610,15 = 614,50 \left(\frac{P_{ep}}{3,96} \right)^{0,444}$$

$$\log 610,15 = \log 614,50 + 0,444 \times (\log P_{ep} - \log 3,96)$$

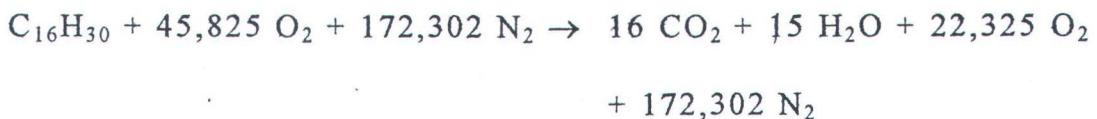
$$P_{ep} = 3,89 \text{ bar}$$

Dengan melihat kondisi di atas, pada saat gas buang meninggalkan silinder terjadi back pressure yang besarnya kurang dari 1 psi, maka dapat dipastikan bahwa engine sendiri pada dasarnya pada kondisi normal. Karena secara umum engine dikatakan bekerja dengan normal apabila saat gas hasil pembakaran meninggalkan silinder (dibelakang valve) terjadi back pressure antara 0,5 hingga 1 psi saja (*V.L. Maleev, 1945*).

4.2.2. Gas buang memasuki manifol

Gas buang meninggalkan silinder dan memasuki manifol pada temperatur 337°C dengan tekanan 56,47 psi. Pada kondisi ini untuk mengetahui besarnya kerapatan massa gas saat meninggalkan silinder didekati dengan persamaan-persamaan yang terdapat pada beberapa literatur.

Seperti telah diungkapkan pada sub-bab sebelumnya pembakaran terjadi mengikuti persamaan :



Sehingga dapat diketahui fraksi mol gas hasil pembakaran (X gas) dengan metode sebagai berikut :

Total mol hasil pembakaran = 225,627 dengan demikian

$$X \text{ CO}_2 = \frac{16}{225,627} = 0,0709134$$

$$X \text{ H}_2\text{O} = \frac{15}{225,627} = 0,0664814$$

$$X \text{ N}_2 = \frac{172,302}{225,627} = 0,7636589$$

$$X \text{ O}_2 = \frac{22,325}{225,627} = 0,0989465$$

Sfoc pada shop test (rpm 207 - 100% load - running time 4 menit) adalah 129,9 g/BHP.hr = 174,199 g/Kw.hr

Daya yang dihasilkan 2070 PS = 1523,52 Kw

Laju aliran bahan bakar ke dalam setiap silinder adalah :

$$\dot{m}_{Bahan\ Bakar} = \frac{Sfoc \times Ne}{60 \times Z} = \frac{174,199 \times 1523,52}{60 \times 5} = 884,65 \text{ gr/menit}$$

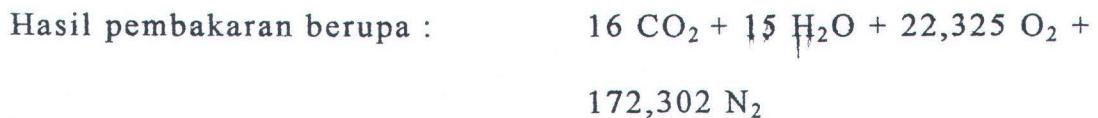
Rasio udara dan bahan bakar stoikiometri pada mesin diesel yang dipakai adalah 14,7269 : 1, yang berarti bahwa untuk 1 kg bahan bakar dibutuhkan 14,7269 kg udara agar proses pembakaran dapat berlangsung. Sedangkan untuk sebuah silinder diperlukan :

$$W_{BB} = \frac{\text{Laju aliran bahan bakar memasuki silinder}}{\text{putaran mesin}}$$

$$= 21,14 \text{ gr}$$

Keseimbangan massa yang terjadi adalah :

$$21,14 \text{ gr}_{bahan-bakar} + 309,77 \text{ gr}_{udara} \rightarrow 330,91 \text{ gr hasil pembakaran}$$



Berat molekul total gas hasil pembakaran adalah 5871,133

Sehingga berat masing-masing gas adalah :

$$W_{CO_2} = \frac{704}{6516,602} \times 330,91 = 35,7489 \text{ gr}$$

$$W_{H_2O} = \frac{270,3}{6516,602} \times 330,91 = 13,7257 \text{ gr}$$

$$W_{N_2} = \frac{4827,902}{6516,602} \times 330,91 = 245,1592 \text{ gr}$$

$$W_{O_2} = \frac{714,4}{6516,602} \times 330,91 = 36,2770 \text{ gr}$$

Harga panas spesifik (c_p dalam Btu/lb⁰R) dari masing-masing gas (V.L. Maleev, 1964) diturunkan dari persamaan molar heat capacities masing-masing adalah :

$$\gamma_p CO_2 \cdot M^{-1} \rightarrow (16,2 - 6,53 \cdot 10^3 T^{-1} + 1,41 \cdot 10^6 T^{-2}) \cdot 44,0^{-1}$$

$$\gamma_p H_2O \cdot M^{-1} \rightarrow (19,86 - 597 T^{-0,5} + 7500 T^{-1}) \cdot 18,02^{-1}$$

$$\gamma_p N_2 \cdot M^{-1} \rightarrow (9,47 - 3,47 \cdot 10^3 T^{-1} + 1,16 \cdot 10^6 T^{-2}) \cdot 28,02^{-1}$$

$$\gamma_p O_2 \cdot M^{-1} \rightarrow (11,515 - 172 T^{-0,5} + 1530 T^{-1}) \cdot 32,0^{-1}$$

Kemudian didapatkan harga kerapatan massa masing-masing gas sebagai berikut (interpolasi tabel - lampiran) yaitu :

$$\rho CO_2 = 0,859035154 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho H_2O = 0,555645115 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho N_2 = 0,525123271 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho O_2 = 0,675613949 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga volume gas-gas hasil pembakaran yang terjadi adalah :

$$V CO_2 = \frac{7,2616}{859,035154} = 0,041615146 \text{ m}^3$$

$$V_{H_2O} = \frac{2,7881}{555,645115} = 0,024702348 \text{ m}^3$$

$$V_{N_2} = \frac{49,7985}{525,123271} = 0,466860234 \text{ m}^3$$

$$V_{O_2} = \frac{6,3688}{675,613949} = 0,053694838 \text{ m}^3$$

Volume gas gabungan (hasil pembakaran) adalah $0,58687 \text{ m}^3$

Massa gas gabungan (hasil pembakaran) adalah 66,496 gr. Dengan demikian kita dapatkan kerapatan massa gas hasil pembakaran saat memasuki manifol adalah sebesar :

$$\rho_{\text{gas hasil pembakaran}} = 0,11331 \text{ kg/m}^3$$

Kemudian kecepatan gas memasuki manifol ditentukan dengan persamaan sebagai berikut (*Heinz Heisler, 1995*) :

$$Vg = \frac{S \times N}{30.000} \times \left(\frac{D}{d}\right)^2 \text{ m/detik}$$

dimana : S = langkah torak (mm)

$$= 980 \text{ mm}$$

N = kecepatan crankshaft (rpm)

$$= 207 \text{ rpm}$$

D = diameter torak (mm)

$$= 260 \text{ mm}$$

d = diameter lubang buang (mm)

$$= 50 \text{ mm}$$

Sehingga kecepatan gas hasil pembakaran saat masuki manifol didapatkan sebesar :

$$Vg = \frac{980 \times 207}{30.000} \times \left(\frac{260}{50}\right)^2$$

$$= 182,84448 \text{ m/detik}$$

Laju aliran massa gas hasil pembakaran saat masuki manifol didapatkan sebesar :

$$v = \frac{M}{\rho} \times \frac{4}{\pi \cdot D^2}$$

$$182,84448 = \frac{M}{0,11331} \times \frac{4}{\pi \cdot 0,050^2}$$

$$M_{\text{manifol}} = 0,040659287 \text{ kg/detik}$$

4.2.3. Gas buang memasuki turbocharger

Perlu diketahui bahwa turbocharger yang terpasang pada engine tidak seperti yang disarankan oleh *engine builder*, (disarankan dari jenis MAN-VTR atau BBC-NR). Akan tetapi menggunakan jenis lain dengan spesifikasi :

Merk : Mitsubishi

Type : MET 26 SR

Dari data yang ada menunjukkan temperatur dan tekanan gas buang saat memasuki turbocharger. Besarnya temperatur dan tekanan

gas buang saat memasuki turbocharger berturut-turut adalah 430°C dan 2,62 bar. Sehingga dengan menggunakan cara yang sama seperti pada sub-bab 4.2.2. maka didapatkan besarnya ρ yang terjadi saat memasuki turbocharger sebesar :

$$\rho_{\text{gas buang}} = 0,1122 \text{ kg/m}^3$$

Beberapa data yang didapatkan baik dari pengukuran maupun hasil dari shop trial adalah :

$$\text{Putaran turbin} = 33.700 \text{ rpm}$$

$$\begin{aligned} \text{Back pressure} &= 35 \text{ mmH}_2\text{O} \\ &= 0.003429 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$\text{Diameter inlet} = 196 \text{ mm}$$

$$\text{Temperatur outlet} = 255^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Differensial pressure} = 0,090659 \text{ bar}$$

$$\text{Scavenging pressure} = 2,530116 \text{ bar}$$

Sehingga tekanan yang terjadi saat memasuki turbocharger adalah :

$$P_{\text{scav}} + P_{\text{diff}} = P_{\text{TCinlet}}$$

$$2,530116 + 0,090659 = 2,620775 \text{ bar}$$

Tekanan meninggalkan turbocharger adalah :

$$P_{TCinlet} - \Delta P = P_{TCoutlet}$$

$$2,620775 - 0,003429 = 2,617347 \text{ bar}$$

Pada kondisi tersebut ρ gas saat meninggalkan turbocharger dan memasuki pipa gas buang adalah $\rho_{gas\ buang} = 0,154221 \text{ kg/m}^3$

4.2.4. Gas buang dalam exhaust receiver

Gas buang memasuki turbocharger memiliki energi, demikian halnya pada saat memasuki manifol. Untuk mengetahui kondisi gas buang saat memasuki manifol dan receiver tentunya kita harus mengetahui dimensi-dimensi yang diperlukan terutama pada *exhaust receiver* yang akan dilalui oleh gas buang tersebut. Namun karena bentuknya yang relatif rumit maka faktor-faktor bentuk dan koreksi akan sulit ditentukan.

Sedangkan energi gas buang baik saat memasuki manifol maupun saat memasuki turbocharger dapat kita perhitungkan. Sehingga dengan melakukan analisa energi kita dapat menentukan besarnya panas yang terhenti dalam *exhaust receiver*. Sebagai ilustrasi, besarnya panas yang terhenti (storage) dalam receiver akan mengikuti persamaan :

$$Q_{manifol} = Q_{turbocharger} + Q_{receiver}$$

Sehingga dengan pengertian bahwa laju aliran massa gas saat memasuki receiver tetap, maka persamaan di atas menjadi :

$$\left(\dot{m} \times \left(h + \frac{P}{\rho} \right) \right)_{manifol} = \left(\dot{m} \times \left(h + \frac{P}{\rho} \right) \right)_{turbocharger} + Q_{receiver}$$

$$\begin{aligned} Q_{receiver} &= 14.316,98 - 9.685,102 \\ &= 4.631,479 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Dengan demikian kita mengetahui besarnya penurunan energi panas pada saat gas buang memasuki receiver yaitu sebesar 32,35% pada putaran 207 rpm. Selanjutnya besarnya penurunan ini akan digambarkan dalam kurva pada lampiran, sebagai perbandingan antara kondisi shop trial dengan sebenarnya.

4.2.5. Gas buang memasuki exhaust pipe

Dengan hasil perhitungan di atas maka kita dapat mengetahui besarnya laju aliran massa yang terjadi saat memasuki pipa gas buang. Laju aliran massa gas buang yang terjadi dicari dengan menggunakan persamaan :

$$\dot{M}_{EXH} = \dot{M}_{L1} \times \frac{P_0}{P_{L1}} \times \left(1 + \frac{\Delta M_{amb} \%}{100} \right) \times \left(1 + \frac{\Delta m_s \%}{100} \right) \times \frac{P_s \%}{100} \text{ Kg/h}$$

dimana :

$$\dot{M}_{L1} = 15550 \text{ kg/hr}$$

$$T_{L1} = 260^\circ\text{C}$$

$$m_o \% = 230,45 \%$$

$$P_o = 1521,988 \text{ kW}$$

$$P_{L1} = 2000 \text{ kW}$$

$$\Delta M_{amb} = -0,41 \times (T_{air} - 25) - 0,03 \times (P_{bar} - 1000) + 0,19 \times (T_{cw} - 25) - 0,011 \times (\Delta P_o - 300) \%$$

$$\Delta M_{amb} = (-0,011 \Delta P_o + 2,685) \%$$

$$\Delta m_s \% = 0,0055 \times (P_s \%)^2 - 1,15 \times (P_s) + 60$$

$$\Delta m_s \% = 45,84$$

Sehingga kita medapatkan laju aliran massa gas saat memasuki pipa gas buang yaitu :

$$M_{EXH} = 15550 \times \frac{1521,99}{2000} \times \left(1 + \frac{(-0,011 \Delta P_o + 2,7)}{100} \right) \times \left(1 + \frac{45,84}{100} \right) \times \frac{59,9}{100} \text{ Kg/h}$$

Sedangkan temperatur gas saat memasuki pipa gas buang mengikuti persamaan :

$$T_{EXH} = T_{L1} + \Delta T_0 + \Delta T_{amb} + \Delta T_s {}^\circ\text{C}$$

dimana :

$$\Delta T_{amb} = 1,6 \times (T_{air} - 25) + 0,01 \times (P_{bar} - 1000) + 0,1 \times (T_{cw} - 25) + 0,05 \times (\Delta P_o - 300) {}^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{amb} = (0,05 \Delta P_o - 0,8) {}^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_s = 0,005 \times (P_s \%)^2 - 0,72 \times P_s \% + 22$$

$$= -3,19 {}^\circ\text{C}$$

$$T_{L1} = 260 {}^\circ\text{C}$$

$$T_{EXH} = 255^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_0 = -11,02^{\circ}\text{C}$$

$$P_s \% = \left(\frac{P_s}{P_0} \right) \times 100\% = \left(\frac{2041,02}{2725} \right) \times 100\%$$

$$= 59,92\%$$

Sehingga kita dapat memperhitungkan back pressure yang terjadi pada pipa gas buang yang didapatkan didapatkan sebesar :

$$255 = 260 - 9,5 + (0,05 \Delta P_0 - 0,8) - 3,88$$

$$\Delta P_0 = 75,21262 \text{ mmH}_2\text{O}$$

sehingga apabila kita tinjau kembali persamaan laju aliran massa gas buang di atas, maka M saat meninggalkan turbocharger adalah :

$$M_{EXH} = 10.492,12 \text{ kg/hr}$$

Sedangkan back pressure yang terjadi karena belokan-belokan pada jalur pipa gas buang didekati dengan menggunakan persamaan-persamaan sebagai berikut :

$$\rho = 1,293 \times \frac{273}{273 + T} \times 1,015$$

$$v = \frac{\dot{M}}{\rho} \times \frac{4}{\pi \cdot D^2}$$

$$\Delta p = \xi \times \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{1}{9,81}$$

dimana :

$$\dot{M} = 10.492,12 \text{ kg/hr}$$

$$\rho = 0,154221 \text{ kg/m}^3$$

$$T = 255 ^\circ\text{C}$$

$$\Delta p = \text{back pressure dalam mmH}_2\text{O}$$

$$\xi = 1,3$$

$$v = 315,69 \text{ m/s}$$

sehingga :

$$\Delta p = 217,10 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Dengan demikian total back pressure pada kondisi trial yang terjadi dalam jalur pipa gas buang sebelum muffler adalah :

$$\Delta P_0 + \Delta p = 75,21 + 217,10 = 292,31 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Kemudian dengan pendekatan persamaan energi, kita mencari besarnya back pressure yang terjadi pada muffler. Dari gambar yang ada dan perhitungan sebelumnya didapatkan :

$$v_{egm} = 35,90 \text{ m/s}$$

$$\rho_{egm} = 0,69 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{egm} = 2,58 \text{ bar}$$

$$t_{egm} = 108 ^\circ\text{C}$$

$$H_{stat} = 1,875 \text{ m}$$

$$\xi = 2,88$$

Persamaan energi :

$$Q_{\text{masuk muffler}} = Q_{\text{keluar muffler}} + Q_{\text{losses}}$$

$$Q_{\text{losses}} = 29,56 \text{ kJ/s}$$

$$\text{sehingga } Q_{\text{keluar muffler}} = 1.313,64 \text{ kJ/s}$$

Dari Q di atas kita mendapatkan :

$$v_{\text{eg}} = 26,43 \text{ m/s}$$

$$\rho_{\text{eg}} = 0,94 \text{ kg/m}^3$$

$$p_{\text{eg}} = 2,57 \text{ bar}$$

Back pressure yang terjadi pada muffler adalah :

$$\text{Back pressure statis} = 14,53 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$\text{Back pressure dinamis} = 25,32 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Selanjutnya dengan metode yang sama seperti sebelumnya, kita menentukan back pressure yang terjadi pada pipa setelah muffler. Adapun hasil perhitungan pada pipa gas buang setelah muffler menunjukkan back pressure sebagai berikut :

$$\text{Back pressure statis} = 0,91 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$\text{Back pressure dinamis} = 15,64 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Dengan demikian kita telah mendapatkan back pressure yang terjadi pada sistem pipa gas buang. Yaitu dengan menjumlahkan keseluruhan back pressure yang telah didapatkan dari masing-masing bagian pada perhitungan di atas, sebagai berikut :

$$\Delta p_{eg} + \Delta p_{muffler} + \Delta p_{after-muffler} = 334,183 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Perlu diketahui bahwa perhitungan di atas adalah pada putaran 207 rpm, sedangkan pada putaran yang berbeda akan ditunjukkan pada tabel berikut ini.

