

**MOTOR BAKAR
SISTEM TURBO CHARGER PADA
MOTOR BAKAR DIESEL PENGGERAK EXCAVATOR
DAYA : 128 HP PUTARAN : 1800 rpm**

TUGAS AKHIR

*Diajukan Untuk Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik*

O l e h :

**HENDRA CIPTA
NIM : 99 813 0031**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
2004**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)11/1/24

**MOTOR BAKAR
SISTEM TURBO CHARGER PADA
MOTOR BAKAR DIESEL PENGGERAK EXCAVATOR
DAYA : 128 HP PUTARAN : 1800 rpm**

TUGAS AKHIR

Oleh :

**HENDRA CIPTA
NIM. : 99 813 0031**

Disetujui :

Pembimbing I

Ir. Darianto, MSc

Pembimbing II,

Ir. Amrinsyah

Mengetahui :

Dekan,

Drs. Dadan Ramdan, MEng., MSc

Ka. Program Studi,



Ir. Darianto, MSc

Tanggal Lulus :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 11/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kita panjatkan kehadiran Allah SWT yang memberikan rahmat dan karunianya kepada penulis sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Sarjana ini. Yang mana tugas Sarjana ini merupakan Tugas Akhir bagi penulis pada Fakultas Jurusan Teknik Mesin, Universitas Medan Area.

Adapun tugas yang diberikan pada penulis adalah Mesin-Mesin Fluida dengan spesifikasi Kompresor Torak yang digunakan untuk keperluan instrumentasi pada Kilang Minyak Mentah pada Pertamina Unit Pengolahan Pangkalan Berandan.

Dalam menyelesaikan tugas ini, penulis sudah berusaha semaksimal mungkin untuk mendapatkan hasil yang terbaik, namun penulis menyadari sepenuhnya kalau tugas ini masih jauh dalam kekurangan dari kesempurnaannya. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran-saran yang bersifat membangun demi kesempurnaan tulisan ini.

Pada kesempatan ini, telah banyak pihak yang ikut berperan penting dalam penyusunan tugas akhir ini sehingga penulis mengucapkan terima kasih dan penghargaan setinggi-tingginya kepada :

1. Bapak Drs. Dadan Ramdan, M. Eng, selaku Dekan Fakultas Teknik Mesin Medan Area.
2. Bapak Ir. H. Amirsyam Nasution, MT, selaku Dosen Pembimbing I tugas akhir ini.
3. Bapak IR. Darianto, MSc, selaku Dosen Pembimbing II, juga sebagai Ketua Jurusan Mesin.

4. Seluruh Dosen dan Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area yang memberikan kontribusi banyak dalam penyelesaian tugas akhir ini.
5. Kepada rekan-rekan mahasiswa Teknik Medan Universitas Medan Area.

Medan , 25 Maret 2004

Penulis

Hendra Cipta



	Halaman
SPEKIFIKASI TUGAS	i
KARTU ASISTENSI TUGAS AKHIR	ii
BERITA ACARA SEMINAR	iii
DAFTAR ISI	iv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Tujuan Penulisan	3
1.3 Permasalahan	4
1.4 Pembatasan Masalah	5
1.5 Metodologi	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1. Motor Bakar	6
2.1.1. Mesin Pembakar Luar	6
2.1.2. Mesin Pembakar Dalam	6
2.2. Analisa Perhitungan Daya	11
2.2.1. Kapasitas Cangkul	12
2.2.2. Faktor Geometri	12
2.2.3. Faktor Tahanan Gelinding (RR)	14
3.2.2. Perhitungan Termodinamika Motor Bakar	73
A. Persamaan Gas Ideal	77
B. Proses 1-2, Langkah Kompresi Isentropis	78
C. Proses 2-2a-3, Langkah Pembakaran	78

D. Proses 3-4, Langkah Eskpansi Isentropis	81
E. Langkah Idealisme 4-4a, Isentropis	81
F. Fraksi Gas Pembakaran Terhadap Udara Bersih	82
G. Kerja Ideal per Siklus (Wid)..	84
H. Kerja Indikator per siklus (Wind).....	84
I. Kerja Efektif (Weff).....	84
J. Efisiensi Termis Indikator (η_{th} id).....	84
K. Efisiensi Termis Indikator (η_{th} ind).....	85
L. Efisiensi Termis Efektif (η_{th} eff).....	85
M. Tekanan Indikator (P ind).....	85
N. Tekanan Efektif (P eff).....	85
O. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (S fe)	86
3.2.3. Perhitungan Termodinamika Pada Turbo Charger ..	88
a. Theoritis Udara Pembakaran	88
b. Kebutuhan Udara Sebenarnya	88
c. Jumlah Hasil Pembakaran.....	89
d. Koefisien Pembakaran Motor	89
e. Jumlah Relatif Pembakaran	89
f. Tekanan Gas Buang Saat Langkah Ekspansi.....	90
g. Temperatur Pembakaran Gas pada Pipa Buang.	90
h. Tekanan Gas Buang Masuk Turbin	90
i. Temperatur Gas Buang Masuk Turbin	90
j. Jumlah Massa Aliran Gas Yang Masuk Turbin.	92
k. Daya Turbin	92

l.	Jumlah Massa Aliran udara Masuk Kompresor	93
m.	Daya Kompresor	93
3.3.	Perhitungan Turbo Charger	94
3.3.1.	Perencanaan Turbin.....	94
A.	Jatuh Kalor pada Turbin.....	94
B.	Temperatur Keluar Nozzle.....	94
C.	Kecepatan Gas Keluar Nozlle	94
D.	Volume Spesifik gas pada Tiap Titik.....	97
E.	Luas Permukaan masuk dan keluar Nozlle	97
F.	Perhitungan Segitiga Kecepatan.....	98
G.	Peritungan Dimensi Turbin.....	101
H.	Diameter Poros.....	102
J.	Lebar Sisi Masuk Impeller.....	103
K.	Lebar Sisi Keluar Impeller.....	105
3.3.2.	Perencanaan Kompresor.....	109
A.	Kenaikan Temperatur Proses Sebenarnya	109
B.	Kondisi Udara Masuk dan Keluar Kompresor	110
C.	Kerja Spesifik.....	111
D.	Tinggi Tekan Kompresor	112
E.	Kecepatan Udara Masuk Kompresor.....	112
F.	Volume aliran Masuk Kompresor Sentrifugal	112
G.	Perhitungan dimensi Kompresor	113
1.	Diameter Poros Kompresor	113
2.	Diameter Leher Poros.....	113

3. Diameter Mata Impeller	114
4. Ukuran-ukuran sisi masuk impeller dan sudu-sudu	
5. Ukuran-ukuran sisi keluar impeller dan sudut-sudu	
BAB IV KESIMPULAN	124
DAFTAR PUSTAKA.....	
LAMPIRAN	
TABEL KONVERSI CHARGER	



BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Semakin pesatnya pembangunan di bidang infrastrukturnal dewasa ini dan pembangunan dalam bidang pembukaan transportasi darat guna menghubungkan antar wilayah serta proyek-proyek lainnya, memberikan motivasi perkembangan dalam pengadaan alat-alat berat, guna memenuhi akan tuntutan perkembangan pembangunan tersebut, telah banyak diciptakan alat-alat berat yang berbagai macam kegunaannya. Pada proyek-proyek besar yang membutuhkan kecepatan dan keakuratan kerja, penggunaan alat-alat berat tersebut menjadi sangat penting.

Adapun jenis-jenis alat-alat yang ada saat ini beraneka ragam dan mempunyai kegunaan yang berbeda-beda. Salah satu diantaranya adalah excavator. Excavator termasuk sebagai alat berat yang serba guna karena dapat digunakan untuk menggali, memuat dan memindahkan material. Hal ini tentu menjadi pertimbangan seorang kontraktor dalam mengerjakan suatu proyek. Namun pertimbangan fungsi dan kegunaannya adalah faktor yang perlu diperhatikan dalam memutuskan pemilihan suatu alat-alat berat.

Adapun tinjauan yang lebih luas mengenai excavator dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1.1.1. Berdasarkan roda penggerak dibedakan atas:

- a. Excavator kelabang
 - Tenaga dorong lebih besar

- Bidang kontak track besar
 - Penggerak rantai (track)
 - Kecepatan relatif rendah
 - Faktor slip lebih kecil
- b. Excavator roda (karet)
- Penggerak roda (karet)
 - Daya dorong lebih kecil
 - Bidang kontak lebih kecil
 - Faktor slip lebih besar

1.1.2. Berdasarkan Sistem Motor Penggerak

a. Penggerakan excavator satu mesin

Daya yang dihasilkan oleh motor penggerak digunakan untuk keperluan bergerak (travelling) dan operasi kerja pesawat.

b. Penggerakan excavator dua mesin

Kebutuhan untuk bergerak (travelling) dan operasi kerja masing-masing dilayani oleh sebuah mesin yang terpisah, sehingga mesin memiliki fungsi sendiri-sendiri.

1.1.3. Berdasarkan Sistem Pengoperasian

a. Sistem kabel

Pada pengoperasian peralatan untuk membuat, menggali dan memindahkan material dilakukan sistem kable sistem kabel untuk mengatur posisi boom dan lengan (stick).

b. Sistem hidrolik

Pada pengoperasian peralatan pada waktu posisi boom, berputar (swing) serta berjalan (travelling) dikerjakan sepenuhnya dengan hidrolik. Pada dewasa ini penggunaan sistem ini sangat luas pemakaiannya untuk excavator.

1.1.4. Berdasarkan Bentuk Boom

a. Boom penjangkau (reach boom)

Lebih sesuai digunakan untuk pembuatan parit dan konstruksi umum, dimana jangkauan dan kedalaman pengorekan merupakan pertimbangan utama.

b. Boom excavasi massa (mass excavation boom)

Digunakan untuk memindahkan material lebih cepat dan efisien dalam hasil pengerukan / penggalian dan pengangkatan muatan.

c. Boom penjangkau jauh (long reach boom)

Penggunaannya untuk mengerjakan, meratakan tanah, pengambilan tanah, konservasi sungai, pengerukan dan irigasi yang memerlukan jarak jauh dan muatan-muatan ringan.

d. Boom geometri variabel (geometry variabel boom)

Untuk bekerja di ruang yang extra sempit maka boom jenis ini dapat mencapai/curahan maximum bila dipanjangkan.

1.2. Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari penulisan skripsi ini adalah guna melengkapi salah satu syarat dalam mencapai kerjasama di samping dari kelulusan setiap mata

kuliah dan praktikum yang telah ditentukan dalam kalender akademik Fakultas Teknik Mesin Universitas Medan Area. Selanjutnya juga memperdalam pemahaman, wawasan terhadap salah satu mata kuliah pilihan (MKP).

1.3. Permasalahan

Excavator merupakan salah satu alat berat yang dioperasikan pada bidang pekerjaan yang sulit dikerjakan oleh manusia dan oleh sebab itu, excavator selalu ditempatkan pada medan yang berat. Disamping itu excavator juga memiliki kekurangan-kekurangan yang mana menjadikan excavator tidak dapat beroperasi secara optimal. Yang mana apabila excavator bekerja pada ketinggian dan kondisi alam yang berbeda-beda, di mana tenaga mesin akan berkurang sebesar 1%-3% tiap kenaikan tempat 1000 m dari ketinggian 750 m dari atas permukaan laut. Oleh sebab itu excavator membutuhkan tenaga yang lebih besar dari yang dihasilkan oleh motor bakar penggerakannya.

1.4. Pembatasan Masalah

Di dalam penulisan ini batasan-batasan masalah meliputi teori motor bakar yang mengarah ke pembahasan motor diesel dan perhitungan-perhitungan utama dalam motor bakar, serta meliputi permasalahan utama mengenai perencanaan Turbo Charger pada motor bakar diesel penggerak excavator.