		Perhitungan back pressure dalam mmH ₂ O					
Putaran engine (rpm)		130.2	164	188.1	196.3	207	214.1
Sebelum muffler	Statis	155.5267	126.3892	105.1198	107.6669	75.21261	45.06286
	Dinamis	2.290342	25.43080	112.3161	171.8766	217.1035	459.5205
	Sub total	157.8171	151.8200	217.4360	279.5436	292.3161	504.5834
Muffler	Statis	4.338329	5.290953	9.471968	12.35703	14.53193	25.51479
	Dinamis	0.105147	1.250563	5.591329	8.547076	10.79022	22.06285
	Sub total	4.443476	6.541517	15.06329	20.90411	25.32215	47.57765
Setelah muffler	Statis	0.879897	0.883400	0.875977	0.877382	0.906801	0.910408
	Dinamis	0.049646	0.057681	0.112527	12.36460	15.63807	18.09557
	Sub total	0.929544	0.941081	0.988504	13.24199	16.54487	19.00598
Total dalam sistem		163.1901	159.3026	233.4878	313.6897	334.1832	571.1670

Tabel 4.3. Perhitungan back pressure pada berbagai putaran shop trial

4.3. Kondisi Berlayar

Dari hasil perhitungan di atas kita dapat memperhatikan bahwa back pressure yang terjadi yaitu sebesar 334,183 mmH₂O. Harga ini adalah melebihi batas maksimum yang diberikan *engine builder* untuk perencanaan awal desain sistem pipa gas buang, yaitu sebesar 300 mmH₂O. Akan tetapi dari *engine builder* telah memberikan *allowance* sebesar 50 mmH₂O, sehingga untuk kondisi shop trial besarnya back pressure yang terjadi masih dalam batas-batas yang dijinkan.

Selanjutnya kita akan memperhitungkan back pressure yang terjadi setelah kapal dioperasikan selama periode 5 tahun. Data-data pada saat berlayar, diberikan pada lampiran.

4.3.1. Perhitungan Sebelum Muffler

Metode perhitungan yang digunakan sama seperti pada perhitungan pada kondisi shop-trial. Dengan demikian kita akan mendapatkan angka-angka pendekatan untuk mengetahui kondisi engine saat pelayaran. Seperti disinggung di atas bahwa data pendukung diambil dari pengukuran saat berlayar (Surabaya - Ujung Pandang - Bali) pada tanggal 15 Januari 1996. Hasil pengukuran secara rinci dapat dilihat pada lampiran.

Dengan metode pendekatan seperti pada bab sebelumnya hasil perhitungan pada putaran 191 rpm didapatkan sebagai berikut :

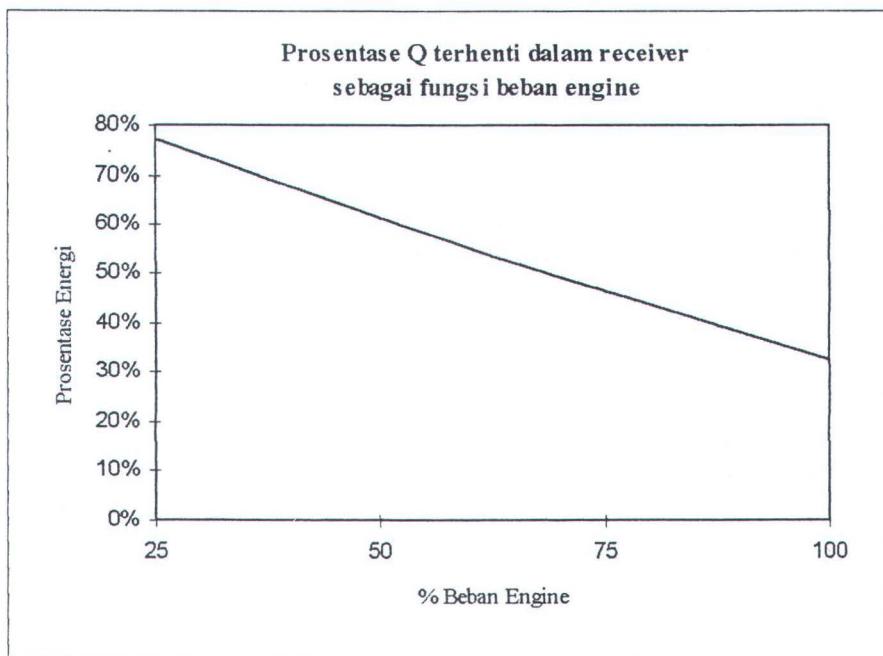
Gas buang meninggalkan silinder :

$$t_z = 3740\text{C}$$

$$p_{ep} = 4,49 \text{ bar}$$

$$Q_{gas} = 410.013,4 \text{ kJ/s}$$

Perilaku gas buang saat memasuki receiver menikuti pola yang sama dengan kondisi pada saat shop trial, karena receiver yang dipakai tidak mengalami perubahan. Sehingga prosentase gas buang yang terhenti dalam receiver didapat dari grafik di bawah ini.



Grafik 4.2. Prosentase Q terhenti dalam exhaust gas receiver

Sehingga dengan mengetahui besarnya energi gas buang dalam receiver dari grafik di atas maka untuk selanjutnya kita dapat menentukan pula kondisi gas buang saat memasuki turbocharger, pipa gas buang, muffler dan akhirnya pada pipa dalam funnel.

Berikut akan disajikan hasil perhitungan dalam bentuk tabel untuk beberapa putaran engine setelah dilakukan pengukuran :

Perhitungan back pressure kondisi service sebelum muffler dan funnel									
Putaran	rpm	85	90	105	121	150	164	188	191
Daya	Hp	238.4	301.5	482.3	685.6	1020.0	1224.3	1543.8	1601.8
Gas buang masuk manifol									
Suhu masuk	°C	166	247	259	266	290	321	371	374
Tekanan masuk	bar	0.551	0.742	0.895	1.030	1.681	2.153	4.077	4.491
ρ masuk	kg/m ³	0.1876	0.1872	0.1793	0.1575	0.1254	0.1087	0.0917	0.0904
Kecepatan gas	m/s	75.08	79.50	92.75	106.88	132.50	144.86	166.06	168.71
Mass flow gas buang	kg/s	0.221	0.505	0.883	0.893	0.882	0.836	0.808	0.809
Pscav	kg/cm ²	0.2	0.2	0.3	0.5	0.8	1.3	2.1	2.2
Δ pressure	mmHg	2	4	13	22	38	46	46	64
Entalpi	J/kg	276061	68395	56308	72303	142822	208743	461571	514653
Q masuk manifol	J/s	61185	34689	50082	65090	126710	175382	374000	417764
Gas buang dalam receiver									
Energi masuk	kJ/s	61.185	34.689	50.082	65.090	126.710	175.382	374.000	417.764
Q storage	J/s	40994.1	22548.2	30550.1	36450.6	60187.5	75414.4	147730	150395
Mass flow (Weg)	kg/s	0.221	0.505	0.883	0.893	0.882	0.836	0.808	0.809
Gas buang dalam turbocharger									
Suhu masuk	°C	282	300	333	370	407	360	435	440
Tekanan masuk	bar	0.199	0.192	0.262	0.471	0.835	1.336	2.121	2.243
ρ masuk	kg/m ³	0.197	0.18	0.171	0.141	0.118	0.114	0.096	0.094
Kecepatan gas	m/s	3.5683	5.0024	8.2991	18.608	44.9989	59.459	99.4912	107.412
Q masuk turbo	J/s	20191	12141	19532	28640	66523	99968	226270	267369
Suhu keluar	°C	200	210	225	235	245	260	270	270
Tekanan keluar	bar	0.199	0.192	0.262	0.470	0.834	1.335	2.117	2.239
ρ keluar	kg/m ³	0.212	0.238	0.350	0.301	0.255	0.277	0.249	0.246
Q keluar turbo	kJ/s	1.14	1.61	3.77	13.37	53.57	111.04	288.63	328.88
Gas buang dalam pipa sebelum muffler									
Suhu masuk	°C	200	210	225	235	245	260	270	270
Tekanan masuk	bar	0.199	0.192	0.262	0.470	0.834	1.335	2.117	2.239
ρ masuk	kg/m ³	0.108	0.121	0.178	0.153	0.130	0.141	0.127	0.125
Mass flow (ML ₁)	kg/hr	15550	15550	15550	15550	15550	15550	15550	15550
Temp EG (TL ₁)	°C	260	260	260	260	260	260	260	260
Temp EG (T _{ext})	°C	200	210	225	235	245	260	270	270
EG spesifik (m ₀ %)	%	185.080	189.442	198.763	206.136	215.280	219.341	224.845	225.633
Power (Po)	Hp	238.4	301.5	482.3	685.6	1020.0	1224.3	1543.8	1601.8
Power (L ₁)	Hp	2725	2725	2725	2725	2725	2725	2725	2725
Ambient temp	°C	26	26	27	27	27	27	27	28
Barometric pressure	mbar	1006	1006	1006	1006	1006	1006	1006	1006
Tscav	°C	28	28	28	29	29	49	51	51
ΔMambient	%	0.426	0.361	0.263	0.436	0.392	4.506	4.884	4.864
ΔPo static	mmH ₂ O	259.435	265.335	255.663	257.143	242.571	213.985	214.156	197.347
Ps%	%	8.749	11.064	17.699	25.160	37.431	44.928	56.653	58.782
no%		34	36	42	48	60	66	75	76
Po%		8.749	11.064	17.699	25.160	37.431	44.928	56.653	58.782
Mass flow (M _{ext})	kg/hr	179.72	282.65	690.44	1330.17	2726.61	3917.82	5889.09	6276.92
Δρ EG masuk	kg/m ³	0.108	0.121	0.178	0.153	0.130	0.141	0.127	0.125
kecepatan EG	m/s	3.568	5.002	8.299	18.609	44.999	59.459	99.491	107.412
Δp dynamic	mmH ₂ O	0.091	0.201	0.813	3.514	17.418	33.070	83.176	95.711
Back pressure total	mmH ₂ O	259.527	265.535	256.476	260.657	259.989	247.054	297.332	293.058
ΔPo static	mmH ₂ O	259.435	265.335	255.663	257.143	242.571	213.985	214.156	197.347
Δp dynamic	mmH ₂ O	0.091	0.201	0.813	3.514	17.418	33.070	83.176	95.711

Tabel 4.4. Perhitungan back pressure sebelum muffler pada kondisi berlayar untuk beberapa putaran engine.

4.3.2. Perhitungan dalam Muffler & Funnel

Seperti halnya pada kondisi shop trial, maka gas buang pada kondisi *service* (berlayar) saat memasuki muffler dan funnel dapat dicari. Hasil perhitungan akan ditampilkan dalam bentuk tabel untuk beberapa putaran engine.

Tabel perhitungan back pressure (setelah turbocharger) dalam kondisi service pada Mitsui B&W 5S26MC

Putaran	rpm	85	90	105	121	150	164	188	191
Daya	Hp	238.4	301.5	482.3	685.6	1020	1224.3	1543.8	1601.8
Back pressure	mmH ₂ O	259.527	265.535	256.476	260.657	259.989	247.054	297.332	293.058

Gas buang meninggalkan turbocharger

Spesific volume	m ³ /kg	9.267484	8.260545	5.610289	6.529596	7.702967	7.083609	7.885256	7.987033
Tekanan gas	bar	0.198799	0.191659	0.262204	0.469944	0.834117	1.334527	2.117394	2.238969
Entalpi	J/kg	22869.28	20453.01	19648.87	36168.20	70626.23	101849.1	175936.3	188035.5
Mass flow	kg/s	0.049921	0.078514	0.191788	0.369491	0.757392	1.088283	1.635858	1.743588
Kecepatan gas	m/s	3.568384	5.002428	8.299102	18.60862	44.99888	59.45925	99.49117	107.4118
ρ gas buang	kg/m ³	0.211909	0.237740	0.350046	0.300763	0.254949	0.277240	0.249055	0.245881
Q keluar turbo	J/s	1141.699	1605.956	3769.105	13370.38	53569.93	111036.8	288632.6	328882.1

Q-EG dalam pipa buang sebelum muffler

Panjang pipa	m	5.123	5.123	5.123	5.123	5.123	5.123	5.123	5.123
Q input	J/s	1141.699	1605.956	3769.105	13370.38	53569.93	111036.8	288632.6	328882.1
T input	°C	200	210	225	235	245	260	270	270
T masuk silencer	°C	98	107	114	118	122	128	130	133
h gas	J/gr	22869.28	20453.01	19648.87	36168.20	70626.23	101849.1	175936.3	188035.5
h udara	J/gr	299.6167	299.6167	300.1191	300.1191	300.6215	300.6215	300.6215	301.1239
T ambient	°C	26	26	26.5	26.5	27	27	27	27.5
Q konduksi gas	J/s	3.53086E	3.94799E	4.10956E	2.23258E	1.14332E	7.92823E	4.58963E	4.29431E
Q konveksi pipa	J/s	0.000164	0.000164	0.000164	0.000164	0.000164	0.000164	0.000164	0.000164
Q konveksi isolasi	J/s	83.66348	83.66348	83.66348	83.66348	83.66348	83.66348	83.66348	83.66348
Q konduksi udara	J/s	0.001070	0.001070	0.001068	0.001068	0.001067	0.001067	0.001067	0.001065
Emisivitas Boltzman		1.3248E-							
Q radiasi	J/s	1.06098E	1.06098E	1.06809E	1.06809E	1.07524E	1.07524E	1.07524E	1.08242E
Q terbuang	J/s	43718.68	44147.29	47576.21	50147.89	52719.56	56577.09	60006.00	58720.16
Kecepatan masuk	m/s	3.568384	5.002428	8.299102	18.60862	44.99888	59.45925	99.49117	107.4118
P masuk pipa	kg/m ²	2027.190	1954.380	2673.739	4792.099	8505.625	13608.39	21591.41	22831.12
ρ masuk pipa	kg/m ³	0.411909	0.377402	0.350046	0.300763	0.284949	0.277240	0.249055	0.245881
Internal energi	J/kg.mol	4082.332	4308.769	4648.425	4877.722	5107.668	5452.587	5682.533	5682.533
Q masuk pipa	J/s	1141.699	1605.956	3769.105	13370.38	53569.93	111036.8	288632.6	328882.1
mass flow to muffler	kg/s	0.049921	0.078514	0.191788	0.369491	0.757392	1.088283	1.635858	1.743588
V masuk muffler	m/s	0.280358	0.445548	1.140131	2.224189	4.654394	7.041599	9.888814	10.61488
ρ masuk muffler	kg/m ³	1.373396	1.359180	1.297450	1.281315	1.255106	1.192047	1.275923	1.266927
P masuk muffler	kg/m ²	12646.93	11645.70	19742.80	42486.02	82640.63	138245.9	222721.7	236271.4
Q masuk muffler	J/s	663.4978	1011.026	3809.902	14054.03	53738.71	132148.7	294855.1	335082.8

Q dalam muffler

V masuk muffler	m/s	0.280358	0.445548	1.140131	2.224189	4.654394	7.041599	9.888814	10.61488
P masuk muffler	bar	0.114766	0.105680	0.179158	0.385545	0.749934	1.254533	2.021120	2.144079
Temp masuk	°C	98	107	114	118	122	128	130	133
Q masuk muff	J/s	663.4978	1011.026	3809.902	14054.03	53738.71	132148.7	294855.1	335082.8
Koefisien friksi		2.88	2.88	2.88	2.88	2.88	2.88	2.88	2.88
ΔP dinamic	mmH ₂ O	0.001584	0.003960	0.024756	0.093045	0.399117	0.867620	1.831498	2.095441
ΔP static	mmH ₂ O	4.128960	4.033520	3.980893	4.006947	4.265488	4.663932	5.584060	5.813131
ρ keluar muffler	kg/m ³	0.951452	0.928918	0.912118	0.902793	0.893677	0.880344	0.876056	0.869604

Q setelah muffler									
Panjang pipa	m	12.575	12.575	12.575	12.575	12.575	12.575	12.575	12.575
Kecepatan masuk	m/s	0.404690	0.651920	1.621790	3.156745	6.536767	9.534811	14.40246	15.46482
Pmasuk	bar	0.114766	0.105680	0.179156	0.385536	0.749896	1.254450	2.020945	2.143879
Tmasuk	°C	98	107	114	118	122	128	130	133
Q input	J/s	409.4270	733.0979	3328.990	13526.90	53209.86	131475.4	294242.1	334484.5
T keluar	°C	49	52	56	58	62	65	69	70
T ambient	°C	26	26	26.5	26.5	27	27	27	27.5
Q akhir	J/s	407.7282	731.1899	3326.980	13524.83	53207.78	131473.2	294239.9	334482.3
Mass flow	kg/s	0.049921	0.078514	0.191788	0.369491	0.757392	1.088283	1.635858	1.743588
ρ akhir	kg/m³	0.950560	0.927995	0.911593	0.902553	0.893556	0.880274	0.876013	0.869564
ΔP static	mmH ₂ O	0.867514	0.854807	0.850028	0.846714	0.848398	0.843269	0.849114	0.845327
ΔP dynamic	mmH ₂ O	18.50903	18.94314	13.40863	11.91518	0.715562	4.772354	34.27521	49.22522
Δp total	mmH ₂ O	19.37654	19.79795	14.25866	12.76189	1.563961	5.615624	35.12433	50.07055
ΔP muffler	mmH ₂ O	4.130544	4.037481	4.005650	4.099992	4.664605	5.531552	7.415558	7.908573
ΔP setelah muffler	mmH ₂ O	19.37654	19.79795	14.25866	12.76189	1.563961	5.615624	35.12433	48.07055
ΔP total	mmH ₂ O	23.50709	23.83543	18.26431	16.86188	6.228567	11.14717	42.53988	55.97913
ΔP sistem	mmH ₂ O	283.0336	289.3707	274.7406	277.5186	266.2175	258.2015	339.8717	349.0370

Tabel 4.4. Perhitungan back pressure pada muffler da funnel pada kondisi berlayar untuk beberapa putaran engine.

Dari tabel hasil perhitungan di atas kita telah mendapatkan besarnya back pressure pada aswetiap putaran engine. Selanjutnya hasil perhitungan ini akan dianalisa pada bab Analisa Permasalahan.

4.4. Ekspansi Termal

Disamping perhitungan back pressure, penulis akan menginggung sedikit mengenai ekspansi termal yang terjadi pada pipa gas buang. Perhitungan ini hanya untuk mengetahui sejauh mana ekspansi termal yang terjadi pada pipa gas buang saat beroperasi pada putaran maksimum (MCR).

Untuk menghitung *thermal expansion* pipa gas buang yang dipakai di kapal, diperlukan beberapa data sebagai berikut :

Bahan pipa	: STPY 41 JIS 3457
Panjang pipa	: - engine hingga muffler = 5,123 m - muffler hingga funnel = 12,794 m
Outside diameter	: 457,2 mm
Tebal pipa	: 6 mm
Konduktivitas panas	: 29 W/m ⁰ K
Jenis isolasi	: Calcium Silicate
Tebal isolasi	: 90 mm
Konduktivitas panas	: 0,0017 W/m. ⁰ K

Sedangkan dalam perhitungan *thermal expansion* melibatkan persamaan pertambahan panjang pada bahan, yaitu (Lawrence H. Van Lack, 1991) :

$$\Delta L/L = \alpha_L \times \Delta T$$

dimana :

ΔL = pertambahan panjang (m)

L = panjang material yang diamati (m)
= 5,123 m

α_L = koefisien muai linier ($^0\text{C}^{-1}$)
= $11,7 \times 10^{-6} / ^0\text{C}$ untuk carbon steel

ΔT = perubahan temperatur (^0C)

Sehingga kita mendapatkan ekspansi termal dari pipa gas buang pada 2 kondisi yang diamati yaitu :

- Shop trial $\Delta L/L = 11,7 \times 10^{-6} \times (255 - 108)$

$$\Delta L = 8,81105 \times 10^{-3} \text{ m}$$

= 8,81 mm pada pipa 5,123 m

$$\Delta L/L = 11,7 \times 10^{-6} \times (108 - 72)$$

$$\Delta L = 5,3888 \times 10^{-3} \text{ m}$$

= 5,39 mm pada pipa 12,794 m

- Aktual $\Delta L/L = 11,7 \times 10^{-6} \times (270 - 133)$

$$\Delta L = 8,21166 \times 10^{-3} \text{ m}$$

= 8,21 mm pada pipa 5,123 m

$$\Delta L/L = 11,7 \times 10^{-6} \times (133 - 70)$$

$$\Delta L = 9,4304 \times 10^{-3} \text{ m}$$

= 9,43 mm pada pipa 12,794 m

BAB V

ANALISA PERMASALAHAN

BAB V

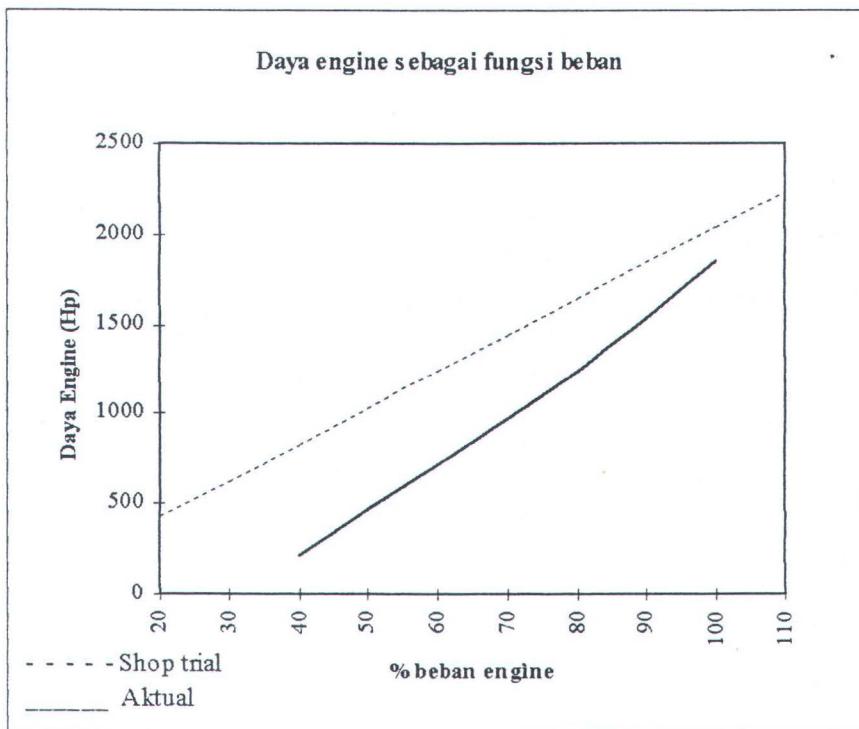
ANALISA PERMASALAHAN

Kita telah mendapatkan angka-angka yang menunjukkan kondisi gas buang yang terjadi dalam sistem pipa gas buang pada engine di kapal. Pada bab ini akan dilakukan analisa dari hasil angka-angka yang telah didapatkan di atas. Metode yang dipakai dalam analisa permasalahan ini adalah dengan menggunakan grafik, dimana dari angka-angka yang telah didapatkan diterjemahkan dalam kurva-kurva untuk selanjutnya dilihat pergeseran-pergeseran yang terjadi pada kondisi shop trial dan aktual. Grafik-grafik yang akan disajikan adalah :

- Kurva daya
- Kurva back pressure
- Kurva energi gas buang

5.1. Kurva Daya

Kurva daya didapat dengan melihat daya pada kedua kondisi (shop trial dan aktual), lalu dengan menggunakan persamaan polinomial ditentukan persamaan daya sebagai fungsi beban.



Grafik 5.1. Kurva daya kondisi shop trial dan aktual

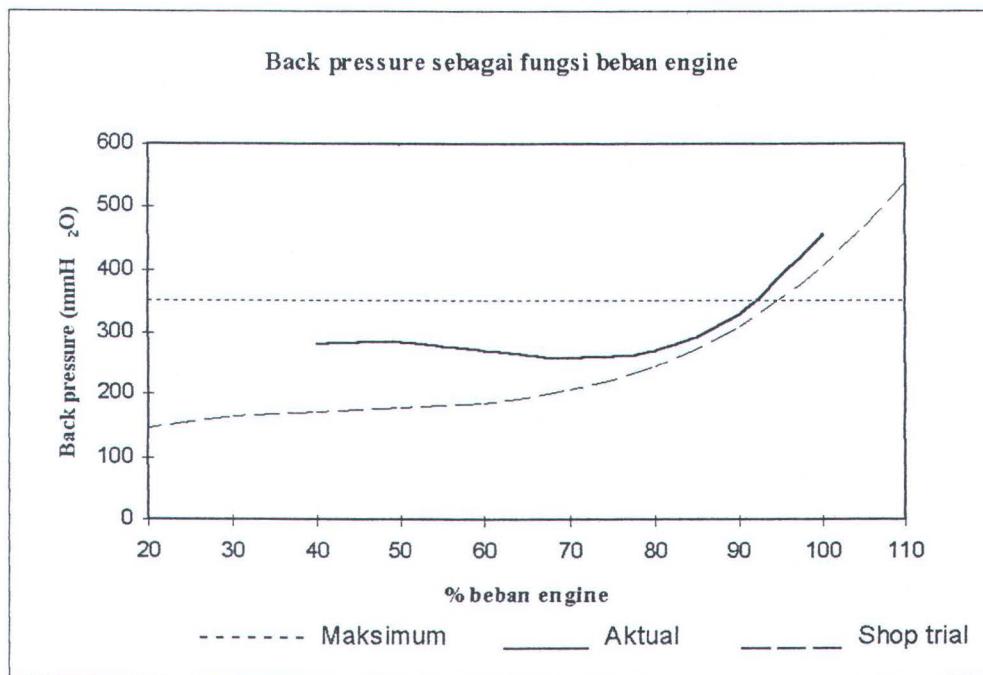
Dari grafik di atas kita dapat mengetahui berkurangnya daya yang dihasilkan oleh engine. Apabila kondisi shop trial dipakai sebagai titik acuan kondisi baru dan dianggap terbaik (*best performance*), maka kita dapat mengetahui terdapat penurunan daya rata-rata 65% setelah periode pemakaian 5 tahun.

Dalam hal ini terjadinya penurunan daya yang terjadi pada engine tentu saja dipengaruhi oleh banyak faktor. Berkaitan dengan permasalahan yang dibahas pada karya tulis ini, maka dipastikan back pressure yang terjadi minimal telah memberikan kontribusi terhadap penurunan daya ini. Karena meskipun perhitungan pada kondisi MCR shop trial dan rpm maksimal pada pelayaran telah

membuktikan terjadinya back pressure yang memenuhi persyaratan, akan tetapi gejala yang terjadi menunjukkan penurunan daya yang cukup besar. Besarnya kontribusi yang diberikan ini akan lebih diperjelas dengan grafik berikutnya.

5.2. Kurva Back Pressure

Kurva back pressure didapat dengan melihat besarnya back pressure yang terjadi pada kedua kondisi (shop trial dan aktual), lalu dengan menggunakan persamaan polinomial ditentukan hubungan back pressure sebagai fungsi dari putaran.



Grafik 5.2. Kurva back pressure pada kondisi shop trial dan aktual

Dari kurva diatas nampak bahwa terdapat peningkatan harga back pressure yang terjadi pada kondisi pelayaran. Perbedaan rata-rata yang terjadi adalah 35% lebih tinggi. Kenaikan inilah yang akan berperan dalam penurunan daya yang dihasilkan engine.

Dari perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya, kita dapat mengamati hal-hal penting yang terjadi pada unjuk kerja engine yang berkaitan dengan terjadinya back pressure. Hal-hal tersebut dapat dijabarkan sebagai berikut :

- Back pressure yang terjadi pada engine saat shop trial (MCR) menunjukkan angka yang dekat dengan batas yang dikehendaki oleh *engine builder*.
- Back pressure yang terjadi pada engine setelah periode 5 tahun beroperasi menunjukkan angka yang masih dalam batas yang dikehendaki oleh *engine builder* pada putaran dibawah 191 rpm. Akan tetapi dari kurva yang didapat menunjukkan apabila engine ditarik ke 100% beban maka back pressure yang terjadi akan melebihi batas maksimum dari *engine builder*.
- Desain pipa gas buang yang ada tidak menunjukkan adanya permasalahan terhadap terjadinya back pressure, akan tetapi back pressure pada kondisi pelayaran menunjukkan terjadinya angka yang cukup mendekati batas yang diijinkan. Hal ini terjadi kemungkinan besar karena adanya perubahan unjuk

kerja turbocharger saat beroperasi dalam periode 5 tahun. Hal ini tampak pada kurva energi gas buang (sub-bab 5.3) yang menunjukkan energi keluar dari silinder banyak terpakai oleh oleh turbocharger.

- Adanya kenaikan rata-rata 35% pada back pressure ini kemungkinan besar dipengaruhi oleh kondisi lingkungan (*ambient condition*). Unsur dominan yang mempengaruhi besarnya back pressure engine ini adalah *ambient temperatur*, *ambient pressure* dan *scavenging temperature*.

Kenaikan temperatur lingkungan 1°C , maka back pressure akan bertambah $\pm 30 \text{ mmH}_2\text{O}$. Dimana dari perhitungan yang ada, pada kondisi pelayaran menunjukkan perbedaan rata-rata $3,5^{\circ}\text{C}$ lebih tinggi dari pada yang temperatur yang terjadi pada saat shop trial. Perbedaan ini lebih besar lagi pada kondisi % beban yang tinggi (diatas 85% beban), karena temperatur sekitar engine akan turut memanas. Oleh sebab itu gradien pada kurva naik dengan tajam.

Kenaikan *ambient pressure* 10 mbar, back pressure berkurang $2,5 \text{ mmH}_2\text{O}$. Sedangkan kenaikan *scavenging temperature* 1°C , akan mengakibatkan back pressure menurun 1,6 hingga 2 mmH_2O . Perbedaan temperatur ini akan nampak pada grafik terlampir.

Dengan demikian pengguna kapal maupun pemilik masih memiliki peluang untuk meningkatkan daya engine. Apabila kita ingin

mendapatkan daya yang lebih besar dari engine yang terpasang (5S26MC), beberapa hal di bawah ini dapat dipertimbangkan :

- Merubah kecenderungan kurva back pressure yang ada, artinya lingkungan yang dikondisikan (terutama pada pengkondisian temperatur kamar mesin) agar back pressure yang terjadi menurun saat terdapat pertambahan rpm.
- Pemeriksaan pada turbocharger, karena dari perhitungan menunjukkan unjuk kerja turbocharger menyerap cukup banyak energi gas buang.
- Pemeriksaan berkala dan perawatan teliti pada keseluruhan komponen engine, untuk menghindari penurunan unjuk kerja yang terlalu jauh dari kondisi pada saat shop trial.

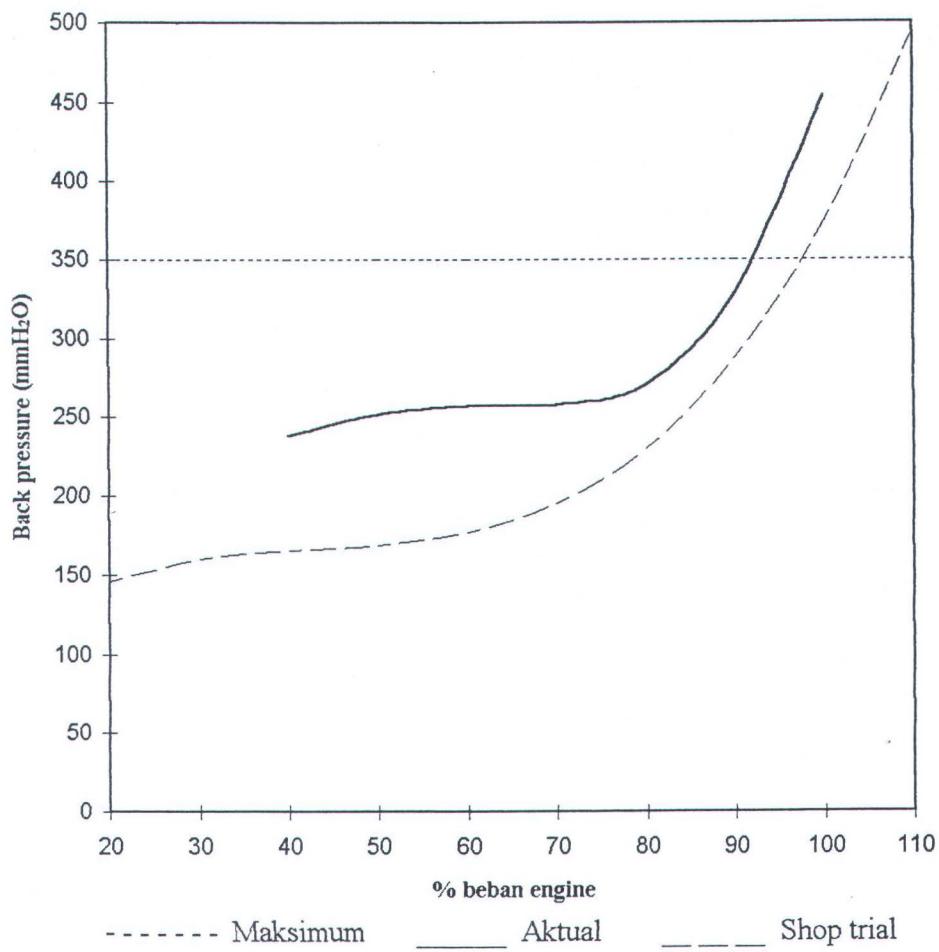
5.3. Kurva Energi Gas Buang

Kurva energi gas buang didapat dengan melihat besarnya energi yang terdapat dalam gas buang dalam pipa pada kedua kondisi (shop trial dan aktual), lalu dengan menggunakan persamaan polinomial ditentukan hubungan energi yang dihasilkan sebagai fungsi dari putaran.

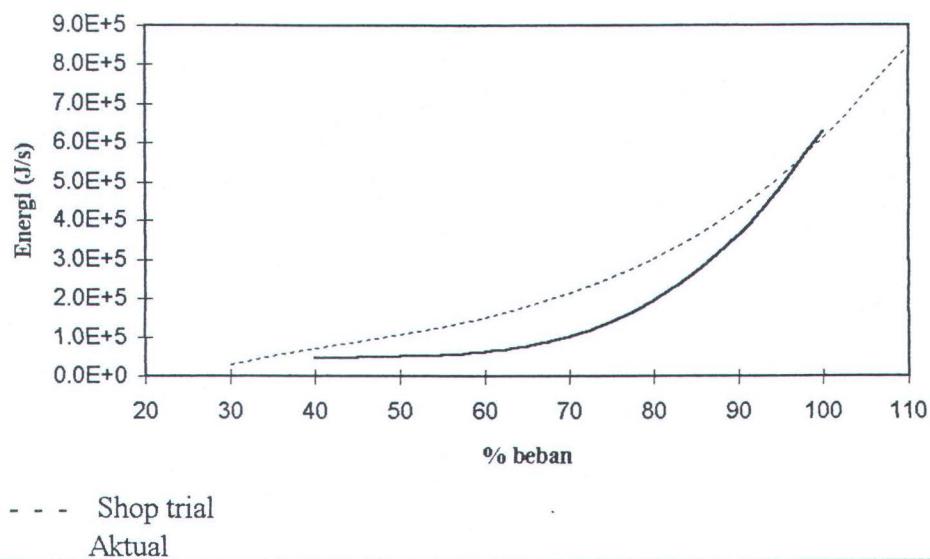


Grafik 5.3. Kurva energi gas buang pada kondisi shop trial dan aktual

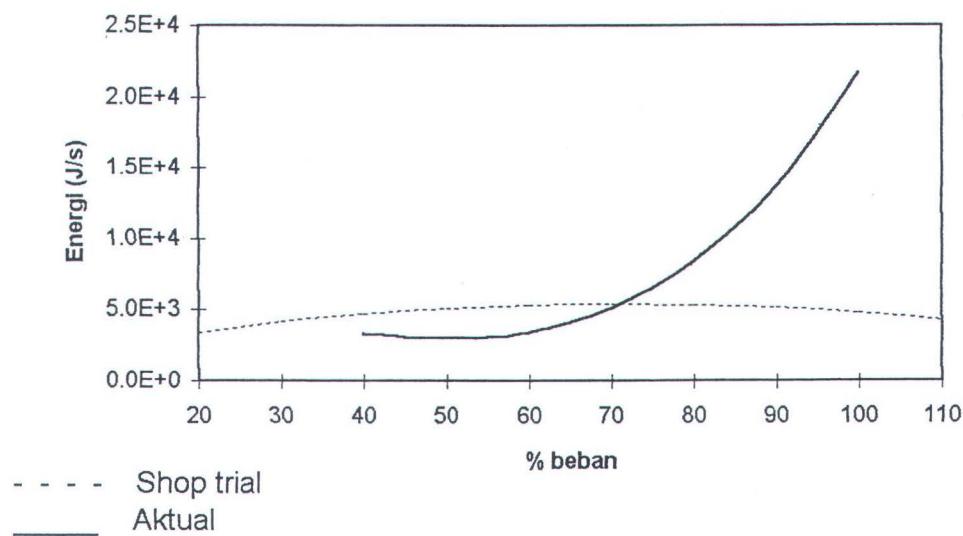
Untuk selanjutnya beberapa kurva energi akan disajikan pada halaman berikut ini. Pada bagian tersebut dapat dilihat sketsa perjalanan gas buang dari dalam silinder hingga gas buang meninggalkan pipa (funnel) dan kurva energi yang terjadi di beberapa titik pengamatan berikut pada engine Mitsui 5S26MC yang diamati.