Turbo charger itu sendiri sangat berguna untuk meningkatkan daya yang dihasilkan motor bakar tanpa memperbesar ukuran volume selinder dari motor bakar tersebut, sehingga bentuk dari motor bakar tersebut tetap walaupun daya

yang dihasilkannya lebih besar dibandingkan motor bakar dengan ukuran yang sama tanpa ada Turbo Charger.

I.5. Metodologi

Adapun sumber-sumber yang menjadi bahan masukan penulis dalam penulisan skripsi ini berasal dari survey lapangan pada PT. Trakindo Utama Medan, studi pustaka dan masukan-masukan dari rekanan yang berkompeten dalam topik permasalahan serta bimbingan dari dosen pembimbing penulis sendiri yang telah ditentukan sebelumnya.

I.6. Sistematika Penulisan

Di dalam penulisan skripsi ini penulis membaginya menjadi beberapa bab pembahasan yang saling berkaitan satu dengan yang lainnya, yaitu :

- Pendahuluan
- Tinjauan Pustaka
- Analisa Perencanaan
- Kesimpulan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Motor Bakar

Salah satu jenis penggerak mula yang banyak digunakan ialah mesin kalor, yaitu mesin yang mengubah energi mekanis. Energi panas ini diperoleh melalui proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar di dalam suatu ruang yang disebut dengan ruang bakar. Ditinjau dari cara untuk memperoleh energi panas ini, maka mesin kalor ini dibedakan atas dua jenis, yaitu :

- Mesin Pembakaran luar (external combustion engine)
- Mesin Pembakaran dalam (internal combustion engine)

2.1.1. Mesin Pembakaran Luar (External Combustion Engine)

Pada jenis ini, proses pembakaran terjadi di suatu ruang bakar yang mana energi pembakaran dipindahkan kefluida kerja melalui dinding-dinding pemisah untuk digunakan selanjutnya, contoh : mesin uap, panas hasil pembakaran digunakan untuk memanaskan air sampai menjadi uap bertekanan dan uap ini dipergunakan untuk menggerakkan piston atau sudu-sudu turbin uap. Pemakaian yang umum pada proses industri dan transportasi.

2.1.2. Mesin Pembakaran Dalam (Internal Combustion Engine)

Pada jenis ini, proses pembakaran terjadi di dalam suatu ruang yang berfungsi sebagai ruang bakar dan gas hasil pembakaran berfungsi langsung

sebagai fluida kerja di dalam motor bakar torak. Gas hasil pembakaran ini berfungsi mendorong piston untuk memperoleh gerak mekanis. Sedang pada turbin gas berfungsi memutar sudu-sudu dari rotor turbin untuk mendapatkan kerja mekanis.

Jadi mesin pembakar dalam ini dapat dibedakan atas:

- Motor bakar rotory, misal : Motor Wankel, Turbin Gas.
- Motor Bakar Torak

A. Motor Bakar Rotary

Seperti dijelaskan diatas, cara kerja mesin ini ialah dengan memanfaatkan gas hasil pembakaran untuk memutar porosnya yang dilengkapi dengan sudu-sudu pada rotor turbin dari turbin gas dan pada motor wankel untuk memutar rotor yang berbentuk segi tiga dan poros yang excentris.

Pemakaian motor bakar jenis ini banyak terdapat pada pusat pembangkit tenaga (power plant), alat transportasi udara dan laut serta perindustrian besar.

B. Motor Bakar Torak

Motor bakar adalah salah satu jenis yang paling sederhana ukuran dan beratnya yang relatif kecil bila dibandingkan dengan yang lainnya. Maka itu penggunaannya sangat luas dan mudah dalam pengoperasiannya serta perawatan dan harga yang sangat ekonomis. Motor bakar torak dapat diklasifikasikan dalam beberapa jenis, antara lain :

- a. Berdasarkan siklus kerjanya

- b. Berdasarkan langkah piston
- c. Berdasarkan jenis bahan bakar
- d. Berdasarkan posisi dan jumlah silinder serta letak katupnya.

B.1. Berdasarkan siklus kerjanya

Berdasarkan siklus kerjanya dapat dibedakan atas :

Siklus Otto

Siklus ini sering juga disebut dengan siklus udara volume konstan. Pada siklus ini proses pembakaran terjadi pada saat volume konstan yaitu mulai menyalanya busi pada awal langkah kompresi.

Siklus Diesel

Siklus diesel ini pada mulanya disebut juga dengan siklus udara tekanan konstan, yaitu pertama kali ditemukan oleh Rudolf Diesel. Dalam perkembangannya, motor diesel ini mengalami kemajuan. Siklus diesel banyak digunakan pada motor diesel putaran rendah.

Siklus dual combustion

Siklus ini adalah perkembangan dari siklus diesel dan disebut juga dengan siklus udara volume dan tekanan konstan, yang digunakan pada mesin motor diesel putaran tinggi. Pembakarannya terjadi pada volume tetap yang disusul dengan pembakaran pada tekanan tetap. Hal ini terjadi karena adanya putaran tinggi, sehingga tidak hanya pada tekanan tetap, melainkan didahului dengan pembakaran pada volume tetap.

Untuk pembahasan diagram indikatori dari siklus tersebut akan dijelaskan pada analisa termodinamika.

B.2. Berdasarkan langkah piston

Berdasarkan langkah piston, maka bakar torak dapat diklasifikasikan :

- Motor bakar 4 langkah
- Motor bakar 2 langkah

Bila motor bakar 4 langkah menjalani siklus lengkap, yaitu :

Langkah isap (pengisian)

Langkah tekan (kompresi)

Langkah kerja (expansi) yang didahului dengan pembakaran

Dan langkah buang.

Dalam dua kali putaran poros engkol dan empat kali langkah translasi piston menghasilkan satu siklus kerja disebut motor bakar 4 langkah. Sedangkan motor bakar 2 langkah, apabila untuk menghasilkan satu siklus kerja membutuhkan satu kali siklus kerja tersebut terjadi : langkah isap → pembilasan → kompresi → pembakaran → usaha/kerja → langkah buang.

B.3. Berdasarkan jenis bahan bakar

Bahan bakar yang kita kenal dalam kehidupan sehari-hari dapat kita golongkan atas dua bagian besar, yaitu :

- Bahan bakar hasil pertambangan, misal : minyak bumi, gas, batubara.
- Bahan bakar hasil buatan industri, misal : alkohol, metanol. Etanol.

Motor bakar menggunakan kedua jenis bahan bakar tersebut, terutama dari turunan minyak bumi, gas dan bahan bakar hasil industri. Bahan bakar dari hasil penyulingan minyak bumi untuk motor bakar kita kenal :

- a. Minyak diesel yang terbagi atas :
 - Minyak ringan seperti : solar
 - Minyak berat seperti : residu
- b. Famili bensin, seperti : bensin, bensol, premium, premix dan juga termasuk hasil industri seperti : metanol, etanol.
- c. Bahan bakar gas, sekarang sudah mulai populer digunakan karena harga yang cukup murah dan bebas polusi. Ada beberapa jenis bahan bakar gas, diantaranya :
 - Bahan bakar gas hasil penambangan gas bumi, seperti LNG (Liquified Natural Gases)
 - Bahan bakar gas hasil sampingan dari penambangan minyak bumi, seperti : LPG (Liquified Petroleum Gases)
 - Bahan bakar gas hasil dari pengolahan industri, seperti : Metanol.

B.4. Berdasarkan Posisi Dan Jumlah Silinder Serta Letak Katupnya

- a. Berdasarkan posisi silinder : posisi tegak (inline), “V” type dan horizontal.
- b. Berdasarkan jumlah silinder : single dan multy cylinder.
- c. Berdasarkan latak katupnya : Over Head Valve (OHV), Single Over Head Valve (SOHV), Double Over Head Camshaft (DOH)

Semenjak ditemukannya motor bakar perkembangan saat sekarang ini yang khususnya digunakan untuk transportasi darat dikena' 2 jenis motor bakar, yaitu motor bahan bakar bensin dan motor bakar diesel.

2.2. Analisa Perhitungan Daya

Daya yang dibutuhkan melayani kerja excavator dipengaruhi oleh beberapa faktor, yangmana nantinya menjadi spesifikasi dalam pemilihan motor bakar. Adapun faktor-faktor tersebut adalah :

- a. Kapasitas cangkul (Bucket)
- b. Faktor geometri
- c. Faktor tanjakan
- d. Faktor tahanan dingin
- e. Faktor ketinggian (Altitude)
- f. Daya traksi
- g. Faktor daya pompa.

2.2.1. Kapasitas Cangkul (Bucket)

Pada perencanaan kerja excavator dibatasi dengan menghadapi kondisi sebagai berikut :

- Berfungsi untuk pembuatan parit, konstruksi umum dan memindahkan material hasil pengerukan.
- Material yang dikeruk dan dipindahkan berupa pasir, kerikil dan tanah liat.
- Pada excavator ini memiliki jenis peralatan kerja Boom Penjangkau (Reach Boom).

Maka berat muatan dapat ditentukan :

$$W = V \cdot S_w$$

Dimana :

W = Berat muatan (kg/m^3)

V = Volume Bucket (m^3)

S_w = Berat spesifik muatan

2.2.2. Faktor Geometri

A. Jenis permukaan jalan

Permukaan jalan mempengaruhi cangkram antara track/ban terhadap permukaan jalan. Adapun jenis permukaan jalan yang akan dihadapi oleh excavator pada waktu beroperasi pada tabel berikut :

Tabel 2.1. Koefisien Traksi

Tipe dan Keadaan tanah	Roda ban	Roda rantai (Track)
Lempung, liat kering, tanah kering, jalan datar, tanpa pengerasan kering.	0,55	0,75
Lempung, liat basah, lempung liat becek, tanah pertanian basah	0,45	0,77
Tempat pengambilan batu	0,65	0,50
Jalan kerikil gembur	0,40	0,50
Pasir basah	0,36	0,50
Jalan kering gembur	0,20	0,30
Tanah basah berlumpur	0,20	0,50

Sumber Carter Pillar Hand Book, 1983

Pada perencanaan kondisi yang akan dilalui excavator diambil pada koefisien traksi sebesar 0,90 (memakai track). Karena kondisi medan yang berat maka dipilih penggerak untuk berjala track. Hal ini karena :

- Faktor slip lebih kecil karena luas permukaan track lebih merata.
- Dapat bekerjalebih optimal pada permukaan jalan yang buruk.
- Pemeliharaan lebih efisien.

B. Berat total kendaraan

Berat excavator saat beroperasi dengan beban sarat adalah berat kendaraan ditambah berat muatan maksimal, sehingga berat total kendaraan dapat dihitung.

$$DBP = \text{Koefisien Traksi} \cdot \text{GWW} \dots \dots \dots (\text{Cat. Hd. Book, 1983})$$

Dimana :

DBP = Drawbar Pull Maximum

GWW = Berat Total Kendaraan

Maka :

$$gww = \frac{DBP}{\text{Koefisien traksi}} (kg)$$

2.2.3. Faktor Tahanan Gelinding (RR)

Tahanan gelinding adalah hambatan yang timbul akibat gesekan roda/track, sewaktu excavator melakukan traksi untuk mengatasi permukaan tanah yang dilalui. Adapun harga tahanan gelinding dapat dilihat pada tabel berikut ini :

Tabel 2.2. Faktor Rolling Resistance Tipical

Kondisi Jalan	Kg/ton	Ib/ton	Ekivalansi (%)
Permukaan jalan keras, halus, stabil tanpa timbul penetrasi.	20	40	2
Permukaan jalan keras, sedikit melendut akibat beban atau bergelombang, terawat rutin.	32,5	65	3
Salju, padaat, packet	25	50	2,5
Urai	45	90	4,5
Jalan kotor, melendut jika dibebani, sedikit terawat, tanpa air, penetrasi roda ± 25 mm	50	100	5
Jalan dengan bekas roda-roda, lembah tanpa perawatan, tidak ada stabilitas, penertasi roda 100 – 150 mm	75	150	5
Pasir lepas atau kerikil	100	200	10
Jalanan dengan bekas roda yang berlumpur tanpa perawatan.	100-200	100-400	10-20

Pada perencanaan excavator dipilih jenis rantai (track) dikondisikan melakukan traksi pada jalan kotor, melendut jika dibebani, sedikit terawat tanpa air. Maka faktor RR (%).....(Cat. Hid. Book, 1983)

2.2.4. Faktor tahanan tanjakan (GR)

Tahanan tanjakan terjadi sewaktu excavator melalui tanjakan yang besarannya ditemukan berat excavator berat excavator itu sendiri, sudut tanjakan dan tahanan gelinding. Pada sudut tanjakan diambil 20° atau faktor GR (%) = 46,4%.....(Cat. Hd. Book 1983)

2.2.5. Faktor tahanan angin atau udara (AR)

Tahanan udara adalah hambatan yang timbul akibat tumbukan angin disebabkan oleh kecepatan kendaraan/excavator, tetapi secara praktis tahanan udara tidak mempengaruhi perhitungan daya yang kekecepatannya rendah.