Back pressure sebagai fungsi beban engine

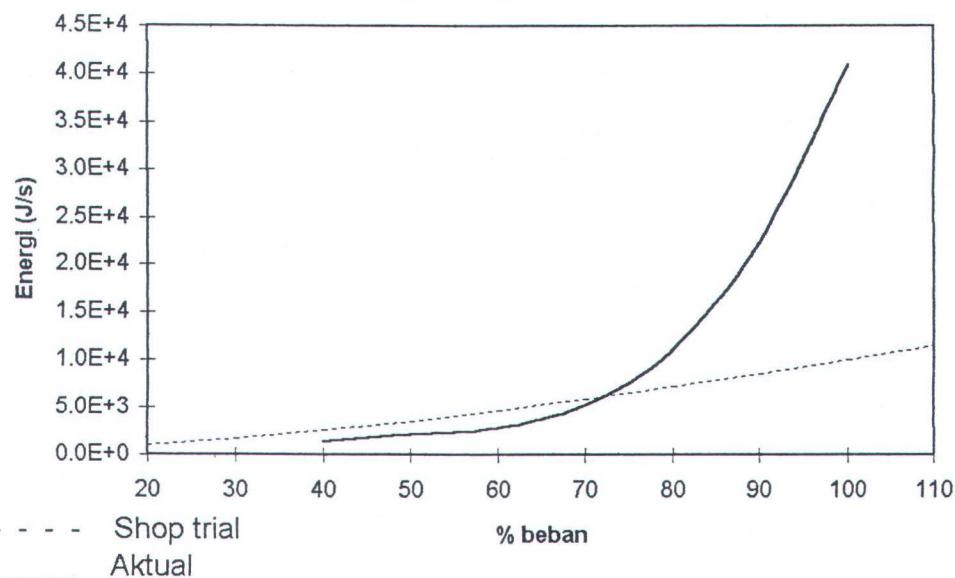
Energi gas buang pada manifol sebagai fungsi beban



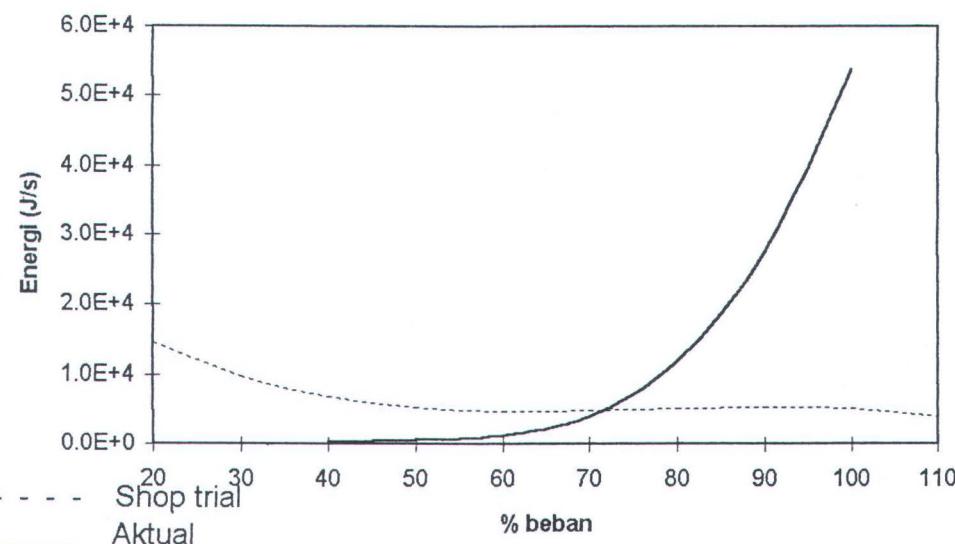
Energi gas buang dalam receiver sebagai fungsi beban



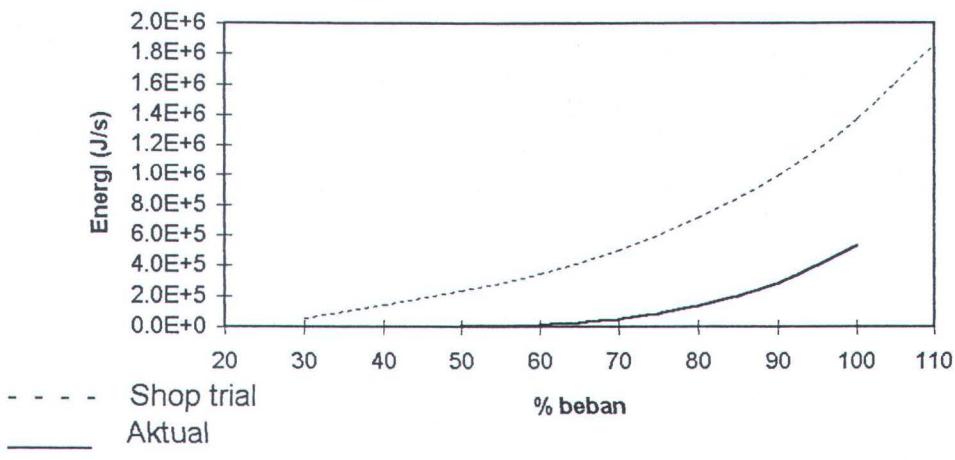
**Energi gas buang memasuki turbocharger
sebagai fungsi beban**



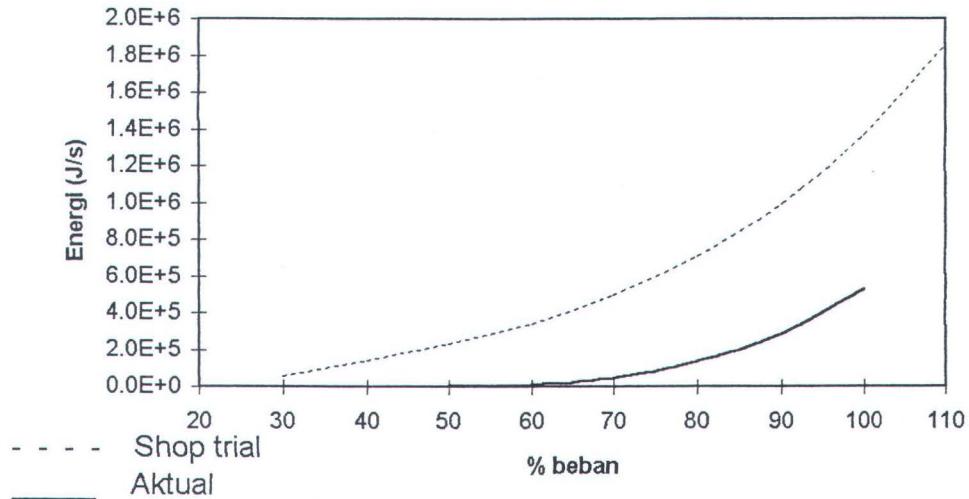
**Energi gas buang memasuki pipa gas buang
sebelum muffler sebagai fungsi beban**

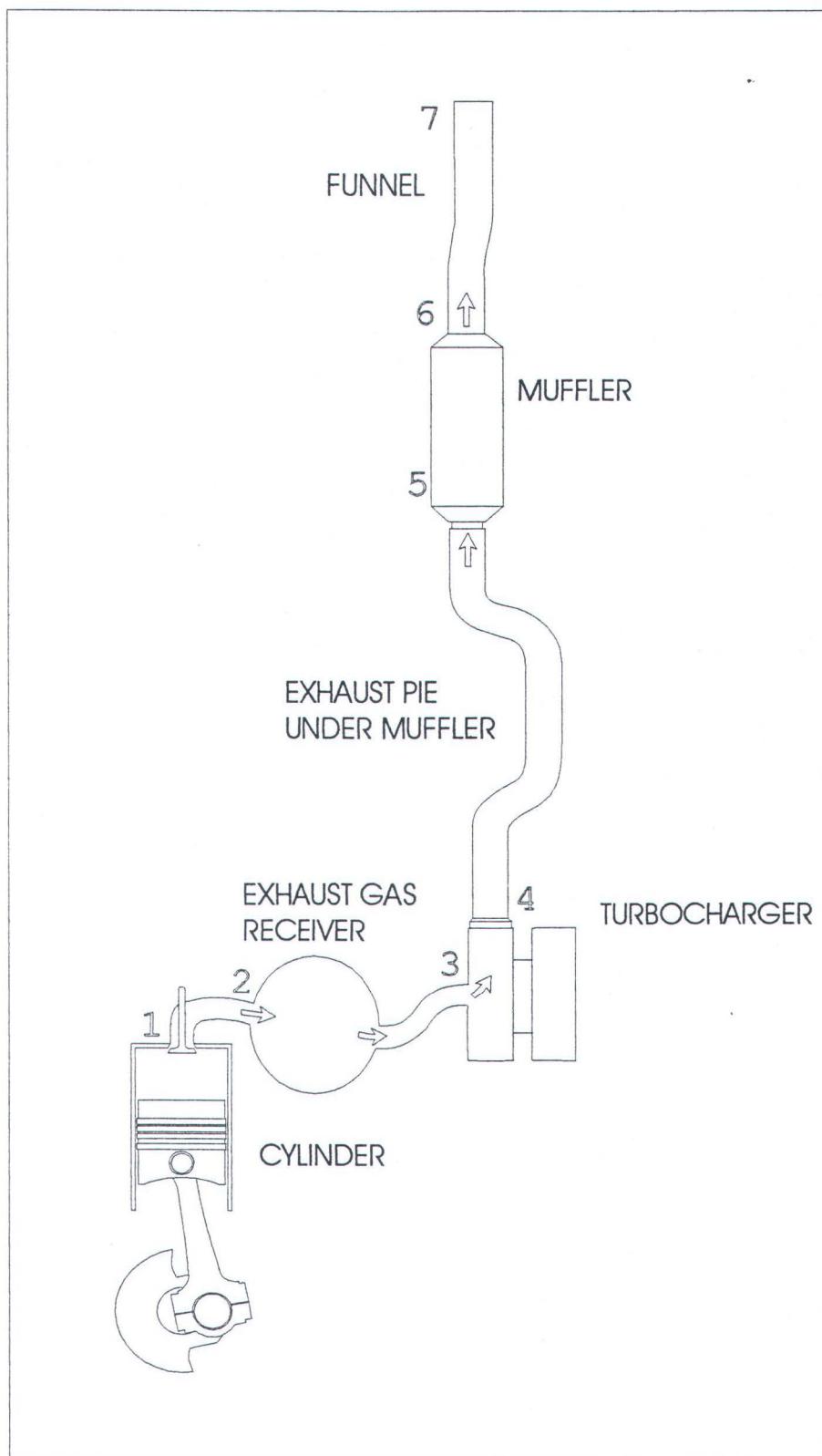


Energi gas buang dalam muffler sebagai fungsi beban



Energi gas buang pada pipa (funnel) sebagai fungsi beban





BAB VI

KESIMPULAN

BAB VI

KESIMPULAN

Dari studi yang telah dilakukan ini, maka penulis dapat mengambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Pada instalasi pipa gas buang yang diamati terjadi back pressure sebesar 349,04 mmH₂O pada putaran 191 rpm. Harga ini dibawah batas maksimum untuk kondisi terpasang yang diijinkan oleh *engine builder* sebesar 350 mmH₂O. Akan tetapi apabila putaran dinaikkan (hingga 207) back pressure naik 360,23 mmH₂O. Hal ini dapat menjadi salah satu penyebab drastisnya penurunan unjuk kerja engine saat engine dioperasikan pada putaran diatas 191 rpm dinaikkan. Selanjutnya dari hasil analisa ditemukan beberapa faktor dominan yang mempengaruhi besarnya back pressure yang terjadi pada mesin Mitsui B&W S26MC ini. Faktor dominan ini sering disebut dengan *ambient condition*. Dari perhitungan yang telah dilakukan menunjukkan hubungan :

- Kenaikan ambient temperature 1°C, back pressure bertambah ± 30 mmH₂O.
- Kenaikan ambient pressure 10 mbar, back pressure berkurang 2,5 mmH₂O.

- Kenaikan scavenging temperature 1°C , back pressure berkurang 1,6 hingga 2 mmH₂O.
2. Pada sistem pipa gas buang yang terpasang tidak menunjukkan permasalahan terhadap terjadinya back pressure. Besarnya back pressure yang terjadi (91% beban engine pada kondisi service) kemungkinan besar disebabkan perubahan unjuk kerja turbocharger yang terpasang. Terbukti dengan besarnya energi gas buang yang dipakai oleh turbocharger sebesar $\pm 1 \text{ kJ/s}$ atau 50% lebih tinggi dibandingkan pada kondisi shop trial.

SARAN

Sehingga berkaitan dengan kesimpulan di atas, apabila kita menginginkan daya yang lebih besar dari engine (Mitsui B&W 5S26MC pada kapal Caraka Jaya Niaga III-24) ini, penulis menyarankan kepada pemilik maupun pemakai kapal agar :

1. Lebih memperhatikan pemeriksaan berkala dan ketepatan waktu pemeriksaan terhadap komponen-komponen engine, agar unjuk kerja engine tidak mengalami penurunan yang terlalu jauh pada periode pemakaian yang relatif singkat.
2. Back pressure merupakan sebagian kecil dari sekian banyak faktor yang mempengaruhi penurunan daya, akan tetapi hal ini merupakan fenomena yang tidak dapat dihindari. Sehingga

pemilik maupun pemakai sebaiknya mengetahui lebih banyak tentang fenomena ini.

Demikianlah beberapa hal yang dapat disimpulkan dan saran yang dapat disampaikan penulis. Penulis berharap semoga studi yang telah dilakukan dapat memberikan manfaat bagi pembaca.

BAB VII

PENUTUP

BAB VII

P E N U T U P

Demikianlah tugas akhir ini, semoga studi yang telah dilakukan penulis dapat bermanfaat dan mampu memberikan tambahan wawasan bagi pembaca khususnya, dan bagi tanah air tercinta pada umumnya. Besar harapan penulis agar di masa mendatang terdapat penelitian dan pengembangan lebih luas terhadap masalah yang disajikan ini, sehingga mampu memberi sumbangan yang lebih berarti bagi ilmu pengetahuan.

Atas kritik dan saran membangun yang telah diberikan, penulis mengucapkan terima kasih. Semoga Allah SWT selalu melimpahkan rahmat-NYA pada kita semua. Amin

DAFTAR PUSTAKA

Dulu Jauh

DAFTAR PUSTAKA

1. Arismunandar, Wiranto; **Motor Bakar Torak**; ITB Bandung 1988.
2. Armstrong, L.V. - Hartman, J.B.; **The Diesel Engine**; The Macmillan Company, New York 1959.
3. B&W, Mitsui; **Instruction Book for Main Engine vol. 1**; Mitsui Engineering & Shipbuilding Co. Ltd. 1991.
4. Kreith, Frank; **Prinsip-Prinsip Perpindahan Panas**; edisi ketiga; Erlangga-Jakarta 1991.
5. Maleev, V.L.; **Internal-Combustion Engine**; Mc Graw-Hill Book Company Inc. 1964.
6. MAN B & W; **S26MC Project Guide Two Stroke Engine**, 1992.
7. Pertamina; **Bahan Bakar Minyak Untuk Kendaraan Bermotor Diesel, Industri dan Perkapalan**; Brosur Pertamina 1991.
8. Petrovsky, N., Prof. D.Sc. (Mech. E.); **Marine Internal Combustion Engine**; Mir Publishers, Moscow 1967.
9. Reynolds, William C. - Perkins, Henry C.; **Termodinamika Teknik**; Erlangga, Jakarta 1989.

10. Sharma, R.P.; **Internal Combustion Engine**; Authors 1980.
11. Streeter, Victor L. - Wylie, E. Benjamin; **Mekanika Fluida**; Erlangga, Jakarta 1992.