Pada excavator berdasarkan berdasarkan survey lapangan dan data kecepatan excavator sangat rendah sekali, sehingga faktor tahanan udara dapat diabaikan,

Kecepatan maksimum excavator : 5,5 km/jam

Kecepatan minimum excavator : 3,5 km/jam

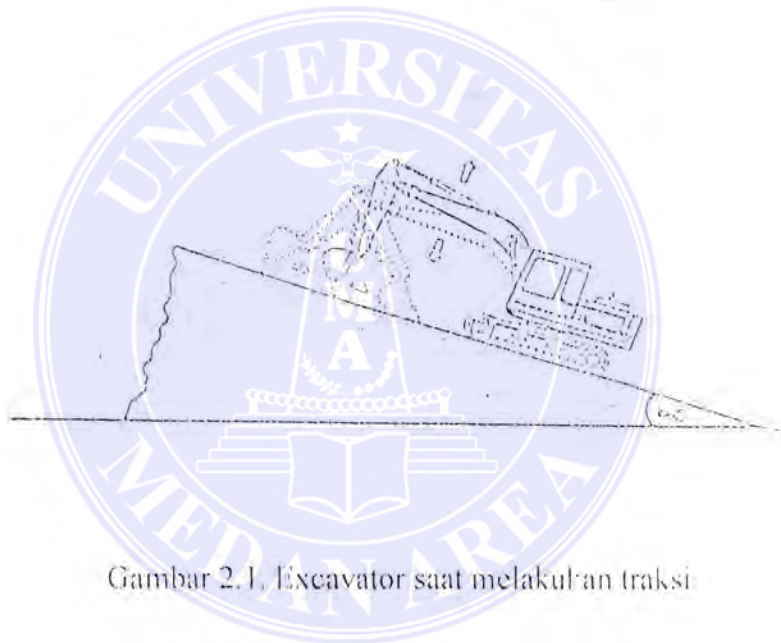
2.2.6. Faktor ketinggian (Altitude)

Excavator direncanakan beroperasi pada ketinggian permukaan laut yang berbeda-beda. Tenaga mesin berkurang 1% setiap kenaikan tempat 1000 m dari ketinggian 750 m, atau berkurang 3% setiap kenaikan tempat 1000 m dari ketinggian 750 m. Pada mesin empat langkah ketentuan tersebut biasanya berlaku tetapi pada mesin dua langkah faktor kehilangan sebesar 1%..... (Rostawati, 1981). Untuk mengatasi hal itu, maka digunakan alat *super charger* yang dapat

menyuplai udara lebih banyak ke ruang bakar, sehingga performance excavator dapat optimal seperti yang diharapkan. Bahkan pada daerah garis ketinggian tersebut dapat menaikkan kerja excavator sampai 125%.

2.2.7. Daya traksi

Pada perencanaan daya yang terbesar dihasilkan motor penggerak, pada saat excavator melakukan maksimum.



Gambar 2.1. Excavator saat melakukan traksi

$$N_t = \frac{GVW \times TTE \% \times V \text{ min}}{273,5} \dots\dots\dots (\text{cat. Hd. Book 1983})$$

Dimana :

- N_t = Daya traksi
- GVW = Berat Total Kendaraan
20.000 kg
- TTE = Efisiensi Transmisi

$$= RR\% + GR \%$$

V = Kecepatan minimum excavator

2.2.8. Faktor daya pompa

Pompa pada excavator digunakan untuk unit angkat dan swing (implement) dan pompa pada pilot.

Pompa unit angkat dan swing (implement)

Tenaga yang dihasilkan pompa digunakan untuk keperluan unit berputar dan berputar, yang datanya direncanakan berdasarkan survey.

Pompa pada pilot

Tenaga yang dihasilkan untuk menggerakkan kendali operator. Ada yang diperlukan guna perencanaan meliputi :

- Kapasitas aliran maksimum
- Tekanan maksimum

Daya pompa untuk implement dan sirkuit pilot (Swing)

Daya tiap pompa dapat dihitung dengan rumus :

$$Nl = \frac{P \times Q}{598 \times \eta p} \dots\dots\dots (Petrovsky, N. 1983)$$

Dimana :

- Np = Daya pompa (HP)
- P = Tekanan maksimal pompa 9 kg/cm²)
- Q = Kapasitas aliran pompa (l/mi)
- η = Efisiensi pompa
- η v x η_i

2.3. Analisa Termodinamika

2.3.1. Proses Siklus pada Motor Diesel

Motor bakar yang direncanakan adalah jenis motor bakar 4 langkah. Disebut motor bakar 4 langkah karena ada empat proses terjadi di dalam ruang bakar, yaitu :

- Langkah isap
- Langkah kompresi
- Langkah kerja
- Langkah buang

Keempat langkah ditempuh dalam dua kali putaran (720°) poros engkol. Untuk mendapatkan tingkat keadaan dari setiap proses diatas dan parameter lainnya, seperti : tekanan efektif, efisiensi termis, konsumsi bahan bakar spesifik dan lain-lain, maka proses diatas dihitung berdasarkan hukum-hukum termodinamika dan reaksi kimia. Untuk mempermudah perhitungan, maka seluruh proses dianggap ideal.

Adapun dua jenis pada motor bakar diesel, yaitu :

- a. Siklus tekanan konstan
- b. Siklus volume dan tekanan konstan

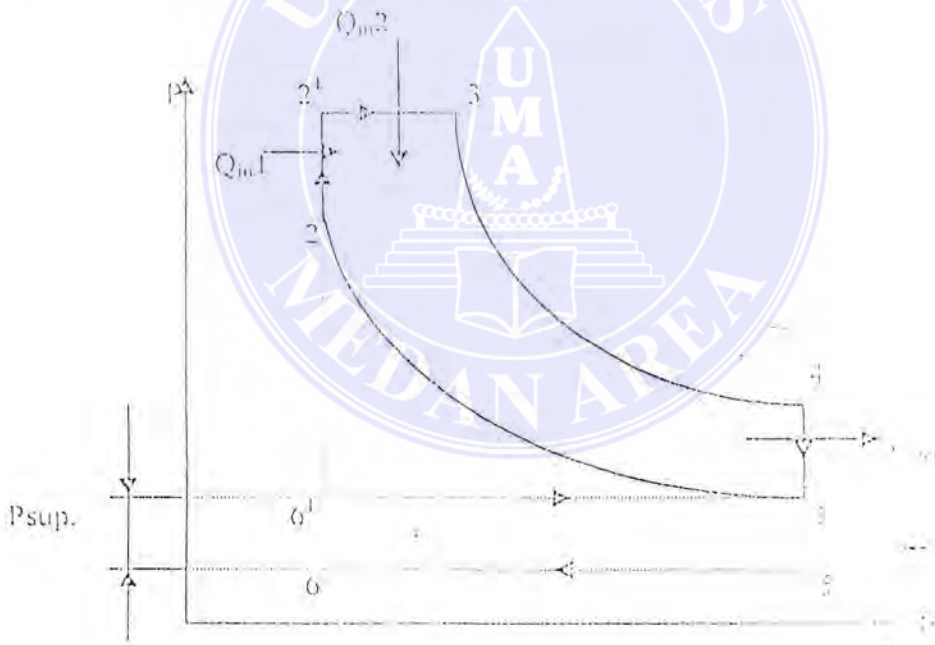
Pada siklus tekanan konstan, bahan bakar disemprotkan menjelang piston mencapai titik mati atas (TMA), demikian selanjutnya sampai pada saat mulai terjadinya pembakaran. Pada umumnya jenis siklus ini sering digunakan pada motor bakar putaran rendah.

Pada siklus volume dan tekanan konstan, penyemprotan bahan bakar serta proses pembakaran terjadi sebelum mencapai TMA. Siklus ini sangat umum digunakan pada siklus motor bakar diesel putaran tinggi.

Pada excavator direncanakan menggunakan motor bakar putaran tinggi. Karena itu siklus yang digunakan adalah siklus volume dan tekanan konstan (Siklus Dua Combustion)/Siklus Gabungan.

Siklus Gabungan (Siklus dual Combustion)

Siklus ini merupakan suatu siklus penggabungan dari siklus Otto dengan siklus diesel, tetapi lebih mendekati siklus diesel yang sebenarnya.



Gambar. 2.2. Siklus Gabungan

Proses pada siklus gabungan :

- Proses $6' - 1$: Langkah isap pada tekanan konstan
- Proses $1 - 2'$: Langkah kompresi isentropia

- Proses 2 – 2': Proses pembakaran pada volume konstan
- Proses 2' – 3 : Proses pembakaran pada tekanan konstan
- Proses 3 – 4 : Langkah ekspansi isentropis
- Proses 4 – 1 : Pembuangan kalor pada volume konstan tanpa turbo charger
- Proses 4 – 5 : Pembuatan kalor pada volume konstan dengan turbo charger
- Proses 5 – 6 : Langkah buang pada tekanan konstan
- Proses 6 – 6': Langkah kerja yang dilakukan turbo charger untuk pengisian udara pada tekanan P_1 .

2.3.2. Bahan Bakar yang digunakan

Motor bakar diesel umumnya membutuhkan bahan bakar ringan (light fuel). Keuntungan jenis bahan bakar ringan ini adalah :

Jenis bahan bakar yang digunakan adalah hexadecadine (solar) yang sesuai dengan standart ASTM D975 Grade No. 1 D dengan data-data sebagai berikut:

- Rumus kimia : $C_{16}H_{34}$
- Bilangan cetana : 50
- Spesifik gravity : 0,85
- Boiling point : 500°
- Nilai pembakaran atas (HHV) : $10.833 \text{ kkal/kg} = 45.364 \text{ kJ/Kg} = 19.509 \text{ Btu/lb}$
- Nilai Pembakaran Bawah (LHV) : $10.125 \text{ kkal/Kg} = 42.400 \text{ kJ.kh} = 18.390 \text{ Btu.lb}$

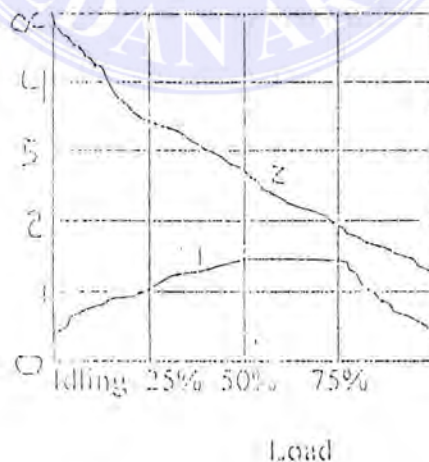
2.3.3. Perbandingan Bahan Bakar dan Udara (F/A)

Pada motor bahan diesel perbandingan antara bahan bakar dan udara berkisar antara 0,014 \approx 0,056.....(Rf. 19, hl.93). Yang mana

$F/A = 0,014$ berarti bahan bakar yang diinjeksikan kurang dari semestinya.