LAMPIRAN

Dulu juga

Data shop trial pada 25% beban :

DATA SHEET OF 25% LOAD TEST	DATE : 27 Juni 1991
RUNNING TIME 08:00 ~ 08:30	MEASUREMENT TIME 08:15
AMBIENT CONDITION	HUMIDITY 70%
ROOM TEMPERATUE 29° C	BAROMETRIC PRESSURE 1011 mbar

ENGINE SPEED	OUTPUT
130,2 rpm	540 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar	101,6	100	102	102	104	100
Pcomp.	bar	57,8	57	58	58	59	57
FUEL PUMP MARK INDEX		23,2	23	23	23	23	24
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	224	220	230	220	220	230
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	65,8	65	67	66	66	65
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	46	47	45	47	46	45

AIR COOLER			
NO.		1	2
PRESSURE DROP (mmAq)	48	-	
TEMP. °C	AIR IN	65	-
	AIR OUT	25	-
	S.W. IN	22	-
	S.W. OUT	23	-

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATUR E
0,49 kg/cm ²	362 mmHg	36 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		27 mmHg
SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
MEASURED		CORRECTED
145,1 g/BHP.hr		143,4 g/BHP.hr

TURBOCHARG ER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLE T	
16900 rpm	30°C	12 mmAq	270°C	230°C	3 mmAq	-°C	48°C	65°C

Data shop trial pada 50% beban :

DATA SHEET OF 50% LOAD TEST		DATE : 27 Juni 1991
RUNNING TIME 08:30 ~ 09:00		MEASUREMENT TIME 08:45
AMBIENT CONDITION	HUMIDITY 72%	
ROOM TEMPERATUE 30° C		BAROMETRIC PRESSURE 1011 mbar

ENGINE SPEED	OUTPUT
164 rpm	1041 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar	123,4	122	123	125	122	125
Pcomp.	bar	83,4	82	83	85	84	83
FUEL PUMP MARK INDEX		29,4	29	29	29	30	30
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	276	270	280	280	270	280
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	76,6	76	78	76	77	76
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	49,8	50	49	51	50	49

AIR COOLER			SCAVENGING AIR				
NO.		1	2	PRESSURE	PRESSURE		
PRESSURE DROP (mmAq)		60	-	1,11 kg/cm ²	815 mmHg		
TEMP. °C	AIR IN	110	-	TEMPEARTUR E			
	AIR OUT	27	-	37 °C			
	S.W. IN	22	-	DIFFERENTIAL PRESSURE			
	S.W. OUT	25	-	48 mmHg			
SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION							
MEASURED			CORRECTED				
135,1 g/BHP.hr			133,5 g/BHP.hr				

TURBOCHARG ER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLE T	OUTLET
24400 rpm	32°C	33 mmAq	340°C	245°C	15 mmAq	-°C	53°C	72°C

Data shop trial pada 75% beban :

DATA SHEET OF 75% LOAD TEST		DATE : 27 Juni 1991	
RUNNING TIME 09:00 ~ 09:30		MEASUREMENT TIME 09:15	
AMBIENT CONDITION	HUMIDITY 73%		
ROOM TEMPERATURE 30,5° C		BAROMETRIC PRESSURE 1011 mbar	

ENGINE SPEED	OUTPUT
188,1 rpm	1570 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar	150,6	150	150	151	151	151
Pcomp.	bar	114,6	114	114	115	116	114
FUEL PUMP MARK INDEX		36,4	36	36	36	37	37
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	310	300	320	310	310	310
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	77,6	77	79	77	78	77
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	51	51	51	52	51	50

AIR COOLER			
NO.		1	2
PRESSURE DROP (mmAq)		75	-
TEMP. °C	AIR IN	150	-
	AIR OUT	31	-
	S.W. IN	22	-
	S.W. OUT	27	-

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATUR E
1,88 kg/cm ²	1380 mmHg	39 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		63 mmHg
SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
MEASURED		CORRECTED
132,4 g/BHP.hr		130,8 g/BHP.hr

TURBOCHARG ER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.	F.W.TEMP.	
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLE T	OUTLET
30000 rpm	32°C	60 mmAq	380°C	250°C	34 mmAq	-°C	57°C	72°C

Data shop trial pada 85% beban :

DATA SHEET OF 85% LOAD TEST		DATE : 27 Juni 1991	
RUNNING TIME 09:30 ~ 10:30		MEASUREMENT TIME 10:00	
AMBIENT CONDITION	HUMIDITY 75%		
ROOM TEMPERATUE 30° C		BAROMETRIC PRESSURE 1011 mbar	

ENGINE SPEED	OUTPUT
196,3 rpm	1767 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar	158,4	158	157	159	159	159
Pcomp.	bar	126,2	125	127	127	127	125
FUEL PUMP MARK INDEX		38,7	38,5	38,5	38,5	39	39
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	328	320	340	325	330	325
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	77,4	77	78	77	78	77
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	51,6	51	51	53	52	51

AIR COOLER			
NO.		1	2
PRESSURE DROP (mmAq)	80	-	
TEMP. °C	AIR IN	165	-
	OUT	34	-
	S.W. IN	22	-
	OUT	28	-

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPEARTUR E
2,15 kg/cm²	1578 mmHg	42 °C
DIFERENSIAL PRESSURE		66 mmHg
SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
MEASURED		CORRECTED
131,9 g/BHP.hr		129,7 g/BHP.hr

TURBOCHARG ER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLET	OUTLET
31600 rpm	32,5°C	73 mmAq	400°C	240°C	39 mmAq	-°C	60°C	72°C

Data shop trial pada 100% beban :

DATA SHEET OF 100% LOAD TEST		DATE : 27 Juni 1991	
RUNNING TIME 10:30 ~ 14:30		MEASUREMENT TIME 11:30	
AMBIENT CONDITION	HUMIDITY 75%		
ROOM TEMPERATUE 32,5° C		BAROMETRIC PRESSURE 1010 mbar	

ENGINE SPEED	OUTPUT
207,0 rpm	2070 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar	170,2	170	170	170	170	171
Pcomp.	bar	144,6	144	144	145	146	144
FUEL PUMP MARK INDEX		43,4	43	43	43	44	44
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	337	330	340	340	340	335
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	78,8	78	80	79	79	78
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	53,4	53	53	54	54	53

AIR COOLER				SCAVENGING AIR			
NO.		1	2	PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATUR	E
PRESSURE DROP (mmAq)		86	-	2,85 kg/cm ²	1899 mmHg	46 °C	
TEMP. °C	AIR	IN	190	-	DIFFERENTIAL PRESSURE		
		OUT	37	-	68 mmHg		
	S.W.	IN	23	-	SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
		OUT	30	-	MEASURED	CORRECTED	
				131,4 g/BHP.hr	129,9 g/BHP.hr		

TURBOCHARG ER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLET	T
33700 rpm	34,5°C	95mmAq	430°C	255°C	35mmAq	-°C	65°C	72°C

Data shop trial pada 110% beban :

DATA SHEET OF 110% LOAD TEST		DATE : 27 Juni 1991	
RUNNING TIME 14:30 ~ 15:00		MEASUREMENT TIME 14:45	
AMBIENT CONDITION		HUMIDITY 78%	
ROOM TEMPERATUE	32° C	BAROMETRIC PRESSURE	1009 mbar

ENGINE SPEED	OUTPUT
214,1 rpm	2269 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar	174,8	174	174	176	175	175
Pcomp.	bar	157,2	157	158	158	157	156
FUEL PUMP MARK INDEX		47	47	47	46,5	47	47,5
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	350	350	350	350	350	350
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	79,2	78	80	79	80	79
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	54,2	54	54	55	54	54

AIR COOLER			
NO.		1	2
PRESSURE DROP (mmAq)	90	-	
TEMP. °C	AIR IN	196	-
	OUT	40	-
	S.W. IN	24	-
	OUT	32	-

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATUR E
2,86 kg/cm ²	2102 mmHg	48 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		72 mmHg
SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
MEASURED	CORRECTED	
133 g/BHP.hr	131,4 g/BHP.hr	

TURBOCHARG ER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLE T	OUTLET
35000 rpm	34°C	105 mmAq	445°C	265°C	40 mmAq	-°C	65°C	72°C

Data service pada putaran 85 rpm :

DATE : 15 Januari 1991
MEASUREMENT TIME 5 min
AMBIENT CONDITION
ROOM TEMPERATURE 36° C BAROMETRIC PRESSURE 1011 mbar

ENGINE SPEED	OUTPUT
85 rpm	241,8 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar						
Pcomp.	bar						
FUEL PUMP MARK INDEX		14,4	13	14	12	17	16
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	166	160	165	160	170	175
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	65,6	65	65	65	68	65
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	46,2	45	46	46	47	47

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATURE
0,2 kg/cm ²	147 mmHg	33 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		2 mmHg

SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
179 g/BHP.hr		

TURBOCHARGER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLET	OUTLET
6500 rpm	°C	mmAq	282 °C	200 °C	mmAq	°C	°C	°C

Data service pada putaran 90 rpm :

DATE : 15 Januari 1991	MEASUREMENT TIME 5 min
AMBIENT CONDITION	
ROOM TEMPERATUE 36° C	BAROMETRIC PRESSURE 1011 mbar

ENGINE SPEED	OUTPUT
90 rpm	305,8 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar						
Pcomp.	bar						
FUEL PUMP MARK INDEX		16	14	16	13	19	18
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	247,2	240	246	240	260	250
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	65,8	65	65	65	68	66
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	47	45	46	47	47	50

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATURE
0,19 kg/cm ²	140 mmHg	33 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		4 mmHg

SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
151,6 g/BHP.hr		

TURBOCHARGER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLET	OUTLET
8000 rpm	°C	mmAq	300 °C	210 °C	mmAq	°C	°C	°C

Data service pada putaran 105 rpm :

DATE : 15 Januari 1991	
MEASUREMENT TIME	5 min
AMBIENT CONDITION	
ROOM TEMPERATUE	36,5 °C

BAROMETRIC PRESSURE 1011 mbar

ENGINE SPEED	OUTPUT
105 rpm	489,15 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar						
Pcomp.	bar						
FUEL PUMP MARK INDEX		15,4	15	17	15	15	15
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	258,8	254	260	250	260	270
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	66,4	65	65	66	68	68
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	49,2	47	48	49	50	52

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATURE
0,25 kg/cm ²	184 mmHg	33 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		13 mmHg

SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
96,63 g/BHP.hr		

TURBOCHARGER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLET	OUTLET
12000 rpm	°C	mmAq	333 °C	225 °C	mmAq	°C	°C	60 °C

Data service pada putaran 120 rpm :

DATE : 15 Januari 1991	
MEASUREMENT TIME	5 min
AMBIENT CONDITION	
ROOM TEMPERATURE	36,5 °C

ENGINE SPEED	OUTPUT
120 rpm	695,33 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar						
Pcomp.	bar						
FUEL PUMP MARK INDEX		17,2	16	18	15	18	19
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	266	260	265	260	270	275
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	67,2	65	65	68	68	70
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	49,8	47	49	49	52	52

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATURE
0,45 kg/cm ²	331 mmHg	34 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		22 mmHg

SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
109,35 g/BHP.hr		

TURBOCHARGER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLET	OUTLET
14000 rpm	°C	mmAq	370 °C	235 °C	mmAq	°C	52 °C	60 °C

Data service pada putaran 150 rpm :

DATE : 15 Januari 1991	
MEASUREMENT TIME	5 min
AMBIENT CONDITION	
ROOM TEMPERATUE	37 °C
	BAROMETRIC PRESSURE 1011 mbar

ENGINE SPEED	OUTPUT
150 rpm	1034,5 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar						
Pcomp.	bar						
FUEL PUMP MARK INDEX		23,4	23	24	21	24	25
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	290	280	290	270	300	310
C.F.W TEMP.CYL.OUTLET	°C	67,6	65	65	70	68	70
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	51	49	50	50	53	53

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATURE
0,8 kg/cm ²	588 mmHg	34 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		38 mmHg

SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
127,5 g/BHP.hr		

TURBOCHARGER	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	SPEED	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLET
25500 rpm	°C	mmAq	407 °C	245 °C	mmAq	°C	53 °C	60 °C

Data service pada putaran 164 rpm :

DATE : 15 Januari 1991	
MEASUREMENT TIME	5 min
AMBIENT CONDITION	
ROOM TEMPERATURE	37 °C

ENGINE SPEED	OUTPUT
164 rpm	1034,5 PS

CYL. NO.	AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar					
Pcomp.	bar					
FUEL PUMP MARK INDEX	32,8	32	33	30	35	34
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	321	325	320	325	330
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	67,8	65	65	71	68
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	54,6	53	56	53	52

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATURE
1,3 kg/cm ²	956 mmHg	54 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		46 mmHg

SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
139 g/BHP.hr		

TURBOCHARGER SPEED	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLET	OUTLET
27000 rpm	40 °C	mmAq	360 °C	260 °C	mmAq	°C	54 °C	60 °C

Data service pada putaran 188 rpm :

DATE : 15 Januari 1991
MEASUREMENT TIME 5 min
AMBIENT CONDITION
ROOM TEMPERATURE 37 °C BAROMETRIC PRESSURE 1011 mbar

ENGINE SPEED	OUTPUT
188 rpm	1565,7 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar						
Pcomp.	bar						
FUEL PUMP MARK INDEX		38	36	37	39	39	39
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	371	365	375	360	375	380
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	70,2	65	70	75	70	71
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	55,6	55	58	56	55	54

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATURE
2,18 kg/cm ²	1603 mmHg	56 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		46 mmHg

SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
151,5 g/BHP.hr		

TURBOCHARGER	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.
	SPEED	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLET
31500 rpm	40 °C	mmAq	435 °C	270 °C	mmAq	°C	56 °C	60 °C

Data service pada putaran 191 rpm :

DATE : 15 Januari 1991
MEASUREMENT TIME 5 min
AMBIENT CONDITION
ROOM TEMPERATUE 37,5 °C BAROMETRIC PRESSURE 1011 mbar

ENGINE SPEED	OUTPUT
191 rpm	1624,7 PS

CYL. NO.		AVE.	1	2	3	4	5
Pmax.	bar						
Pcomp.	bar						
FUEL PUMP MARK INDEX		37,8	37	38	35	40	39
EXH.GAS TEMPERATURE	°C	374	375	370	375	390	360
C.F.W.TEMP.CYL.OUTLET	°C	70,4	66	70	75	70	71
P.C.O.TEMP.CYL.OUTLET	°C	55,2	57	58	56	56	54

SCAVENGING AIR		
PRESSURE	PRESSURE	TEMPERATURE
2,2 kg/cm ²	1618 mmHg	56 °C
DIFFERENTIAL PRESSURE		64 mmHg

SPECIFIC FUEL OIL CONSUMPTION		
153 g/BHP.hr		

TURBOCHARGER	INTAKE AIR		EXHAUST GAS			LUB.OIL TEMP.		F.W.TEMP.	
	SPEED	TEMP.	PRESS.DROP	INLET	OUTLET	BACK PRESS.	INLET	OUTLET	OUTLET
32000 rpm	40 °C	mmAq	440 °C	270 °C	mmAq	°C	56 °C	60 °C	

**Tabel perhitungan back pressure Mitsui 5S26MC
pada kondisi shop trial**

load	%	25	50	75	85	100	110
engine speed	rpm	130.2	164	188.1	196.3	207	214.1
output	ps	540	1041	1570	1767	2070	2269
back pressure	mmH ₂ O	157.817121	151.820043	217.436072	279.543628	292.316193	504.583425
Q-EG masuk receiver							
Spasific volume	m ³ /kg	8.146720983	8.19219371	8.504684046	8.715184884	8.825682247	9.135360826
Tekanan gas	bar	2.183014944	2.898490529	3.493833189	3.750917186	3.893607327	4.079722403
	kg/m ³	22260.55266	29556.37168	35627.17605	38248.70272	39703.73689	41601.5821
Entalpi	J/kg	185976.2933	247952.0233	309611.8834	340380.0516	357658.866	387601.9077
Mass flow	kg/hr	99.7359701	124.9301638	138.0238973	140.5618192	146.3678631	146.2563181
	gr/s	27.70443614	34.70282329	38.33997146	39.04494978	40.65773976	40.62675502
kecepatan eg	m/s	115.006528	144.8622933	166.149984	173.3930987	182.84448	189.1159573
Q manifol	J/s	5171051.21	8641765.24	11924474.5	13349973.9	14610904.8	15821090.6
Q-EG masuk turbocharger							
Spesific volume	m ³ /kg	7.847140631	8.042537124	8.343964386	8.556254373	8.912945488	9.213955333
Tekanan gas	bar	0.51652299	1.149866667	1.927643677	2.196422954	2.620775439	2.900694591
	kg/m ³	5267.067571	11725.37438	19656.491	22397.27628	26724.46648	29578.84686
Entalpi	J/kg	47013.95346	101619.2802	172286.2737	200390.6929	247661.5399	282386.9468
Mass flow	kg/hr	99.7359701	124.9301638	138.0238973	140.5618192	146.3678631	146.2563181
	kg/s	0.027704436	0.034702823	0.038339971	0.03904495	0.04065774	0.040626755
inlet dia	m	0.196	0.196	0.196	0.196	0.196	0.196
r eg	kg/m ³	0.127435	0.124339	0.119847	0.116874	0.112196	0.108531
kecepatan eg	m/s	7.209062534	9.254983293	10.60822734	11.07809694	12.01666789	12.41299359
Q masuk turbo	J/s	1302.56848	3526.62748	6605.6708	7824.48885	10069.6578	11472.7845
Q-EG keluar turbocharger							
Spesific volume	m ³ /kg	6.77298867	6.515442701	6.45776487	6.365548477	6.484185178	6.705457928
Tekanan gas	bar	0.516229116	1.1483973	1.924313112	2.192602599	2.617346916	2.896776279
	kg/m ³	5264.070897	11710.39101	19622.52869	22358.31952	26689.50527	29538.8912
Entalpi	J/gr	40991.10707	81406.05015	131940.318	147430.6353	178397.309	203639.3527
Mass flow	kg/hr	1054.429145	3582.328835	7562.013207	9422.104436	10492.11803	15010.51644
	kg/s	0.292896985	0.995091343	2.100559224	2.617251232	2.91447723	4.169587899
outlet dia	mm	290	290	290	290	290	290
r eg	kg/m ³	0.147645308	0.153481512	0.15485234	0.157095654	0.154221382	0.149132246
kecepatan eg	m/s	30.04897051	98.2067243	205.4714597	252.3571362	286.2532481	423.5024461
Q masuk pipa	J/s	12019.6558	81495.7778	281670.001	394361.192	532111.069	887221.084
Persamaan energi							
V masuk pipa	m/s	30.04897051	98.2067243	205.4714597	252.3571362	286.2532481	423.5024461
P masuk pipa	kg/m ³	5264.070897	11710.39101	19622.52869	22358.31952	26689.50527	29538.8912
rho masuk pipa	kg/m ³	0.147645308	0.153481512	0.15485234	0.157095654	0.154221382	0.149132246
internal energi	J/kg.mol	5337.614531	5107.668538	5222.641535	5107.668538	5337.614531	5567.560524
Q masuk pipa	J/s	12019.6558	81495.7778	281670.001	394361.192	532111.069	887221.084
static head	m.	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
mass flow to muffl	kg/s	0.292896985	0.995091343	2.100559224	2.617251232	2.91447723	4.169587899
V masuk muffler	m/s	3.170797846	11.10008892	23.51059951	28.84401832	32.70042015	46.73606572
rho masuk muffler	kg/m ³	0.712474444	0.691447857	0.689118917	0.699862292	0.687432845	0.6881196
P masuk muffler	bar	0.500971855	1.133719817	1.903292078	2.165577203	2.589086708	2.847994745
	kg/m ²	55205.67568	124932.7041	209737.3817	238640.4575	285310.0023	313840.9326
Q masuk muffler	J/s	24258.4771	184884.694	650347.179	905914.683	1225330.87	1925364.71
Q-EG dalam muffler							
V masuk muffler	m/s	3.170797846	11.10008892	23.51059951	28.84401832	32.70042015	46.73606572
P masuk muffler	bar	0.500971855	1.133719817	1.903292078	2.165577203	2.589086708	2.847994745
rho masuk muffler	kg/m ³	0.712474444	0.691447857	0.689118917	0.699862292	0.687432845	0.6881196
Temp masuk	deg.C	88.5	103	107.5	107	108	108
static head	m	1.875	1.875	1.875	1.875	1.875	1.875
total koeff		2.88	2.88	2.88	2.88	2.88	2.88
back press dyn	bar	1.00313E-05	0.000119306	0.000533425	0.00081541	0.001029411	0.002104844
	mmH ₂ O	0.105147726	1.250563749	5.591329211	8.547076776	10.79022321	22.06285514
back press stat	bar	0.000424973	0.00051829	0.000927853	0.001210468	0.001423517	0.002499374
	mmH ₂ O	4.338329231	5.290953684	9.471968422	12.35703691	14.53193613	25.51479511
rho keluar muffler	kg/m ³	0.976466227	0.938912537	0.928192623	0.92967587	0.927434044	0.928430412