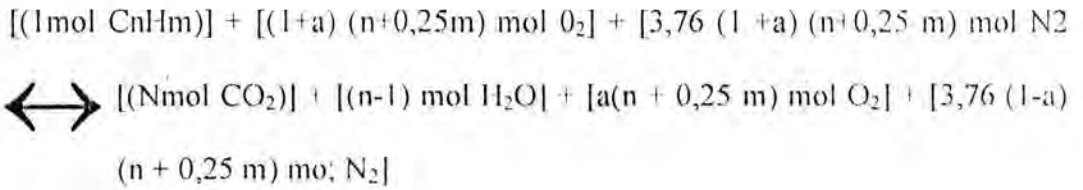
$F/A = 0,056$ berarti udara tidak cukup untuk melakukan pembakaran sempurna, bahan bakar tidak habis terbakar, atau dapat menimbulkan asap pada gas buang.

Untuk mengatasi kerugian akibat kurangnya udara, maka penggunaan udara berlebih (excess air) mutlak merupakan kaharusan dari jumlah udara teoritis yang dibutuhkan. Dengan demikian diharapkan udara berlebih ini tergantung pada kondisi pemakaian/pembebanan. Makin kecil pembebanan, udara berlebih yang digunakan makin besar, sebaliknya makin besar pembebanan, persentase udara berlebihnya makin kecil. Untuk menjamin terjadinya pembakaran sempurna maka dalam analisa termodinamika ini diteneunakaw koefisien kelebihan udara (α) adalah 2 atau 200% dari udara teoritis.....[Ref: 7 hal. 560].



Gambar 2.3 perubahan α terhadap kondisi pembebanan
1. motor otto 2. motor diesel

Perbandingan bahan bakar dengan udara (F/A) diperoleh dari reaksi pembakaran, yaitu :



dimana :

a = Excess air (100%)

n = Jumlah atom c = 16

m = Jumlah atom H = 30

Berat atom (BA) : C = 12 gram

H = 1 gram

O = 16 gram

N = 14 gram

Maka diperoleh perbandingan bahan bakar udara (F/A) :

$$F/A = \frac{\text{Berat } C_{16} H_{30}}{\text{Berat } O_2 + \text{Berat } N_2}$$

Harga F/A tersebut merupakan harga yang menjadi dasar perhitungan termodinamika.

2.3.4. Perhitungan Termodinamika Motor Bakar

Para Meter Awal Kompresi

Besarnya tekanan awal kompresi untuk motor diesel 4 langkah dengan turbo charger.

$$P_a = (0,90 \div 0,95), P_{sup} \dots \dots \dots [Petrovsky, N. 1963]$$

Dimana :

P_a = Tekanan awal langkah kompresi

P_{sup} = Tekanan supercharger

$$= \{1,4 \div 2,5\} \text{ atm} \dots \dots \dots (Petrovsky, N. 1968)$$

Temperatur pada awal kompresi (T_a) :

$$T_a = \frac{T_{sup} + \Delta T_w + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \dots \dots \dots (Petrovsky, N. 1968)$$

dimana :

ΔT_w = Kenaikan temperatur antara dinding silinder dengan ring piston.

$$= (10 \div 15)^0 \text{ C}$$

γ_r = Koefisien residu gas pada super charger

T_{sup} = Temperatur super charger pada motor diesel 4 langkah

Pada motor 4 langkah :

$$T_{sup} = T_a \left[\frac{P_{sup}}{P_a} \right]^{n-1/n} \dots \dots \dots [Kovakh, M. 1979]$$

Dimana :

P_{sup} = Tekanan super charger (kg.cm^2)

P_o = Tekanan udara luar

T_o = Temperatur udara luar rata-rata

n = Exponen politropis super charger (1,6 \div 1,8)

Temperatur udara keluar cooler :

$$T_{sup} = T_{sup} - \Delta T_w \dots \dots \dots (\text{Petrovsky, N. 1968})$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \Delta T_{cool} &= \text{Penurunan temperatur pada inter cooler} \\ &= (25 \div 50)^\circ \text{C} \dots \dots \dots (\text{Petrovsky, N. 1968}) \end{aligned}$$

maka :

$$T_a = T_{sup}^1 + \Delta T_w$$

Dimana :

T_a adalah temperatur pada saat awal langkah kompresi.

Untuk supercharger temperatur awal langkah kompresi berkisar $(320 \div 400)^\circ \text{K}$.

Karena $T_a > T_i$, dibawah temperatur tersebut maka perencanaan cukup aman.

A. Persamaan Gas Ideal

$$P_1 \cdot V_1 = R \cdot T_i$$

Dimana :

V_1 = Volume Isap

$P_1 = P_a$ = Tekanan awal kompresi

R = Konstanta udara

T_i = Temperatur absolut awa. kompresi ($^\circ \text{R}$)

Dari persamaan diatas didapat volume langkah isap :

$$V_1 = \frac{R \cdot T_i}{P_1} \text{ (fit.}^3 \text{ ib.udara)}$$

B. Proses 1 –2 Langkah kompresi :

Pada proses kompresi ini berlaku hubungan :

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{R1}}{V_{R2}} = PK$$

dan

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{P_{R1}}{P_{R2}} = PK$$

maka

$$P_2 = \frac{V_1}{PK} \cdot P_{r2} = \frac{V_{r1}}{PK} \cdot P_1 = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \cdot PK \cdot P_1$$

dimana

V_1 = volume langkap isap

V_{r2} = volume spesifik

P_1 = tekanan awal kompresi

P_2 = tekanan spesifik

PK = perbandingan kompresi

C. Langkah Pembakaran (2-2a-3)

a. Setelah akhir langkah kompresi

Pembakaran berlangsung sebagian pada volume konstan dan sebagian pada tekanan konstan, dimana tekanan pembakaran harus di bawah tekanan maksimum dari material yang digunakan.

Untuk mengetahui isi gas pada titik 3, dapat diperoleh dari persamaan umum energi :

$$U_2 + \left(\frac{PV}{\tau} \right)_2 + KE_2 + PE_2 + Q - \frac{W}{\tau} + KE_3 + PE_3$$

Dimana :

U = total energi dalam (Btu/lb)

$\frac{PV}{\tau}$ = kerja aliran (Btu/lb)

KE = energi kinetik (Btu/lb)

PE = energi potensial (Btu/lb)

Q = panas yang masuk ke dalam sistem (Btu/lb)

$\frac{W}{\tau}$ = kerja yang dilakukan sistem

dari persamaan ini digunakan beberapa idealisasi :

- Proses pembakaran berlangsung adiabatik, $Q=0$
- Energi kinetik dianggap konstan, $KE_2 = KE_3$
- Energi potensial dianggap konstan, $PE_2 = PE_3$
- Selisih kerja aliran dianggap nol, $\frac{PV}{\tau} = 0$

Sehingga persamaan di atas menjadi :

$$U_2 - \frac{W}{\tau} = U_3$$

Dimana :

$$U_u = U_a + U_{bb}$$

U_a = sensible internal dari energi udara

U_{bb} = internal energi bahan bakar

$$\frac{W'}{\tau} = \frac{P_3(V_2 - V_1)}{\tau}$$

$$U/3 + \frac{P_3 V_1}{\tau} = U/_{u} + U/_{bb} + \frac{P_3(V_2 - V_1)}{\tau}$$

maka :

$$h_3 = u_u + u_{bb} + \frac{P_3 \cdot V_2}{\tau}$$

Dengan menggunakan persamaan ini besaran-besaran pada titik 3 dapat diperoleh.

a). Berat udara dan berat bahan bakar

Berat udara :

$$M_u = \frac{1}{1 + F/a} (Ib)$$

Berat bahan bakar:

$$M_{bb} = I - M_u (Ib)$$

Sehingga dapat :

$$U_u = M_u \cdot U_2$$

$$U_{bb} = M_{bb} \cdot U_3$$

Dimana : U_3 adalah nilai bakar bawah bahan bakar.

b). Entalpy pada titik 3

$$h_3 = U_u + U_{bb} + \frac{P_3 \cdot V_2}{\tau}$$

c). Volume pembakaran pada titik 3 (h_3 dicari dari tabel gas)

$$V_3 = \frac{R \cdot T_3}{P_3}$$

Dimana :

V_3 = volume gas pembakaran

R = konstanta udara

T_3 = temperatur gas pembakaran pada titik 3

P_3 = tekanan gas pembakaran pada titik 3

D. Langkah ekspansi Isentropis (3 – 4)

Dari hubungan :

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_{e4}}{V_{e3}}$$

dan

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{P_{e4}}{P_{e3}}$$

dimana : $V_4 = V_1$

maka :

$$P_{e4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^\gamma P_{e3}$$

Dari harga V_{e4} digunakan untuk mencari T_4 , U_4 , P_{e4} dan H_4 pada 0-0 gas,

maka diperoleh P_4 pada titik 4 :

$$P_4 = \left(\frac{P_{e4}}{P_{e3}} \right) \times P_3 \text{ (Psi)}$$

E. Langkah Idealisasi (4 m- 4a) Isentropis

Langkah ini merupakan lanjutan dari proses isentropis (3 - 4) yang merupakan usaha semu, dimana tekanan gas akhir sisa pembakaran dididealisasikan sama dengan tekanan udara luar.

$$\frac{V_{r4a}}{V_{r4}} = \frac{V_{4a}}{V_4}$$

dan

$$\frac{P_{4a}}{P_4} = \frac{P_{r4a}}{P_{r4}}$$

dimana : $P_4 = P_1$

maka :

$$P_{r4a} = \left(\frac{P_{4a}}{P_4} \right) \times P_{r4}$$

dan

$$V_4 = \left(\frac{V_{4a}}{V_{r4a}} \right) \times V_{r4}$$

Untuk mencari harga V_{r4a} , T_{4a} , U_{4a} , dicari pada tabel gas dari P_{r4a} perolehan P_{r4a} .