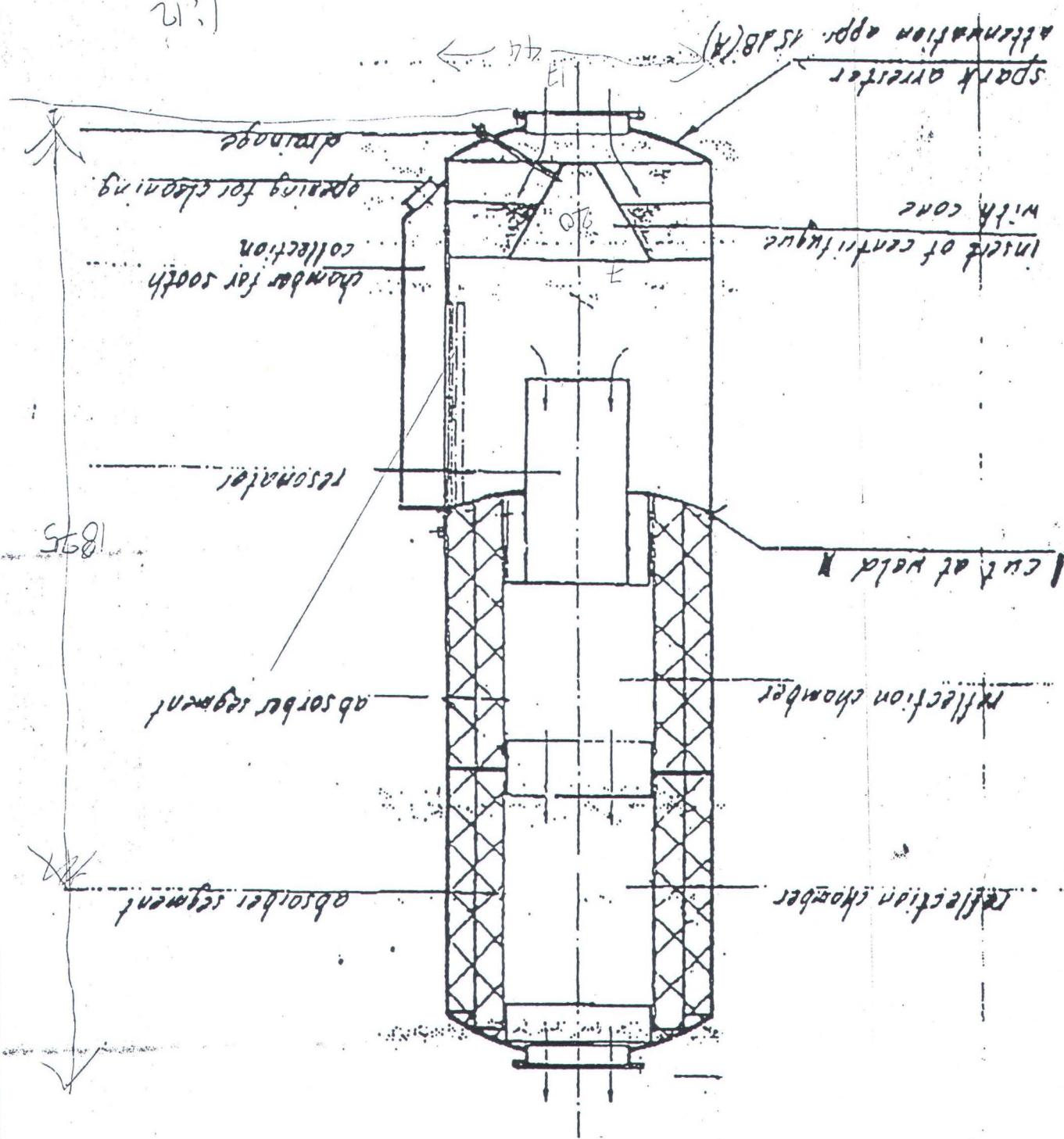
LAMPIRAN

P keluar muffler	bar	0.500961824	1.13360051	1.902758653	2.164761793	2.588057298	2.845889901
Q keluar muffler	J/s	21810.4022	182123.157	647526.743	903197.187	1222429.09	1922444.07
V keluar	m/s	2.313559211	8.174491653	17.45499637	21.71384827	24.23821189	34.63910966
Q-EG after muffler							
static head	m	12.475	12.475	12.475	12.475	12.475	12.475
Pmasuk	bar	0.500961824	1.13360051	1.902758653	2.164761793	2.588057298	2.845889901
	kg/m ²	55204.57026	124919.5568	209678.5998	238550.6017	285196.5641	313608.9848
Tmasuk	deg.C	88.5	103	107.5	107	108	108
Q input	J/s	21810.40223	182123.1567	647526.7433	903197.187	1222429.087	1922444.07
T keluar	deg.C	45	59	60	60	72	73
T ambient	deg.C	29	30	30.5	30	32.5	32
Q akhir	J/s	21808.9095	182121.645	647525.111	903195.572	1222427.86	1922442.87
mass flow	kg/s	0.292896985	0.995091343	2.100559224	2.617251232	2.91447723	4.169587899
rho akhir	kg/m ³	0.976250808	0.938824509	0.928141368	0.929630674	0.927396421	0.928396124
Back pres static	bar	8.61929E-05	8.6536E-05	8.58088E-05	8.59465E-05	8.88283E-05	8.91817E-05
	mmH ₂ O	0.879897658	0.883400221	0.875977146	0.877382748	0.906801274	0.910408875
Back pres dynamic	bar	6.21228E-06	8.85572E-06	1.2515E-05	0.001326106	0.001641199	0.001849332
	mmH ₂ O	0.063417948	0.090403422	0.127759159	13.53751879	16.75413706	18.87886036
Back pres total	bar	9.24051E-05	9.53917E-05	9.83238E-05	0.001412052	0.001730027	0.001938514
	mmH ₂ O	0.943315606	0.973803643	1.003736305	14.41490154	17.66093834	19.78926923
Back press sistem	mmH ₂ O	158.760436	152.793847	218.439808	293.958529	309.977132	524.372694

LAMPIRAN

Tabel perhitungan back pressure Mitsui 5S26MC
pada kondisi service

load	%	41.0628019	43.4782609	50.7246377	58.4541063	72.4637681	79.2270531	90.821256	92.2705314
engine speed	rpm	85	90	105	121	150	164	188	191
output	hp	238.4	301.5	483.3	685.6	1020	1224.3	1543.8	1601.8
bp	mmH ₂ O	259.5265118	265.5353477	256.4763732	260.6567585	259.9889375	247.0543512	297.3318474	293.0579371
EG masuk receiver									
Spesific volume	m ³ /kg	17.99527329	8.356812669	5.576637734	6.350913718	7.974737943	9.196396856	10.90870558	11.06031744
Tekanan gas	bar	0.550772754	0.742082553	0.894785969	1.030126082	1.680734668	2.152669382	4.076964128	4.491100274
Entalpi	J/kg	276061.474	68395.38236	56307.77413	72302.8422	142824.4461	208742.7652	461570.7685	514653.3337
Mass flow	kg/s	0.221405467	0.504812039	0.882560989	0.893052558	0.88166317	0.835899383	0.807816072	0.809456726
kecepatan gas	m/s	75.08106667	79.4976	92.7472	106.8801067	132.496	144.8622933	166.0616533	168.7115733
Q masuk manifol	J/s	61185.1549	34689.4748	50082.1203	65090.378	126710.437	175382.312	374000.082	417764.318
EG masuk turbocharger									
Spesific volume	m ³ /kg	9.322603502	8.470377964	5.863133531	7.082362879	8.459764358	8.758835345	10.41568547	10.59355262
Tekanan gas	bar	0.198799488	0.191659284	0.262204336	0.469944559	0.834117128	1.336193056	2.12072522	2.242789766
Entalpi	J/kg	24857.15908	22934.16577	22844.33746	42023.2017	80972.75769	12712.03897	234848.5656	252002.5808
Mass flow	kg/hr	0.221405467	0.504812039	0.882560989	0.893052558	0.88166317	0.835899383	0.807816072	0.809456726
kecepatan gas	m/s	0.019012589	0.039386573	0.04766397	0.058260055	0.068703152	0.067439768	0.07750256	0.078986153
rho masuk	kg/m ³	0.107266173	0.118058486	0.170557262	0.141195815	0.118206602	0.11417043	0.096009044	0.094397039
inlet dia	m	0.196	0.196	0.196	0.196	0.196	0.196	0.196	0.196
Q masuk turbo	J/s	20191.1011	12141.3162	19532.0269	28639.7663	66522.9794	99967.9179	226270.05	267369.164
EG keluar turbocharger									
Spasific volume	m ³ /kg	9.267484106	8.260545711	5.610289508	6.52959698	7.702967895	7.083609138	7.885256018	7.987033246
Tekanan gas	bar	0.198799488	0.191659284	0.262204336	0.469944559	0.834117128	1.334527773	2.117394654	2.238969412
Entalpi	J/kg	22869.2849	20453.01794	19643.87865	36168.20328	70626.23109	101849.1261	175936.3455	188035.5225
Mass flow	kg/hr	179.7170983	282.6517639	690.4391845	1330.170707	2726.611323	3917.819574	5889.09163	6276.917834
kecepatan gas	m/s	3.568384893	5.002428417	8.299102866	18.60862139	44.99888632	59.45925525	99.49117368	107.4118953
outlet dia	mm	290	290	290	290	290	290	290	290
rho eg	kg/m ³	0.211909074	0.237740222	0.350046815	0.300763428	0.254949001	0.277240589	0.249055195	0.245881532
Q keluar turbo	J/s	1141.6995	1605.95617	3769.10565	13370.3803	53569.9389	111036.863	288632.606	328882.182
Persamaan energi									
back pressure	mmH ₂ O	259.5265118	265.5353477	256.4763732	260.6567585	259.9889375	247.0543512	297.3318474	293.0579371
V masuk pipa	m/s	3.568384893	5.002428417	8.299102866	18.60862139	44.99888632	59.45925525	99.49117368	107.4118953
P masuk pipa	kg/m ²	2027.19019	1954.380381	2673.79563	4792.099854	8505.625812	13608.39322	21591.41207	22831.12933
rho masuk pipa	kg/m ³	0.211909074	0.237740222	0.350046815	0.300763428	0.254949001	0.277240589	0.249055195	0.245881532
internal energi	J/kg mol	4082.332026	4308.769469	4648.425634	4877.72545	5107.668538	5452.587528	5682.53352	5682.53352
Q masuk pipa	J/s	1141.6995	1605.95617	3769.10565	13370.3803	53569.9389	111036.863	288632.606	328882.182
mass flow to muffl	kg/s	0.049921416	0.078514379	0.191788662	0.369491863	0.757392034	1.083283215	1.635858786	1.743588287
rho masuk muffler	kg/m ³	1.373396303	1.359180721	1.297450354	1.2813155	1.255106146	1.1920475	1.275923198	1.266927079
Q masuk muffler	J/s	663.497897	1011.02632	3809.90209	14054.0303	53738.7183	132148.785	294855.106	335082.817
Q-EG dalam muffler									
V masuk muffler	m/s	0.280358655	0.445548451	1.140131976	2.224189282	4.654394831	7.041599405	9.888814316	10.6148844
P masuk muffler	bar	0.114766433	0.105680602	0.179158893	0.385545534	0.749934339	1.25453122	2.021120465	2.144079088
rho masuk muffler	kg/m ³	1.373396303	1.359180721	1.297450354	1.2813155	1.255106146	1.1920475	1.275923198	1.266927079
Temp masuk	°C	98	107	114	118	122	128	130	133
total koef		2.88	2.88	2.88	2.88	2.88	2.88	2.88	2.88
back press dyna	bar	1.51173E-07	3.77849E-07	2.36185E-06	8.87669E-06	3.80766E-05	8.27728E-05	0.000174729	0.00019991
	mmH ₂ O	0.001584591	0.003960596	0.024756799	0.093045002	0.399117145	0.86762024	1.831498058	2.095441985
back press stat	bar	0.000404464	0.000395115	0.000395115	0.00039512	0.000417838	0.000456869	0.000547002	0.000569442
	mmH ₂ O	4.033520452	3.980839381	4.006947507	4.265488598	4.663932703	5.58406042	5.81311838	
rho keluar muffler	kg/m ³	0.951452974	0.928918772	0.912118433	0.90279318	0.893677065	0.880344683	0.876056271	0.869604842
Q keluar muffler	J/s	409.42707	733.097933	3328.99034	13526.91	53209.8616	131475.441	294242.109	334484.544
Q-EG after muffler									
kecepatan masuk	m/s	0.404690038	0.65192015	1.62179009	3.156745382	6.536767908	9.534811905	14.40246249	15.46482245
Pmasuk	bar	0.114766279	0.105680224	0.179156531	0.385536657	0.749896263	1.254450349	2.020945736	2.143879179
	kg/m ²	12646.91802	11645.66059	19742.54097	42485.04467	82636.43844	13836.8659	22702.4807	236249.3969
Tmasuk	°C	98	107	114	118	122	128	130	133
Q input	J/s	409.4270705	733.0979329	3328.990338	13526.90996	53209.86161	131475.4414	294242.1093	334484.5441
V	m/s	17.142719	17.5521751	14.8994293	14.1153473	4.74648766	9.04555195	24.3003531	29.2294536
T keluar	°C	49	52	56	58	62	65	69	70
T ambient	°C	26	26	26.5	26.5	27	27	27	27.5
Q akhir	J/s	407.728243	731.189922	3326.98061	13524.8308	53207.7857	131473.262	294239.999	334482.368
mass flow	kg/s	0.049921416	0.078514379	0.191788662	0.369491863	0.757392034	1.083283215	1.635858786	1.743588287
rho akhir	kg/m ³	0.950560854	0.927995351	0.911593034	0.902553922	0.893556514	0.880274749	0.876013282	0.869564913
Back pres static	bar	8.49799E-05	8.37351E-05	8.3267E-05	8.29423E-05	8.31073E-05	8.26049E-05	8.31774E-05	8.28064E-05
	mmH ₂ O	0.867514793	0.854807624	0.850028884	0.846714009	0.843938861	0.843269639	0.849114121	0.845327191
Back pres dynamic	bar	0.001813104	0.001855629	0.001313481	0.001167185	7.0095E-05	0.000467489	0.003357525	0.004821996
	mmH ₂ O	18.50903113	18.94314292	13.40863646	11.91518094	0.715562807	4.772354957	34.27521674	49.22522963
Back pres total	bar	0.001898034	0.001939364	0.001396748	0.001250127	0.000153202	0.000550094	0.003440703	0.004904802
	mmH ₂ O	19.37654593	19.79795054	14.25866535	12.76189495	1.563961668	5.615624596	35.12433086	50.07055682
BP muffler	mmH ₂ O	4.13054472	4.03748105	4.00565078	4.0999251	4.66460574	5.53155294	7.41555848	7.90857382
BP after muffler	mmH ₂ O	19.3765459	19.7979505	14.2586654	12.761895	1.56396167	5.6156246	35.1243309	48.0705568
BPTotal	mmH ₂ O	23.5070906	23.8354316	18.2643161	16.8618875	6.22856741	11.1471775	42.5398893	55.9791306
Back press sistem	mmH ₂ O	283.033602	289.370779	274.740689	277.518646	266.217505	258.201529	339.871737	349.037068



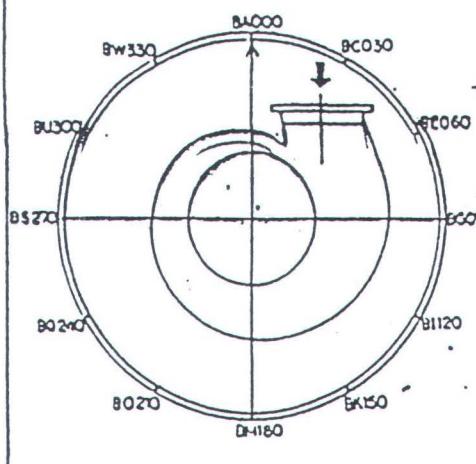
Spark Arrestor and Silencer

HUSQ

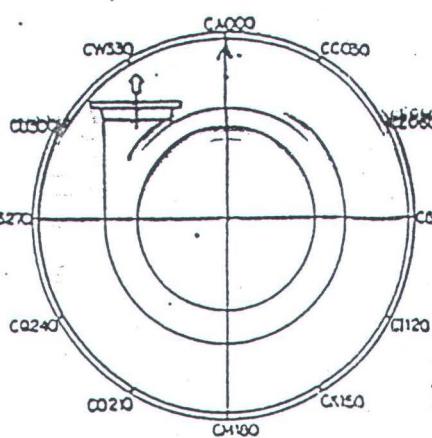
A . . . B . . . C . . . D

Possible arrangements of casings

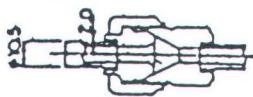
Arrangements of gas inlet
as seen from the gas side