F. Fraksi gas pembakaran terhadap udara

$$f = \left(\frac{V_1}{V_{4a}} \right) \times \left(\frac{1}{C_r} \right)$$

Dimana :

F = Fraksi gas buang

V_1 = Volume langkah isap

V_{da} = Volume setelah langkah kerja

C_r = Perbandingan kompresi

G. Kerja ideal per-siklus (W_{id})

$$W_{id} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41}$$

Dimana :

$$W_{12} = U_1 - U_2$$

$$W_{23} = P_3(V_3 - V_2)$$

$$W_{34} = U_3 - U_4$$

$$W_{41} = 0 \text{ (Isovolume)}$$

II. Kerja Indikator per-siklus (W_{ind})

$$W_{ind} = W_{id} \cdot F_{diagram}$$

Dimana :

$$F_{diagram} = (75 \div 90)\%$$

I. Kerja efektif (W_{eff})

Kerja efektif adalah kerja yang dihasilkan motor setelah mengatasi kerugian-kerugian mekanis (kerja yang dihasilkan poros engkol).

$$W_{ef} = W_{ind} \cdot \eta_{mek}$$

$$\text{Dimana : } \eta_{mek} = 0,7 \div 0,85$$

J. Efisiensi Thermis Ideal ($\eta_{tr id}$)

$$\eta_{id} = \frac{W_{id}}{Q_{hh}} \times 100\%$$

K. Efisiensi Thermis Indikator ($\eta_{th ind}$)

$$(\eta_{th ind}) = \eta_{th in} \times \text{faktor diagram}$$

L. Efisiensi Thermis Efektif ($\eta_{th eff}$)

$$\eta_{th eff} = \eta_{th ind} \times \eta_{mek}$$

M. Tekanan Indikator (P_{ind})

$$P_{ind} = \frac{W_{ind}}{V_1 - V_2}$$

N. Tekanan Efektif (P_{eff})

$$P_{eff} = P_{ind} \times \eta_{mek}$$

2.4. Turbo Charger / Super Charger

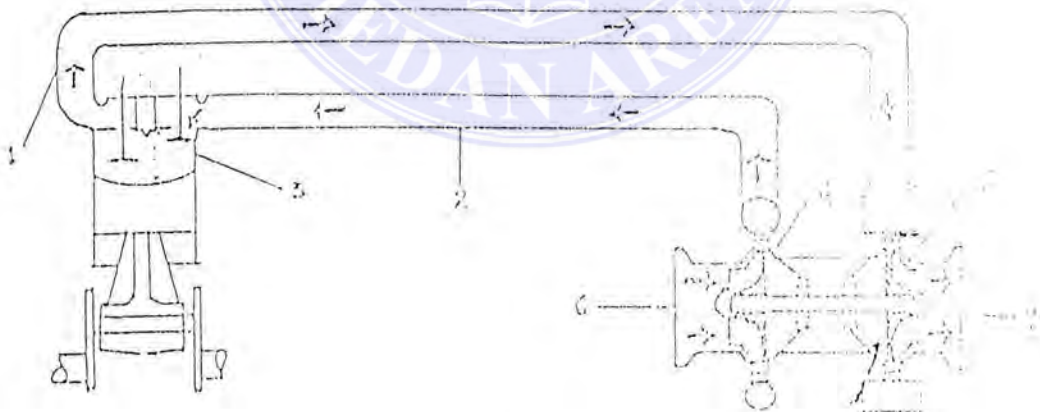
Turbo charger / super charger digunakan dalam kasus berikut :

- Untuk mengatasi ketinggian letak, misalnya pada mesin pesawat atau instalasi stasioner di daerah dataran tinggi.
- Untuk menurunkan berat mesin tiap daya kuda yang dibangkitkan
- Untuk meningkatkan daya mesin kalau terjadi kebutuh daya yang lebih besar tanpa memperbesar cc silinder yang telah ada.

Sistem super charger dapat dibagi 3, yaitu :

- a. Kompresor penggerak mesin, dimana super charger berupa kompresor digerakkan oleh sebagian daya yang diambil dari mesin tersebut dengan cara mengkopel pada poros engkolnya.
- b. Turbo kompresor, dimana penggeraknya menggunakan turbin yang energi panasnya diambil dari gas buang sisa pembakaran.
- c. Sistem kombinasi, dimana penggeraknya menggunakan mesin dan turbin gas.

Pada perencanaan dipilih sistem turbo charger (turbo kompresor), karena reduksi yang terjadi pada sistem tersebut lebih kecil dibandingkan yang lain.

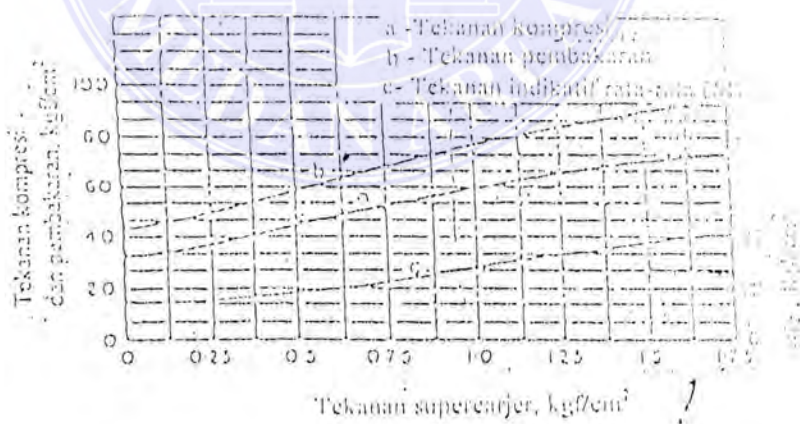


Gambar 2.4. Sistem Turbo Charger

Keterangan gambar :

- | | |
|-------------------------|-----------------|
| 1. Maifold gas buang | 5. Sudu turbin |
| 2. Manifold udara masuk | 6. Udara masuk |
| 3. Silinder mesin | 7. Udara keluar |
| 4. sudu kompresor | |

Batasan tingkat turbo charger pada motor diesel adalah dengan memperhitungkan beban panas yang ditimbulkan mesin. Bila temperatur piston dan silinder mesin terlampaui tinggi mengakibatkan pergerakan melayang pada linear silinder. Apabila tekanan di dalam silinder terlalu tinggi maka beban bantalan semakin bertambah, maka pertimbangan pertama adalah membatasi tingkat turbo charger pada motor diesel.



Gambar 2.5. Efek tekanan turbo charger terhadap tekanan kompresor dan tekanan pembakaran.

Batasan tekanan turbo charger untuk motor diesel 4 langkah dapat diperoleh dengan ketentuan sebagai berikut :.....(Petrovsky, N. 1968).

- Diesel putaran rendah : (1,2 ÷ 1,35) ata
- Diesel putaran menengah : (1,25 ÷ 2,2) ata
- Diesel putaran tinggi : (1,4 ÷ 2,5) ata

Bagi sistem turbo charger, motor bakar dapat dianggap sebagai ruang bakar. Kompresor turbo charger mempunyai saluran udara masuk dan saluran udara gas buang. Saluran gas masuk turbin dihubungkan dengan saluran gas buang mesin. Gas buang setelah masuk dioperasikan di dalam turbin akan keluar ke atmosfer melalui saluran buang turbin.

Keuntungan menggunakan turbo charger antara lain :

1. Dengan diperolehnya tekanan awal kompresi yang tinggi maka daya motor dapat ditingkatkan untuk ukuran motor yang tetap.
2. dapat meningkatkan beban motor / aktivitas angkut.

Ada dua sistem pengaturan turbo charger, yaitu :

1. Katup pengatur gas buang melalui gas buang yang mengalir sekitar turbin.
2. Katup nozzle untuk menjaga perbandingan tekanan pada turbin agar konstan.

Pada perencanaan, sistem pengaturan yang dipakai adalah katup pengatur gas buang atau sistem pengaturan aliran gas.

Kompresor sentrifugal

Kompresor sentrifugal adalah mesin-mesin yang sangat penting, yang dipergunakan pada berbagai macam proses.

Berdasarkan tekanannya kompressor sentrifugal dibedakan menjadi :

- Ventilator
- Blower
- Kompressor dengan pendingin, dan
- Kompressor tanpa pendingin

Sedangkan dilihat dari segi konstruksinya dapat dibedakan menjadi :

- Kompressor radial
- Kompressor axial

Dalam perencanaan dari sudu kompressor radial tanpa sudu dimana fungsi tekanan adalah faktor yang lebih diutamakan.

Udara yang keluar dari sudu kompressor berkecepatan tinggi tersebut ditampung oleh rumah kompressor yang selanjutnya oleh karena adanya fusor, kecepatan udara akan turun sebaliknya statiknya naik.

Ukuran kompressor sangat menentukan kapasitas udara yang memadai bagi mesin yang menggunakan turbo charger.

Beberapa parameter yang perlu diperhatikan dalam perencanaan kompressor antara lain :

- Perbandingan tekanan kompressor (P_{02}/P_{01}), yaitu perbandingan antara tekanan keluar (P_{02}) dengan tekanan masuk (P_{01}).
- Laju aliran massa udara yaitu jumlah udara yang terhisap kompressor persatuan waktu.
- Kecepatan putaran kompressor dan turbin.

Sistem Turbin Gas

Seperti diketahui bahwa unit turbin gas merupakan bagian turbo charger yang menghasilkan kerja, aliran gas buang dari hasil pembakaran pada ruang bakar mesin menggerakkan sudu-sudu turbin/rotor turbin, diserap energinya dan diubah menjadi energi mekanis dan energi mekanis ini merupakan daya poros pada turbin dan akan dipergunakan untuk menggerakkan kompressor.

Secara umum turbin dapat diklasifikasikan 3 bagian utama :

1. Turbin tekanan sama (Impulse Turbine)
2. Turbin tekanan lebih (Reaction Turbine)
3. Turbin kombinasi (Impulse Reaction Turbine)

Pada perencanaan ini dipergunakan turbin tekanan sama dikarenakan tekanan yang didapat dan yang dipergunakan dari gas buang tidak tinggi.

Keuntungan dari turbin tekanan sama ini antara lain :

- Mempunyai putaran yang sangat tinggi sehingga akan menghasilkan diameter rata-rata roda turbin kecil.
- Karena mempunyai satu set sudu jalan, konstruksi turbin menjadi lebih sederhana.
- Kebocoran antara tip sudu dan rumah turbin (Casing) selidiki karena perbedaan tekanan dalam sudu jalan kecil sekali.
- Efek tekanan balik dapat dihindari atau menghambat efek aliran balik pada ruang bakar, karena tekanan yang dihasilkan gas buang tidak tinggi.

Kerugian dari turbin tekanan sama antara lain :

- Efisiensi rendah
- Kejutan (shock) yang terjadi pada sudu jalan tinggi

Ada dua tipe turbin berdasarkan konstruksinya yang sering dipergunakan pada instalasi turbin gas, yaitu :

1. Turbin axial (axial-flow turbine)
2. Turbin radial (Radial-flow turbine)

Beberapa pertimbangan dalam pemilihan antara turbin dan turbin radial antara lain :

- Turbin radial dipakai untuk beban yang lebih rendah dari pada yang ditanggung oleh turbin aksial.
- Kontruksi mesin dengan turbin aksial lebih panjang dari mesin dengan turbin radial.
- Turbin radial lebih sering dipakai sistem turbo charger.
- Turbin radial sangat sesuai dikombinasikan dengan kompressor sentrifugal dalam instalasinya.
- Biaya produksi turbin radial lebih rendah dari pada turbin aksial.

Prestasi dari turbin radial ini telah diteliti mempunyai banyak kelebihan dalam penggunaannya untuk transportasi, industri kimia. Pada transportasi turbin ini dipakai pada turbocharger, baik itu pada motor bensin maupun motor diesel.

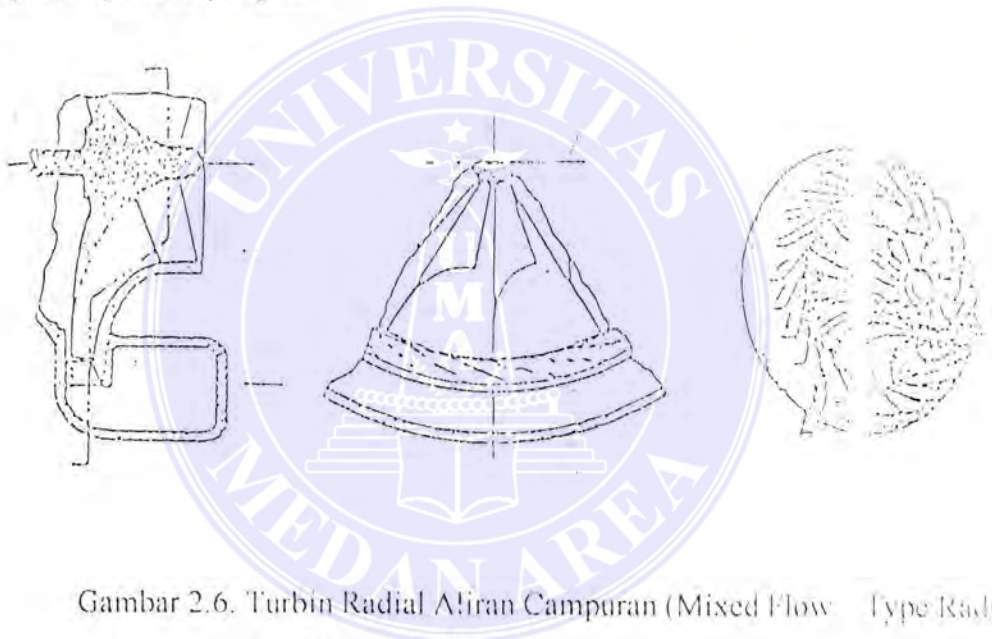
Keuntungan yang terbesar dari turbin dari turbin radial ini adalah kerja yang dihasilkan untuk turbin satu tingkat sama dengan kerja yang dihasilkan oleh dua atau lebih tingkat turbin aksial.