Arrangements of air outlet as seen from the gas side



Hole of shower washing W



→ Exhaust gas

→ Air

G Oil inlet

H Oil outlet

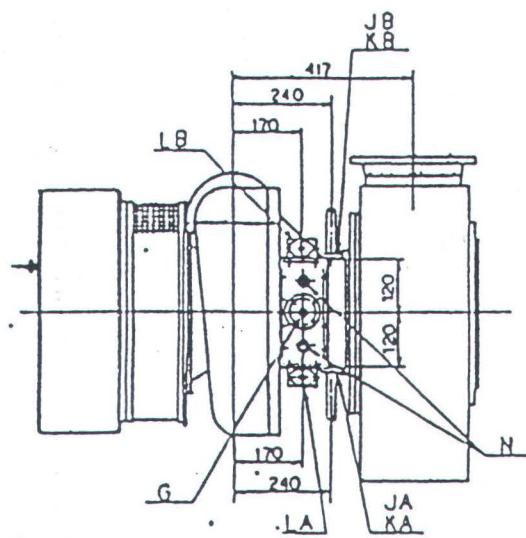
J Water Inlet

K Water outlet

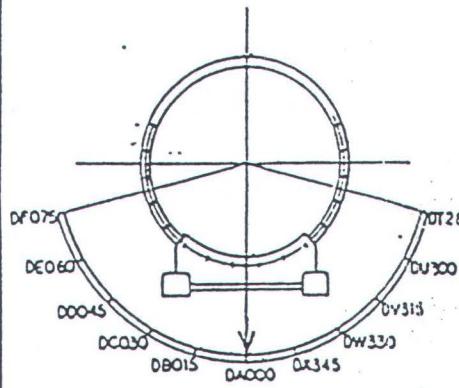
N Oil inlet pressure
measure connection

W Hole of brower washing

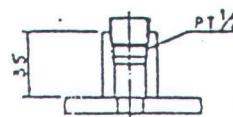
L Air vent



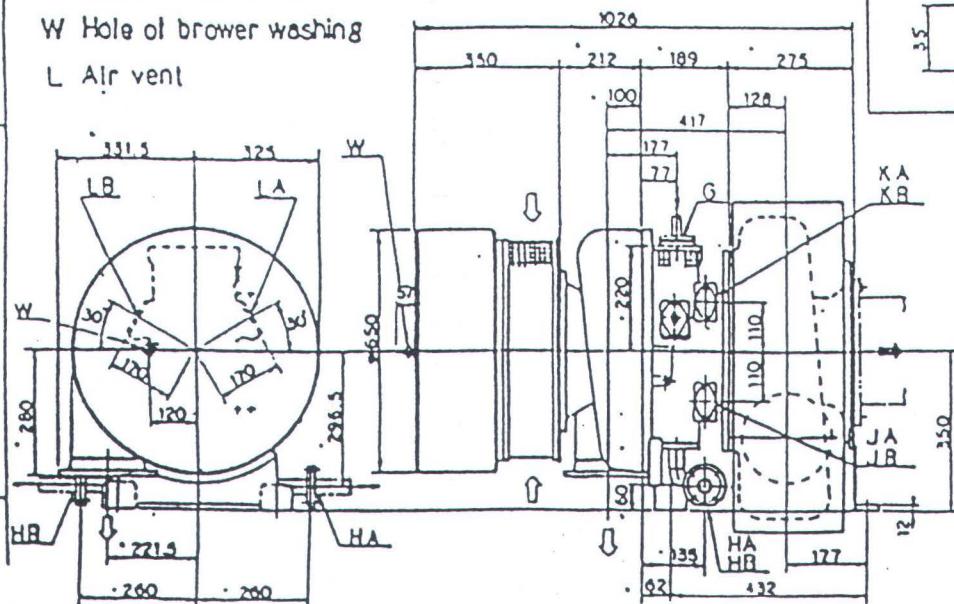
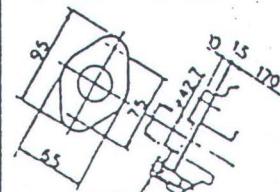
Arrangements of foot as seen from the gas side



Oil inlet pressure
measure connection N



Air vent LA,L8



E

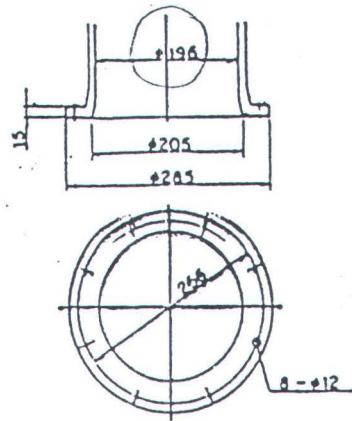
F

G

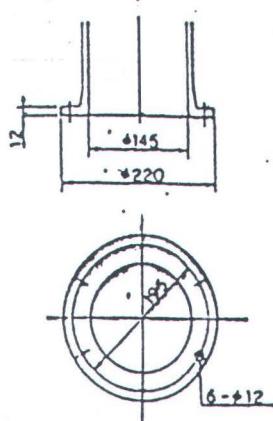
H

AI

Gas inlet



Air outlet

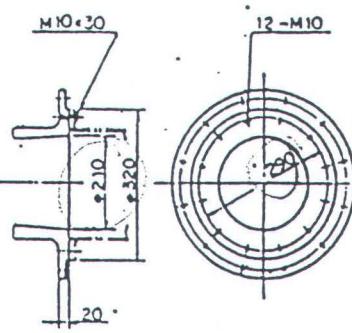


ITEM NO.	DESCRIPTION	SIZE	SP. NO.	REV.
1	CHAMFER THE BOREHOLE AT 1 MM TENT MORE THAN -0.25. LEAVE 1.5 MM IN THE BOREHOLE.			

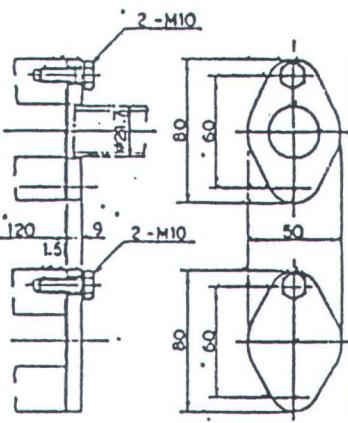
ISO METRIC SCREW THREADS
N36-A14-0017
MET26SR
L36X1.25
1.25X1.25X1.25X1.25
L36X1.25X1.25X1.25X1.25

Fig. 3
Fig. 3

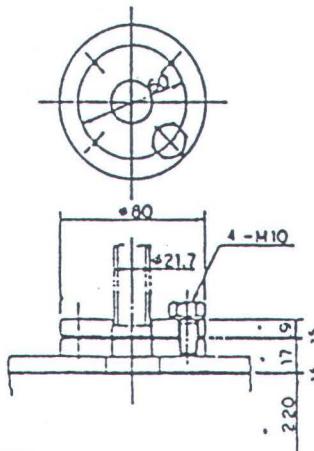
Gas outlet



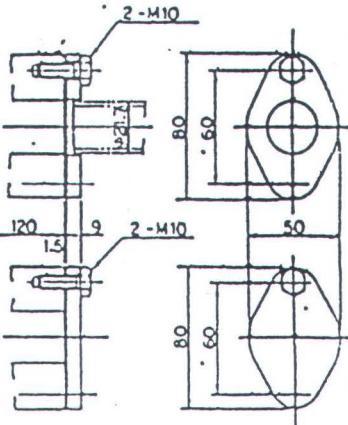
Water inlet JA, JB



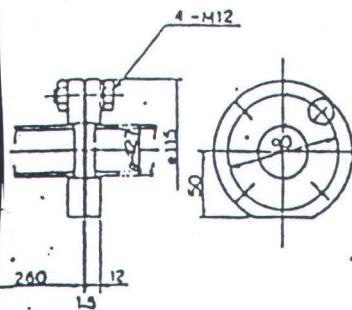
Oil inlet G



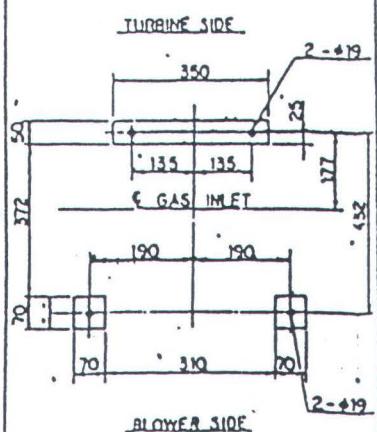
Water outlet KA, KB



Oil outlet HA, HB



Feet



Remarks

1. One unit weight about 310 kg
2. The turbocharger will be delivered painted silver.

In event of an order materializing the following information would be required.

1. Arrangement of the gas inlet from fig. BA - BW
2. Arrangement of the air outlet from fig. CA - CW
3. Arrangement of the bearing pedestal from fig. DT - DF
(To be out of use DG-DS if possible)
4. Arrangement of the Oil outlet from fig. HA - HB
5. Arrangement of the water inlet from fig. JA - JB
6. Arrangement of the water outlet from fig. KA - KB
7. Arrangement of the air vent from fig. LA - LB

N36-A14-0021

KM. C. 11. 8. 21

FITTING NO.	TURBOCHARGER DESIGN SEC NAME: NAGASAKI SHIPYARD LTD.	
DATE	APPROVED: <i>E. A. Johnson</i> DESIGNER: <i>Special</i> DRAWN BY: <i>Y. Ono</i>	
REV. NO.	DRAWN: <i>Y. Ono</i>	
SCALE	NOT SCALED	
DATE	RE-ISSUE DATE	RE-ISSUE NUMBER
11-01	11-01	11-01
Exhaust-gas Turbocharger Type MET26SR Assembly Drawing		
N36-A14-0021		
MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD. NAGASAKI SHIPYARD & ENGINE WORKS		

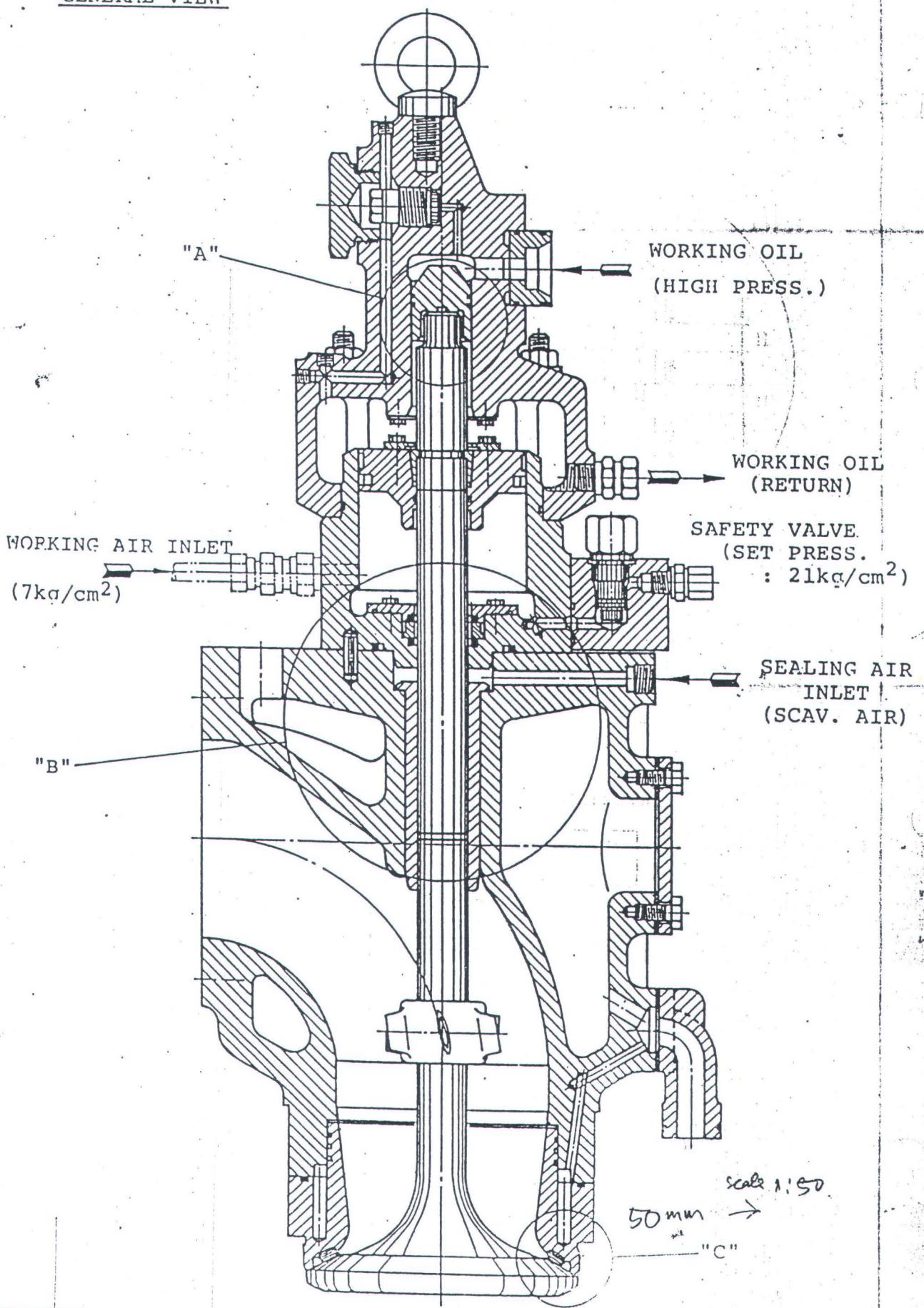
S26MC

STANDARD DIMENSION & CLEARANCE

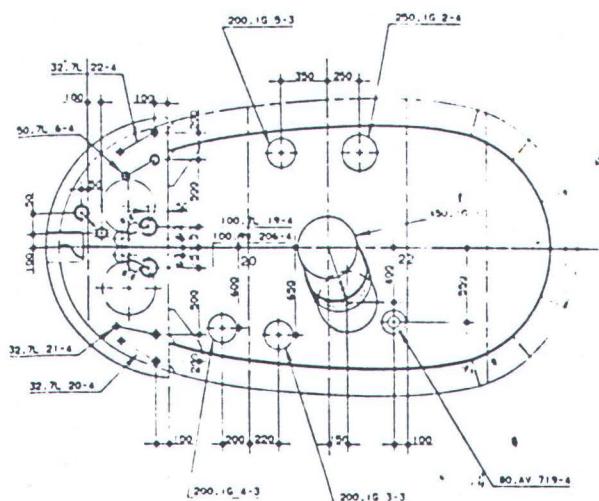
B(a)

EXHAUST VALVE

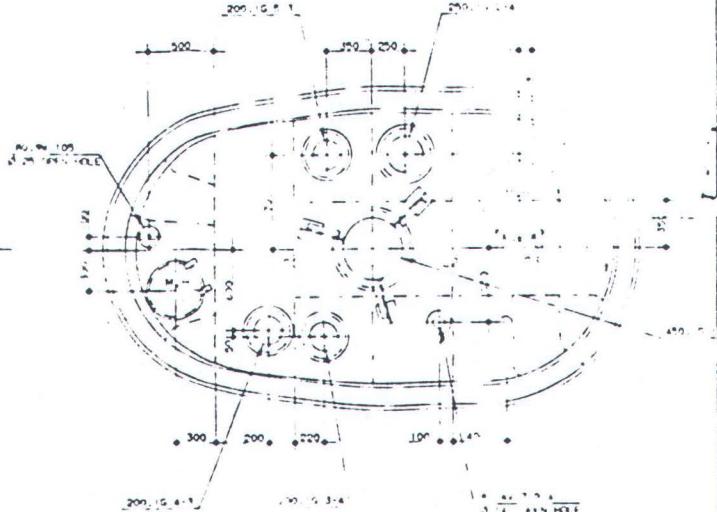
P-4-1

GENERAL VIEW

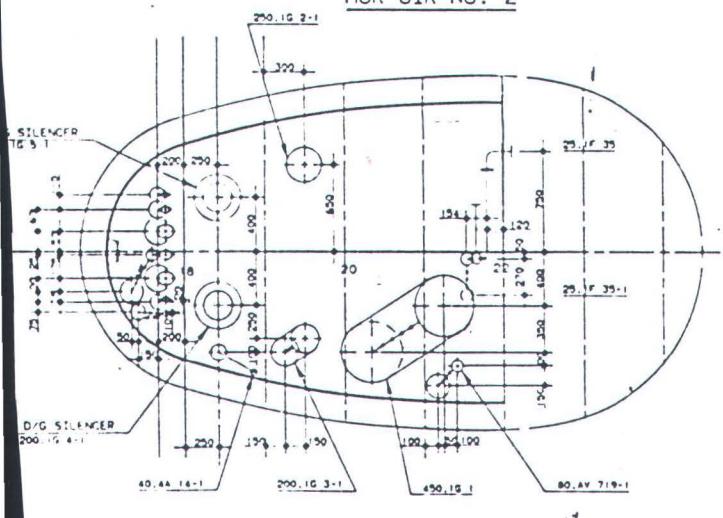
HOR GIR NO. 3



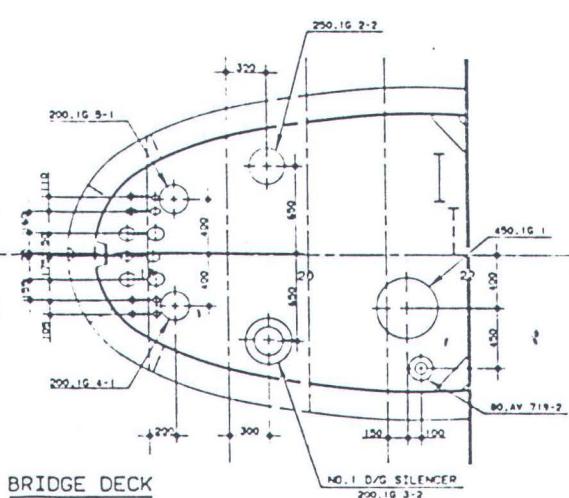
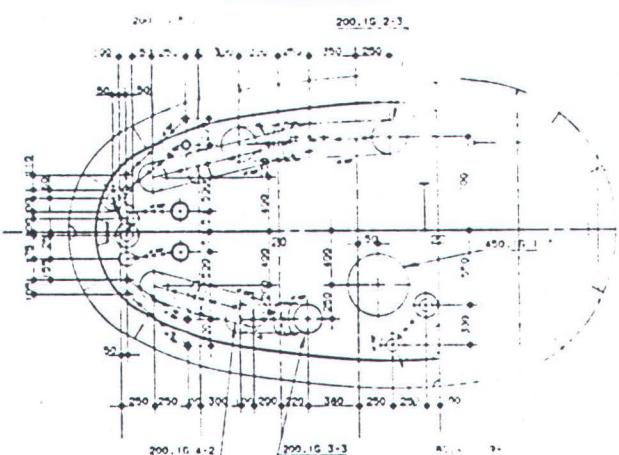
HOR GIR NO. 4



HOR GIR NO. 2

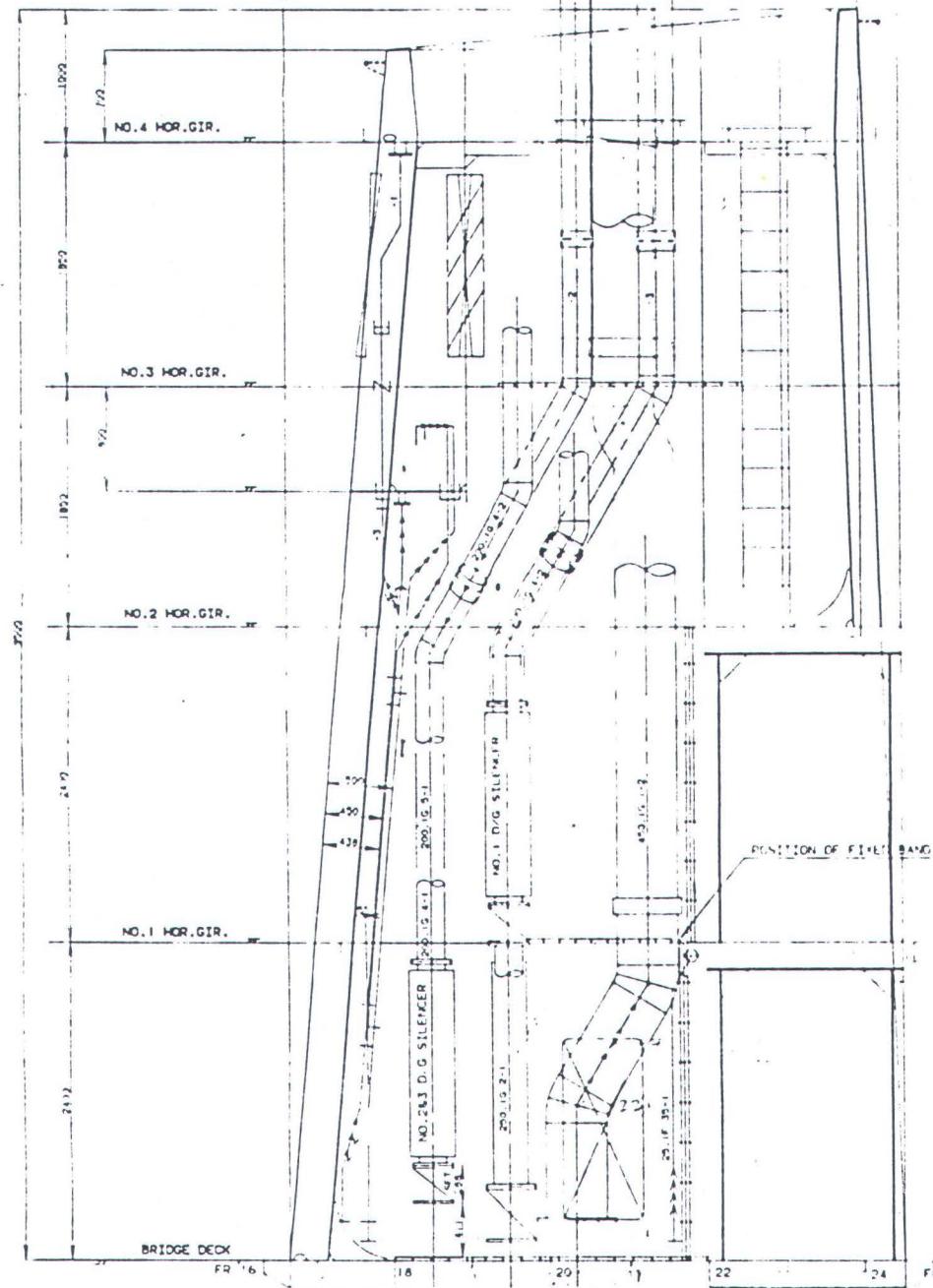


HOR GIR NO. 1



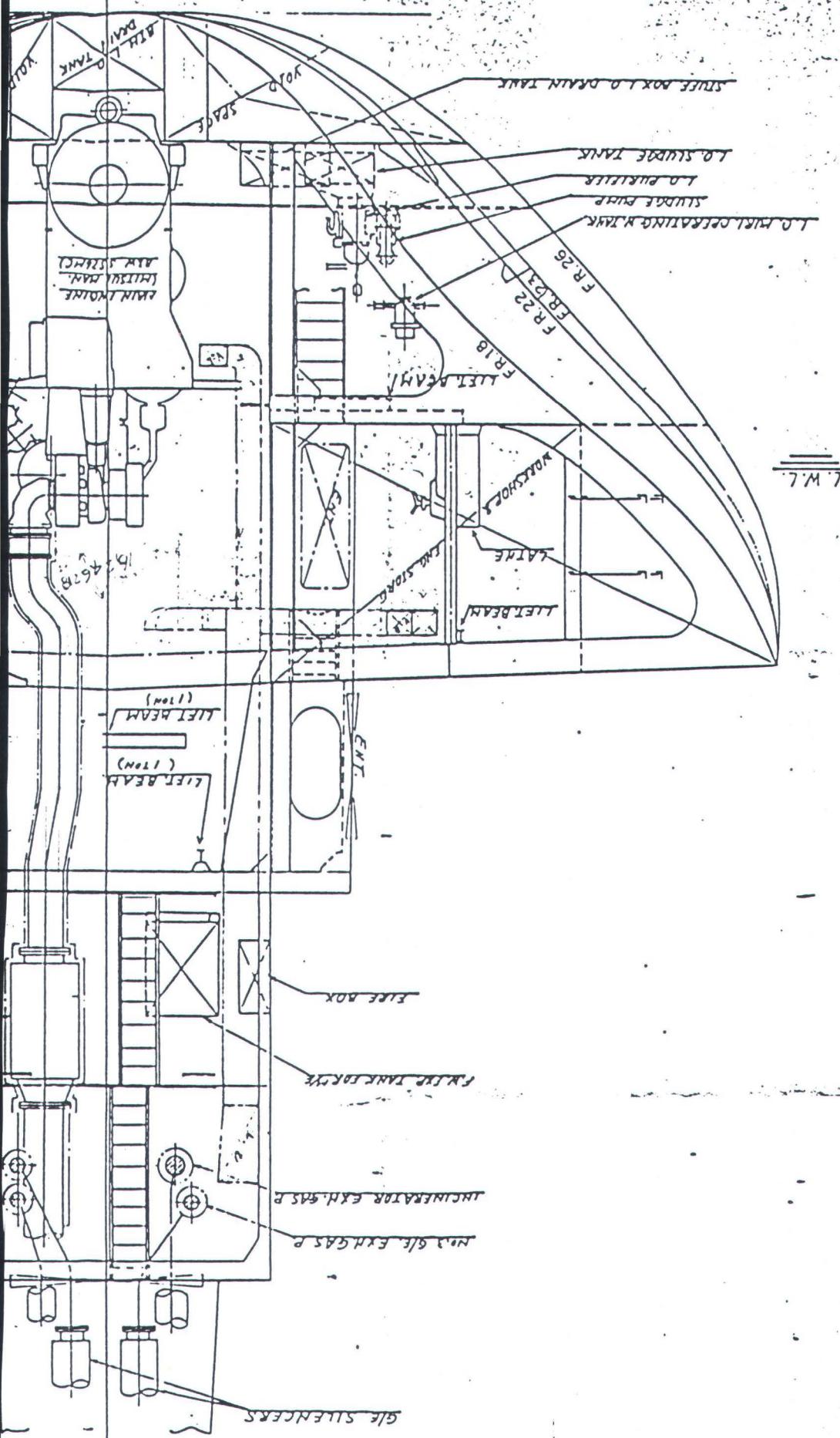
YEAR	1992	PROJECT NAME	CARAKA JAYA III- (SEMI COANTAINER)
DATE	APPROVAL	DRAWER	I.P.T. PAI
DRAWD	1/4 ADK. 4	DRAWER	I.P.T. PAI
CHECKER	3/11 LAG	CLASS	1.1.1
ENGINEER	1/11 M.D.O.	DESIGNER	I.P.T. PAI
SUPERV	1/11 M.D.O.	GROUP	M.D.O.
PELEASER	1	SCALE	1:125
		SIZE	A1
		Sheet	X of XX
		DRAWING NO.	5173002
ALL RIGHTS RESERVED ARE PROPERTY OF PT PAI INDONESIA	ARRANGEMENT OF FUNNEL	PAI	INDONESIA
PROJECTION SYMBOL			

PRINT BY CATAN



ELEVATION
(FR. SPACE 600)

12 11 10 9 8 7



5151001

FR18 SECTION 8

B.L.

FLOOR

2ND DK

S.S.

UPPER DK.

POOP-DK.

BOAT-DK.

BRIDGE-DK.

NH3 9/6 EXHAUST E
NH3 9/6 EXHAUST E

PIPE SILENCER

SEWAGE TREATMENT PUMP
LIQUID SEPARATOR

LIQUID SEPARATOR

LWL

MAIN COOLER

Coolers

MAIN COOLERS
SCAUX AND DEEWA TANKS

TANKS

COOLERS

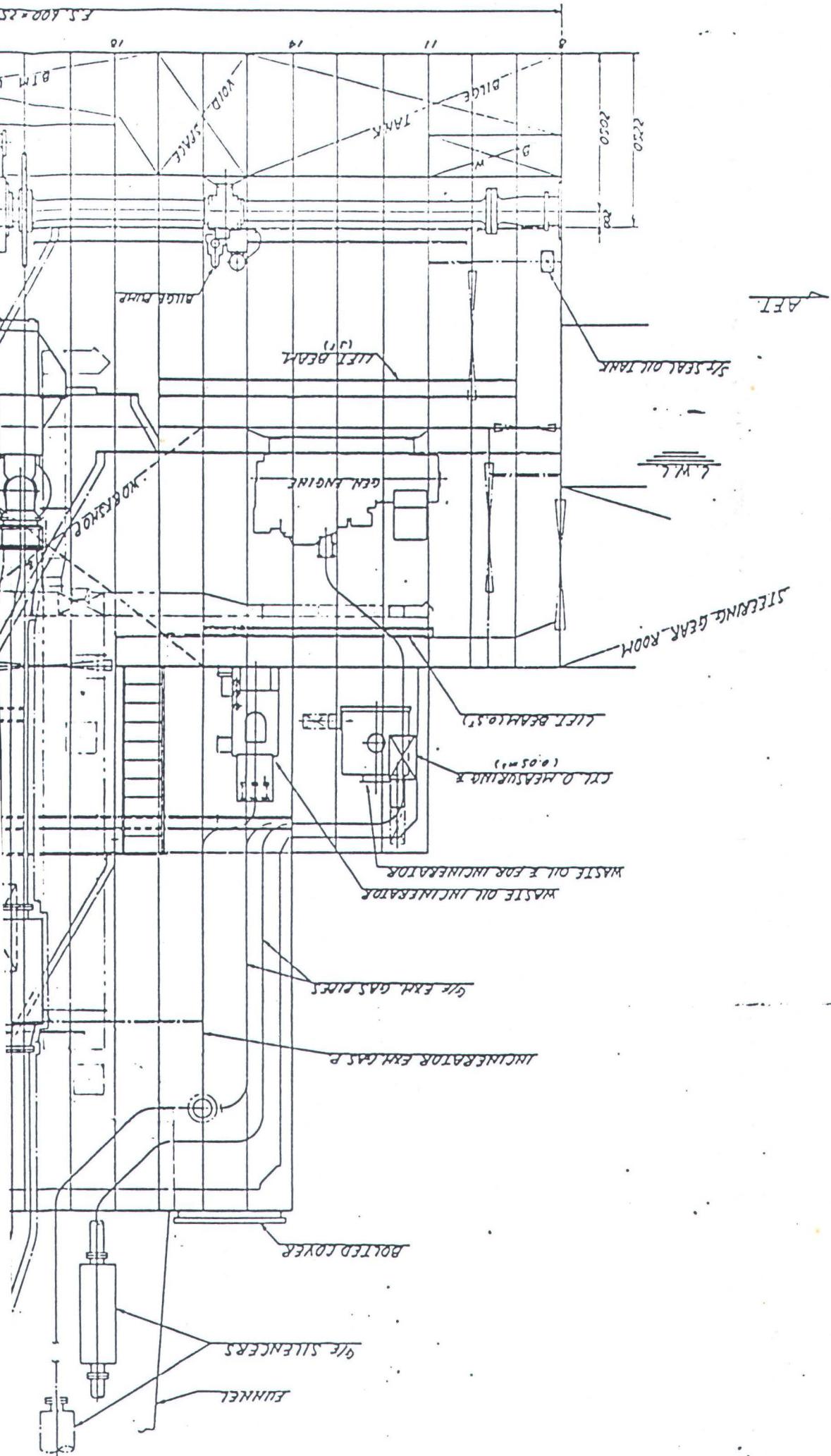
SCAUX

DEEWA

TANKS

COOLERS

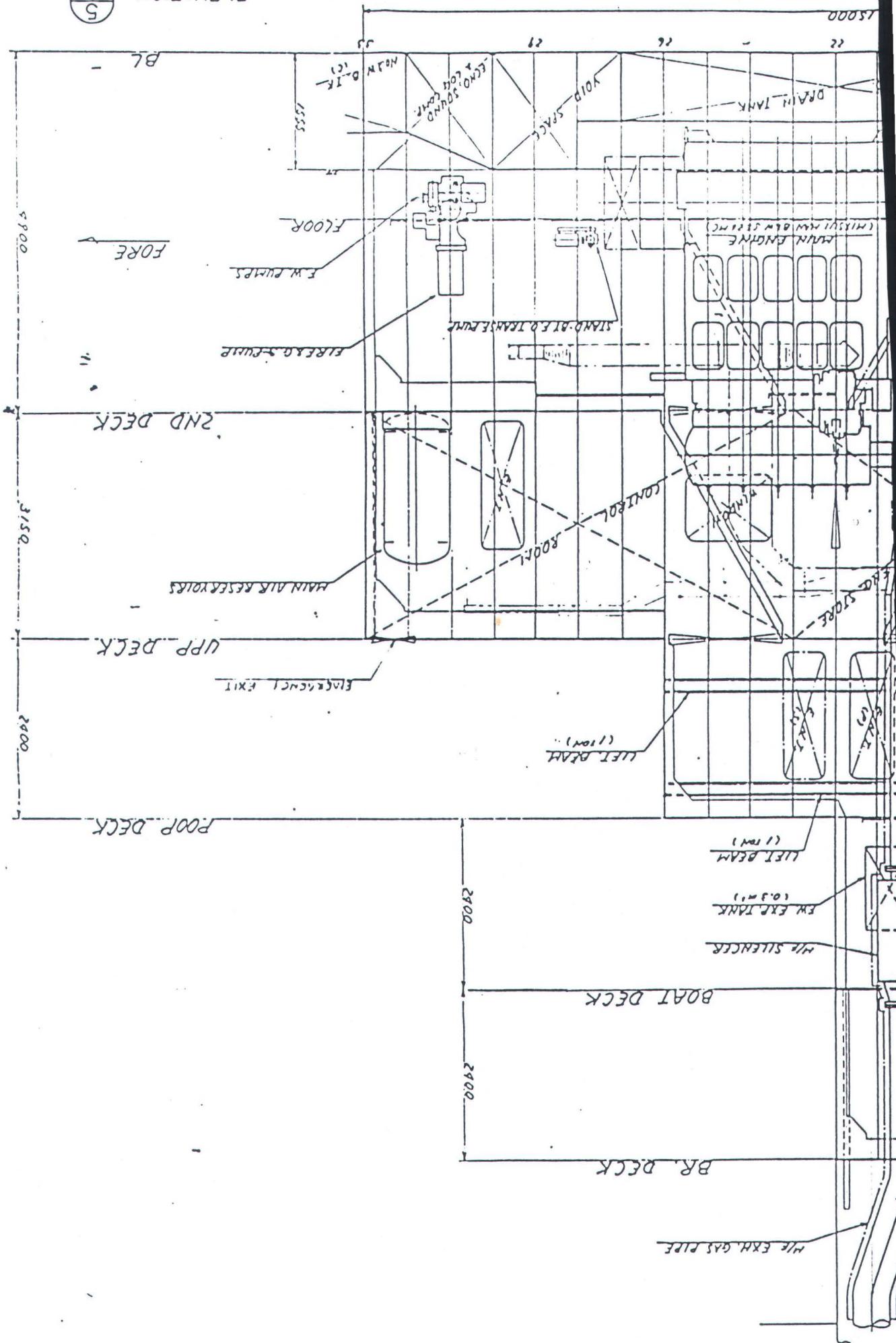
SCAUX



ELEVATION

58

00057





DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111, Telp. 5947254, 5947274
Pesw. 262, 5944857, Fax. 5947254

DAFTAR KEMAJUAN TUGAS AKHIR (NE. 1701)

Judul Karya Tulis : STUDI TENTANG DESAIN PIPA GAS BUANG PADA KAPAL CARAKA JAYA NIAGA III-24 MILIK PT. PELAYARAN MERATUS

Dosen Pembimbing : Ir. Tony Bambang M., MSc.

Nama : Dwi Ario Sasono

Nomor Pokok : 491 420 0276

Tanggal diberikan tugas : 2 Februari 1996

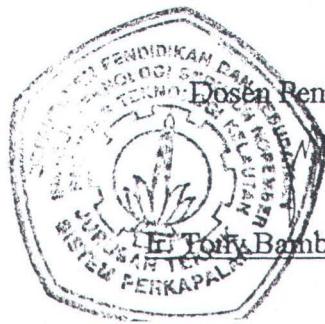
Tanggal diselesaikan tugas :

No.	TGL	KEMAJUAN	T.T. DOSEN	No.	TGL	KEMAJUAN	T.T. DOSEN
1.	3/2	Tanda Tangan surat tugas	✓	10.	20/7	kesimpulan	✓
2.	26/3	Artsenri dasar teori	✓	11.	22/7	revisi kesimpulan	✓
3.	30/3	revisi Dasar teori	✓	12.			
4.	6/5	diagram Sankey	✓	13.			
5.	29/5	Flowchart pekerjaan	✓	14.			
6.	20/6	Perhitungan Back Pressure ST	✓	15.			
7.	29/6	Perhitungan Back Pressure Act	✓	16.			
8.	9/7	Skema gas buang	✓	17.			
9.	16/7	Kurva energi	✓	18.			

Catatan :

Siap untuk diujikan	✓
Belum siap untuk diujikan	
Waktu tugas diperpanjang	
Tugas dibatalkan	

Surabaya, 24 Juli 19.96



Ir. Tony Bambang M., MSc.

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
S U R A B A Y A

LEMBAR EVALUASI PRESENTASI KE DUA TUGAS AKHIR
(TN 1701)

Setelah membaca, mempelajari dan menimbang presentasi ke dua tugas akhir yang dilaksanakan oleh

Nama : Dwi Ario
Nrp : 401 4200276
Judul :
Tanggal SK TA :
Dosen Pembimbing : 1. Ir. Toni Bambang MSc
2.

maka tim dosen menilai bahwa pekerjaan tugas akhir tersebut sampai dengan hari ini mencapai 40 % dari keseluruhan tugas dan memutuskan mahasiswa tersebut diatas (*Lingkari salah satu pilihan dibawah ini*)

2. Dapat melanjutkan dan mengikuti presentasi ke tiga
 3. Dapat melanjutkan namun belum dapat mengikuti presentasi ke tiga serta memperpanjang waktu penggeraan selama ... bulan
3. Tidak dapat mengikuti presentasi ke tiga serta mengganti judul baru

CATATAN :

x ~~Dwi~~ Kalau bisa selesai dapat mag
presentase 3

Surabaya,

Menyetujui tim dosen penilai

N a m a

1. Dwi Ario (ketua)
2. (Dosen Pembimbing)
3. Ayuk Zulhelmy (anggota)
4. (anggota)
5. Tony Bambang (anggota)
6. (anggota)
7. Latifah B. (anggota)

Tanda Tangan

1. Arif
2.
3. Jat
4.
5. J
6.
7. SR

Tanda tangan Mahasiswa

ARIO
JM