Keuntungan dari pada turbin radial adalah efeksiennya yang lebih rendah dari turbin aksial, namun secara menyeluruh kekurangan tersebut dapat dikompensasikan dengan biaya produksinya yang lebih rendah.

Ada dua jenis turbin radial menurut kontruksi sudu, yaitu :

1. Turbin radial tipe -- cantilever (cantilever -- type radial inflow turbine)
2. Turbin radial aliran campuran (mixed flow -- type radial - inflow turbine)

Pada perencanaan ini dipergunakan : turbin radial tipe aliran campuran dengan tanpa sudu pengarah.



Gambar 2.6. Turbin Radial Aliran Campuran (Mixed Flow Type Radial - Inflow Turbine)

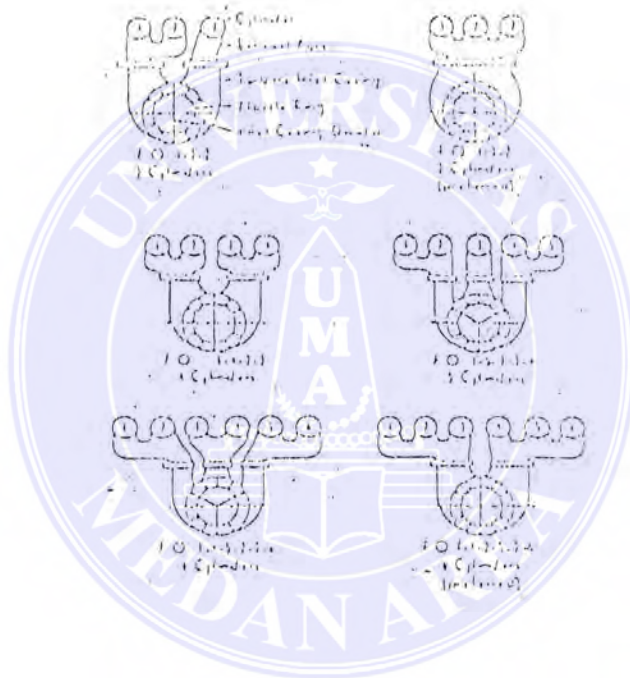
Sistem Pulsa Turbo Charger

Dengan sistem pulsa turbo charger, sistem saluran gas buang dengan posisi / lokasi turbo charger haruslah dirancang dengan hati-hati untuk menghindari ketidak sempurnaan proses pembilasan pada mesin.

Jarak saluran masuk turbin dan jumlah pipa gas buang (gambar 2.5) sebaiknya direncanakan, untuk mesin :

- a. 3 silinder : 1 pipa saluran masuk turbin
- b. 4 silinder : 2 pipa saluran masuk turbin
- c. 5 silinder : 3 pipa saluran masuk turbin
- d. 6 silinder : 2-3 pipa saluran masuk turbin

Untuk mesin 7,8,9 dan 10,12 silinder biasanya dibutuhkan pemakaian turbo charger,

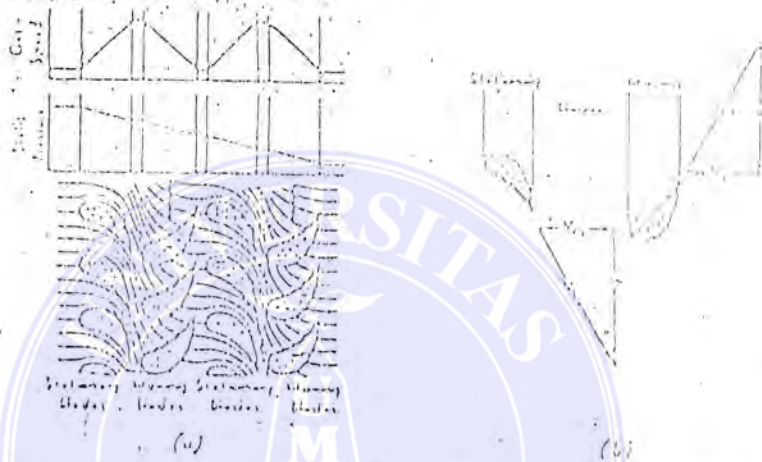


Gambar 2.7. Tipe perencanaan pipa saluran masuk turbin pada sistem bus turbo charger.

Pada gambar 2.5 menunjukkan bahwa proses pemasukan gas buang ke turbin dengan aliran yang tidak tetap (non – steady flow) akan menghasilkan efisiensi turbin bila :

- 1. Vektor kecepatan (pada segitiga kecepatan) tidak optimum (gambar 2.6)

2. Variabel kecepatan gas buang masuk turbin bukan variabel kecepatan keflam difuser.
3. Untuk meminimumkan kebocoran gas, perencanaan tingkat reaksi haruslah kecil.
4. turbin radial (dengan efisiensi yang tinggi) dengan saluran masuk turbin yang bertambah banyak adalah kurang praktis.



Gambar. 2.8. (a). Diagram kecepatan gas dan jatuh tekanan pada tingkat reaksinya

(b). Diagram kecepatan pada sudu untuk satu tingkat.

Pengaturan turbo charger

Turbo charger dengan turbin tanpa sudu pengarah untuk mengekspansikan gas buang dari mesin, pada saat ini telah diteliti dan ternyata karakteristik aliran udara dari kompressor sentrifugal tidak sesuai untuk setiap perubahan kecepatan mesin.

Jika turbo charger dengan ukuran mesin kecepatan rendah dan torsi yang tinggi, kenaikan tekanan pada kecepatan maksimum mengakibatkan kondisi kerja

turbo charger adalah berlebihan jika dibandingkan dengan hasil kerja turbo charger yang dibutuhkan oleh mesin.

Ada dua sistem pengaturan turbo charger, yaitu :

- a. Katup pengatur gas buang melalui gas buang yang mengalir sekitar turbin (pengaturan aliran massa gas / massa flow rate control).
- b. Katup nozzle untuk menjaga perbandingan tekanan pada turbin konstan.

Pada perencanaan ini, sistem pengaturan yang dipakai adalah katup pengatur gas buang atau sistem pengatur aliran massa (massa flow rate control)

2.3.6. Analisa Perhitungan Thermodinamika Pada Turbo Charger.

- a. Theoritis Udara Pembakaran

$$\Lambda_{th} = \frac{1}{0,21} \left[\left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{4} \right) - \left(\frac{O_1}{32} \right) \right] \dots \dots \dots \text{mol/kg Bb}$$

Dimana :

C = persentase carbon

H = persentase hidrogen

O₁ = persentase oksigen

- b. Kebutuhan udara yang sebenarnya.

Untuk pembakaran 1kg bahan bakar, jumlah udara yang dibutuhkan sebenarnya :

$$M_a = \alpha \times \Lambda_{th} \dots \dots \dots \text{mol/kg}$$

Dimana :

α = Koefisien kelebihan bahanbakar

= (1,3 + 1,7) untuk motor diesel putaran tinggi

c. Jumlah hasil pembakaran

$$M_g = \alpha \times \Lambda_{th} + \Delta M_g$$

$$= \alpha \times \Delta M_g + \left[\left(\frac{H}{4} \right) + \frac{O_1}{32} \right]$$

d. Koefisien perubahan motor

$$M = \frac{M_g}{M_u}$$

e. Perubahan relatif pembakaran

$$V_{H_2O} = \frac{k/2}{M_g}$$

$$V_{CO_2} = \frac{c/2}{M_g}$$

$$V_{N_2} = \frac{0,79 \times \alpha \times \Lambda_{th}}{M_g}$$

$$V_{O_2} = \frac{0,21 \times \alpha \times \Lambda_{th}}{M_g}$$

f. Tekanan gas buang saat langkah ekspansi

$$P_{ep} = P_1 - (0,12 \div 0,03)P_4 \dots \dots \dots \{Kkovakh, M. 1979\}$$

Dimana :

P_4 = tekanan pada akhir langkah ekspansi

Tekanan P_t harus lebih rendah dari awal kompresi atau berkisar $(1,8 \div 0,9) P_{sup} \dots \dots \dots$ [Petrovsky, N. 1968] untuk menghasilkan proses pembilasan yang lebih baik.

g. Temperatur pembakaran gas pada pipa buang

$$T_{ep} = T_1 \left(\frac{P_a}{P_4} \right)^{(k-1)/k}$$

Dimana :

T_4 = temperatur pada akhir langkah ekspansi

P_a = tekanan awal kompresi

P_4 = tekanan pada akhir langkah kompresi

K = eksponen politropis = 1,33

h. Kapasitas pembakaran molar rata-rata pada temperatur gas buang (Isolasi)

$$(M_{cp})_{cp} = V_{H2O}(m_{cp})_{H2O} + V_{CO2}(m_{cp})_{CO2} + V_{N2}(m_{cp})_{N2} + V_{O2}(m_{cp})_{O2}$$

i. Pembilasan udara rata-rata

$$(M_{cp})_{cp} = \mu (M_{cp})_{cp} + \Delta sc (m_{cp}) \alpha \dots \dots \dots \text{ kkal/mol}^{\circ}\text{C}$$

$$= 1,33$$

$$T_1 = T_4$$

P_{10} = tekanan udara keluar dari turbin

$$= (P_0 + 0,03 P_0)$$

η_t = efisiensi turbin

$$= (0,65 \div 0,85) \dots \dots \dots [\text{Fritz Dietzel, 1983}]$$

m. Jumlah massa udara yang masuk /diisap blower

$$W_b = (1 + \Delta sc) \frac{F_i \times N_i \times M_a \times m_a}{3600} \dots \dots \dots [\text{Petrovsky N. 1968}]$$

Dimana :

$$\Delta sc = 0, \text{ (karena tidak ada gas hasil pembakaran)}$$

n. Daya blower

$$N_k = \frac{k}{k-1} \left[\frac{R \cdot T_0}{\eta k} \right] \left[\left(\frac{\epsilon}{k} \right)^{k-1} - 1 \right] \frac{W_k}{75} \text{ (HP)} \dots \dots \dots [\text{Petrovsky N. 1968}]$$

Dimana :

KI = eksponen politropis untuk kompresi blower

$$= 1,41$$

η_b = $\eta_{aa} \times \eta_{mk}$ efisiensi blower

$\epsilon = \frac{P_{sup}}{P_0}$ = perbandingan tekanan dari kompressor

$$= 1,6$$

2.3.7. Karakteristik Mesin

Dari perhitungan termodinamika antara motor bakar tanpa turbo charger dan dengan turbo charger dapat diperoleh karakteristik masing-masing motor maupun perbandingan antara keduanya.

$$\xi_s = \frac{P_{\text{effe}}}{P_{\text{eff}}}$$

dimana :

ξ_s = tingkat /derajat super charger

P_{effe} = tekanan efektif dengan turbo charger

P_{eff} = tekanan efektif tanpa turbo charge

2.3.8. Analisa Perencanaan Turbo Charger

Perencanaan Turbin

Pada perhitungan termodinamika turbin dan kompresor dibutuhkan data-data untuk turbin, yaitu :

- Temperatur gas turbin
- Tekan gas masuk turbin
- Efisiensi turbin
- Tekanan gas keluar turbin
- Massa aliran gas masuk turbin
- Eksponen politropis dari ekspansi gas dalam turbin
- Kecepatan gas buang keluar katup buang
- Konstanta gas
- Putaran turbin dan kompresor.

Gambar. 2.9. Skema diagram h – s untuk turbin

A.1. Dari persamaan efisiensi siklus :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\left[\frac{P_t}{P_{s1}} \right]^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_5^1}{T_4^1}$$

diperoleh :

$$T_4 - T_5^1 = T_4^1 \left[1 - \frac{1}{\left[\frac{P_t}{P_{s1}} \right]^{\frac{k-1}{k}}} \right]$$

A.2. Maka Jumlah kalor pada turbin

$$T_4 - T_5 = \eta_t (T_4 - T_5^1) \dots\dots\dots[\text{Lit. 5, hal. 19}]$$

$$T_5 = T_4 - \eta_t (T_4 - T_5^1)$$

Dimana :

η_t = efisiensi turbin

P_1 = tekanan gas masuk turbin

T_5 =

T_5^1 = temperatur gas keluar turbin

K = eksponen politropis dari ekspansi gas dalam tu bin
= 1,33

A.3. Temperatur keluar nozzle

Pada turbin tekanan sama, jauh kalor terjadi sepenuhnya pada pipa pancar atau derajat reaksi sama dengan nol.

Efisiensi nozzle :

$$\eta_n = \frac{T_4 - T_n}{T_4 - T_5^1}$$

Dimana:

η_n = efisiensi nozzle
= (0,90 ÷ 0,97).....[lit. 5, hal. 235]

Maka temperatur keluar nozzle :

$$T_n = T_4 = \eta_n (T_4 - T_5^1)$$

A.4. Kecepatan gas keluar nozzle

$$V_0 = 91,5\phi \sqrt{H_{ad} + \left(\frac{V_{ex}^2}{8378}\right)} \dots\dots\dots[\text{Lit. 22, hal. 22}]$$

dimana :

ϕ = koefisien kecepatan pada nozzle

$$= (0,95 \div 0,96)$$

H_{ad} = jatuh kalor adiabatik

$$= C_p (T_4 - T_5^1) \text{ (kkal/kg)}$$

C_p = cp gas buang = 0,38.....{lit.3, hal. 204}

V_{ex} = kecepatan gas keluar saluran buang

A.5. Volume spesifik gas pada tiap titik

Titik 4 :

$$V_4 = \frac{R \times T_4}{P_4 \times 10^4}$$

Titik 5¹ :

$$V_5 = \frac{R \times T_5^1}{P_5^1 \times 10^4}$$

Titik n :

$$V_n = \frac{R \times T_n}{P_n \times 10^4}$$

A.6. Luas permukaan masuk dan keluar nozzle

Pada perencanaan, permukaan nozzle berbentuk segi empat pada sisi masuk dan sisi keluar dan merupakan nozzle tipe konvergen-divergen, dari persamaan laju aliran :

$$W_{ex} = \frac{a_4 \times V_{ex}}{V_4} = \frac{a_n \times V_1}{V_n}$$

Dimana :

a_1 = luas permukaan sisi masuk nozzle

a_n = luas permukaan sisi keluar nozzle

diperoleh :

$$a_1 = \frac{W_{eq} \cdot x V_1'}{V_{ex}}$$

luas permukaan sisi keluar nozzle :

$$\frac{a_1 \cdot x V_{ex}}{V_1} = \frac{a_n \cdot x V_1'}{V_n}$$

$$a_n = \frac{a_1 \cdot x V_{ex} \cdot x V_1'}{V_1 \cdot x V_1'}$$

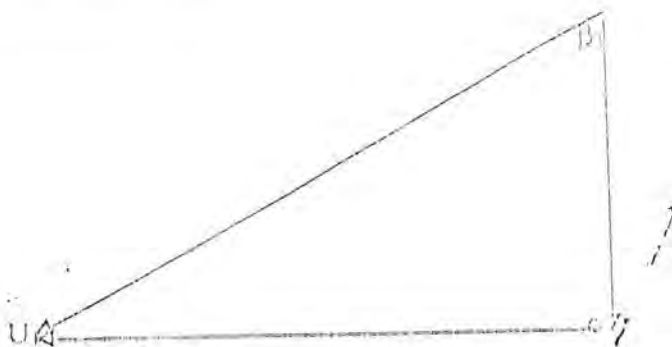
Dimana :

V_{ex} = kecepatan gas buang keluar katup buang

W_{eq} = massa aliran gas masuk turbin

Perhitungan segi tiga kecepatan

a. Segi tiga kecepatan masuk



Gambar 2.10 Segitiga kecepatan masuk turbin

B. Pemilihan angka jalan

Perbandingan antara kecepatan keliling sudu dengan kecepatan mutlak keluar nozzle disebut angka jalan (U_1/V_0), yang merupakan fungsi dari pada efisiensi sudu (efisiensi keliling). Harga U_1/V_0 untuk turbin radial berkisar antara $0,68 \div 0,71$ [Lit. 5. Hal. 228] pada perencanaan ini ditetapkan $U_1/V_0 = 0,689$.

Maka kecepatan keliling sudu (U_1)

$$U_1 = V_0 \times 0,689 \text{ (m/det)}$$

Sudut masuk mutlak (β_1) :

$$\sin \beta_1 V_0 = \left(\frac{V_1'}{V_0'} \right)$$

$$\beta_1 V_0 = \arcsin \left(\frac{V_1'}{V_0'} \right)$$

kecepatan masuk mutlak (W_1)

$$c = \frac{W_1}{C_1}$$

$$W_1 = V_0 \cos \beta_1 \text{ (m/det)}$$

b. Segi tiga kecepatan keluar

Gambar 2.11. Segi tiga kecepatan keluar turbin

1. Besar kecepatan keliling pada tiap sudut keluar (U_2)

Diperoleh dari perbandingan jari-jari tiap sudu dengan jari-jari tiap sudu masuk, yaitu :

$$U_2 = U_1 \left[\frac{r_2}{r_1} \right] \text{ (m/det) [lit. 5, hal. 229]}$$

Dimana : $\frac{r_2}{r_1} = 0,7 \text{ [lit. 5, hal. 229]}$

2. Sudut keluar sudu (β_2)

Untuk menentukan sudut keluar sudu (β_2) diperoleh dari persamaan

$$\frac{T_{s'}}{T_{ta}} = 1 - \frac{1}{2} (k - 1) \left[\frac{U_1}{a_1} \right]^2 \left\{ 1 - \cot^2 \alpha + \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \cot^2 \alpha_2 \right\}$$

Dimana :

$a_1 =$ kecepatan udara pada temperatur T_a
 $= (k.r.T_{ta})^{1/2} \text{ [lit. 5, hal. 228]}$

$k =$ eksponen politropis ekspansi gas dalam turbin
 $= 1,33$

3. Kecepatan keluar mutlak (V_2)

$$\text{Tan } \alpha = \left(\frac{U_2}{V_2} \right)$$

4. Kecepatan keluar relatif (V_2)

$$\cos \alpha = \left(\frac{C_{2t}}{W_2} \right)$$

Perhitungan dimensi turbin

1. Diameter sudu jalan pada sisi masuk dan sisi keluar

$$D_1 = \frac{U_1 \times 60}{\pi \times n}$$

dimana :

n = putaran turbin (rpm)

D_1 = diameter sudu jalan pada sisi masuk

$$D_2 = \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \times D_1$$

Dimana D_2 = diameter sudu jalan pada sisi keluar

2. Jumlah sudu jalan

Jumlah sudu jalan minimal menurut Jamieson's analisis :

$$Z_{min} = \frac{2\pi \times \cos 2\beta_1}{W_1 U_1} \dots \dots \dots [\text{lit. 15, hal. 75}]$$

Untuk mendapatkan efisiensi yang lebih baik menurut Heitz & Johnson,

jumlah sudu jalan = $2 \times Z_{min}$ untuk turbin gas tipe radial campuran.

3. Diameter poros urbin (D_s)

Untuk menentukan diameter poros, terlebih dahulu dipilih bahan poros yang digunakan. Pada perencanaan dipilih bahan S 35 C – D[lit. 5, hal. 332] dengan kekuatan tarik, $\sigma_{11} = 53 \text{ kg/mm}^2$.

$$\tau_a = \frac{\sigma_{11}}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots[\text{lit. 25, hal. 8}]$$

Dimana :

sf_1 = faktor keamanan akibat kelelahan puntir
 = 6,0 (untuk baja tempa)

sf_2 = faktor alur pasak
 = (1,3 ÷ 3,0)

τ_a = kekuatan puntir ijin bahan (kg/mm^2)

dari persamaan :

$$N_t = F \cdot V$$

Dimana :

N_t = daya turbin

F = gaya puntir yang terjadi pada turbin

V = kecepatan keliling turbin

$$V = r_1 \cdot \omega ; \omega = \frac{2\pi \times n}{60}$$

Maka gaya puntir yang terjadi pada turbin :

$$F = \frac{75 \times N_t}{V}$$

Moment puntir yang terjadi akibat gaya puntir :

$$M = F \cdot r_1 \text{ (kg.m)}$$

Tegangan puntir yang terjadi :

$$\tau_p = \frac{M}{W}$$

Dimana :

W = moment kelembaban

$$= \left(\frac{\pi}{32} \right) \cdot (D)^4$$

D_s = diameter poros

Diameter poros sebagai diameter terkecil dapat dihitung dari :

$$D_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot M_t \right]^{\frac{1}{3}}$$

Dimana :

Kt = faktor koreksi momnet puntir

= (1,0 ÷ 1,5) faktor tumbukan

Cb = faktor beban lentur

= (1,2 ÷ 2,3)

4. Jarak pembagian antara sudu (t)

Untuk sisi mutlak t₁ :

$$t_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{Z}$$

untuk sisi keluar t₂ :

$$t_2 = \frac{D_2 \times \pi}{Z}$$

Dimana : Z = jumlah sudu jalan

5. lebar sisi masuk impeler L_1 :

$$L_1 = \frac{m \times V_u}{D_1 \times \pi \times \tau \times W_1 \times \sin.\beta_1} \dots\dots\dots[\text{Lit. 4, hal. 191}]$$

Dimana :

m = W_{eq} = aliran massa gas masuk turbin (kg/det)

τ = faktor penyempitan sudu (ditetapkan)

6. Lebar sisi keluar impeller L_2

$$L_2 = \frac{m \times V_u}{D_2 \times \pi \times \tau \times W_2 \times \sin.\beta_2}$$

7. Melukis bentuk sudu impeller

Pada perencanaan ini digunakan metode arcus tangen untuk melukis bentuk sudu, dimana impeller dimisalkan terbagi atas sejumlah lingkaran yang konsentris antara diameter dalam dan diameter luar. Untuk itu sudu dibagi menjadi beberapa bagian lingkaran yang asepusat diantara R_1 ($D_1/2$) dan R_2 ($D_2/2$).

Besarnya perubahan jari-jari lingkaran sepusat tersebut adalah :

$$\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{i}$$

Dimana : i = banyaknya lingkaran yang dibentuk.

Dengan metode ini titik-titik singkung pada sudu/besar perubahan sudut kelengkungan diperoleh dari persamaan.

Persamaan tersebut dapat diselesaikan dengan menggunakan integrasi tabel. Perubahan β_1 dan β_2 dianggap sebagai kurva linier yang merupakan R_1 .

Sehingga :

$$\Delta\beta = \frac{\beta_2 - \beta_1}{i}$$

Jari-jari busur yang berada pada setiap lingkaran dapat dihitung dengan persamaan :

ρ = Jari-jari busur pada setiap lingkaran

β_1 = Sudut sudu pada sisi masuk

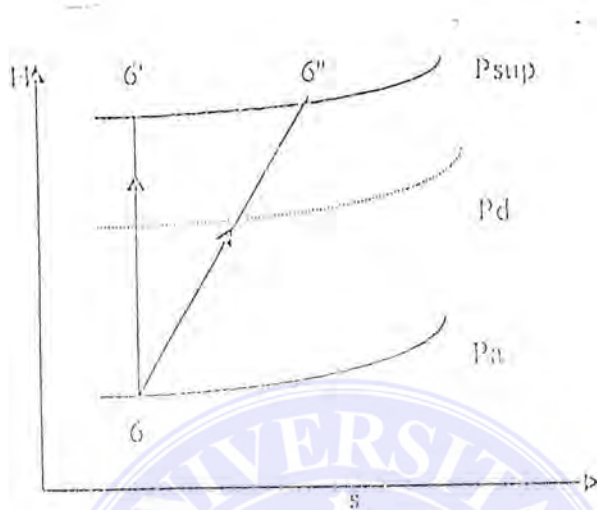
β_2 = Sudut sudu pada sisi keluar

Karena memperlambat aliran fluida adalah lebih tidak efisien dibandingkan dengan mempercepatnya, kecepatan radial sisi masuk pada sisi masuk sudu V_{r1} biasanya dibuat lebih besar 5% sampai 10% dari V_1 .

Perencanaan kompressor

Prosedur dalam pendesainan umum kompressor ini adalah sama dengan prosedur pendesainan untuk turbin, hanya bahwa pendesainan ini dipengaruhi oleh kemampuan mampatan (compressibility) gas serta data-data dari temperatur udara masuk kompressor, temperatur udara keluar kompressor, tekanan udara

masuk dan keluar kompresor, daya kompresor, perbandingan tekanan kompresor dan lain sebagainya. Untuk hal ini telah teruraikan pada pasal (2.3.6)



Gambar 2.12 Skema diagram h-s untuk kompresor

1. Kenaikan temperatur proses sebenarnya

$$\eta_{ad} = \frac{T_{6'} - T_6}{T_{6''} - T_6} ; \text{ maka } T_{6''} - T_6 = \frac{T_{6'} - T_6}{\eta_{ad}}$$

2. Kondisi udara masuk dan keluar kompresor

◦ Apabila T₆ dan T_{6''} telah dapat ditentukan, dari tabel gas tentukan H₆, P₆,

V₁₆ dan h₆, serta V_{16''}

Dari data-data yang telah ditentukan dapat ditentukan berat jenis udara masuk kompresor :

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R_1 \times T_0}$$

Dimana : R₁ = Konstanta gas spesidik untuk udara

berat jenis udara keluar kompresor

$$\rho_0 = \frac{P_{0'}}{R_1 \times T_{0'}}$$

3. Kerja Spesifik (Y)

$$Y = E_u - E \dots \dots \dots [\text{Lit.4, hal. 333}]$$

Dimana :

E_u = Entalphi aktual keluar kompresor sentrifugal

E = Entalphi aktual masuk kompresor sentrifugal

4. Tinggi tekan adiabatik kompresor (H)

$$H = \frac{Y}{g} \dots \dots \dots [\text{Lit.4, hal. 334}]$$

Dimana :

g = Besar gaya grafitasi bumi.

5. Kecepatan udara masuk kompresor

$$V_1 = t \sqrt{2g \cdot \Delta H} \dots \dots \dots [\text{Lit.4, hal. 335}]$$

Dimana :

$$T = 0,15 - 0,353$$

6. volume aliran kompresor sentrifugal, V_3 :

$$Q_{01} = \frac{W_k}{\rho_{01}}$$

Dimana : WK = Jumlah aliran udara masuk kompressor

7. Perhitungan dimensi kompressor

a. Diameter poros kompressor, D_s :

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{T}{(0,2)(\tau_{ijm})}} \dots\dots\dots [\text{Lit.4, hal. 260}]$$

Dimana :

T = Moment torsi yang terjadi pada poros

$$= \frac{746.N_k}{2.\pi.\frac{n}{60}}$$

τ_{ijm} = Tegangan ijin poros

b. Diameter leher poros (hub), D_{li} :

$$D_{li} = (1,2 \div 1,4) D_p \dots\dots\dots [\text{Lit.4, hal. 260}]$$

c. Diameter mata sudu, D_o :

$$D_o = \sqrt{\frac{4.V_s}{\pi.V_1} + D^2} \dots\dots\dots [\text{Lit.4, hal. 220}]$$

d. Ukuran-ukuran masuk impeller dan sudut sudu

Diameter rata-rata sisi masuk sudu (D_1) dibuat sedikit lebih besaaar dari pada diameter mata sudu, dan diameter tersebut dapat dibuat aga miring. Kecepatan udara pada sisi masuk sudu (V_1) sedikit lebih besar dari pada kecepatan mata sudu (V_o). Hal ini mengharapkan terjadinya aliran yang mulus tanpa terjadinya turbolensi karena adanya penyempitan impeller pada sisi masuk.

$$D_1 = (1,2 \div 1,4) \cdot D_0$$

Dan

$$V_0 = \tau_1 \times V_1$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \text{faktor penyempitan pada sisi masuk} \\ &= (1,1 \div 1,2) \end{aligned}$$

Lebar impeller pada sisi masuk, b_1 :

$$b_1 = \frac{Q_0}{\pi \cdot D_1 \cdot V_1 \cdot \epsilon_1} \dots \dots \dots [\text{Lit.4, hal. 220}]$$

Dimana :

$$\epsilon_1 = \text{faktor ketebalan sudu } (0,85 \div 0,95)$$

$$Q_0 = \text{sama dengan } V_{s0}, \text{ ditambah dengan kebocoran}$$

Biasanya dianggap bahwa gas sisi masuk impeller, U_1 :

Tangen sudut masuk, β_1 :

$$\tan \beta_1 = \frac{V_1}{U_1}$$

e. Kondisi-kondisi aliran di dalam impeller

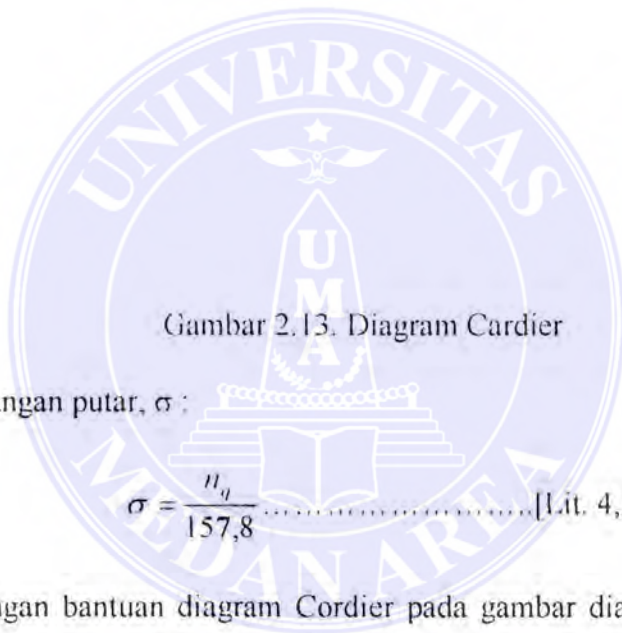
Sebagaimana halnya dengan perencanaan turbin, pengujian-pengujian yang akurat telah menunjukkan adanya ketidak mulusan pada kurva-kurva karkaterisitik. Ini menandakan adanya perubahan yang tiba-tiba pada kondisi aliran di dalam impeller.

f. Ukuran-ukuran sisi keluar impeller dan sudu-sudu :

Untuk mendapatkan ukuran-ukuran sisi keluar, terlebih dahulu diketahui putaran spesifik (n_q), bilangan putar (σ), dan bilangan diameter

(δ). Putaran spesifik, n_q :

$$N'_q = n \frac{\sqrt{V'_s}}{\Delta H^{3/4}} \dots\dots\dots [\text{Lit.4, hal. 367}]$$



Gambar 2.13. Diagram Cardier

Bilangan putar, σ :

$$\sigma = \frac{n_q}{157,8} \dots\dots\dots [\text{Lit. 4, hal. 339}]$$

Dengan bantuan diagram Cordier pada gambar diatas didapat bilangan diameter (δ).

Diameter sisi keluar, D_2 :

$$D_2 = 1300 \frac{\sqrt{H}}{n\sqrt{K^1}} \dots\dots\dots [\text{Lit.3, hal. 222}]$$

Dimana :

H = Tinggi tekan adiabatik kompressor

n = Putaran

K_1 = Koefisien tekanan yang mempunyai harga 0,50 dan 0,65 tergantung pada jenis impellernya.

Sudut sisi keluar sudu β_2 besarnya adalah 45_0 dan 90_0 . bila ditinjau dari segi tegangan yang terjadi sudut yang besarnya adalah 90_0 adalah lebih baik, sebab tegangan lengkung dengan demikian akan hilang.

Lebar impeller pada sisi keluar (b_2), dibuat lebih kecil sedikit, sedikit lebar impeller pada sisi sudu masuk,

$$b_2 = 0,85. b_1$$

Kecepatan keliling keluar impeller, U_2 :

$$U_2 = \frac{(D_2)(\pi)(n)}{60}$$

Komponen radial V_{r12} kecepatan udara sisi keluar dibuat lebih kecil dari kecepatan absolut sisi masuk V_1 .

Komponen kecepatan V_{u2} yang sesungguhnya dari kecepatan radial isi keluar V_2 adalah :

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2}$$

Pengaruh aliran sirkulasi akan mengurangi komponen tangensial V_{u2}^1 sebesar W_s , jadi harga koreksi terhadap komponen tangensial :

$$W_s = U_2 \frac{\pi \sin. \beta_2}{Z}$$

Dimana :

W_s = Faktor harga koreksi terhadap komponen tangensial

Z = Jumlah sudu

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \sin \beta_m$$

$$\sin \beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

Komponen kecepatan tangensial absolut V_{u2}^1 dari kecepatan sisi keluar absolut V_2^1 akibat adanya aliran sirkulasi :

$$V_{u2}^1 = V_{u2} - W_z$$

Kecepatan teoritis sisi keluar V_2' :

$$V_2' = \sqrt{V_{r2}^2 + V_{t2}^2}$$

Besar sudut teoritis, α_2 :

$$\tan \alpha_2 = \frac{V_{r2}}{V_{t2}^1}$$

Kecepatan keluar absolut, V_2^1 :

$$V_2^1 = \sqrt{V_{r2}^2 + V_{t2}^2}$$

Dari hasil perhitungan tersebut dapatlah digambar diagram kecepatan pada sisi keluar.

Jarak pembagian sisi masuk, t_1 :

Untuk sisi masuk, t_1 :

$$t_1 = \frac{D_1 \times \pi}{Z}$$

Untuk sisi keluar, t_2 :

$$V_2 = \frac{D_2 \times \pi}{Z}$$

Tebal sudu, s :

Untuk sisi masuk, s_1 :

$$s_1 = \sigma_1 \times \sin \beta_1 \dots \dots \dots [\text{Lit. 4, hal. 261}]$$

Untuk sisi keluar, s_2 :

$$s_{1=2} = \sigma_1 \times \sin \beta_2 \dots \dots \dots [\text{Lit. 4, hal. 261}]$$

dimana : σ_2 dari persamaan :

$$\tau_2 = \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2}$$

Melukis bentuk sudu

Di dalam mendesain sudu kompresor menggunakan metode yang sama dengan mendesain sudu impeller turbin. Adapun metode yang digunakan yaitu metode arcus tangen.

Melukis lebar haluan, (b) :

Dalam melukis lebar haluan (b) harus diketahui faktor ketebalan sudu (δ) pada beberapa posisi, untuk ini dapat rumus :

$$e = \frac{\pi D - Zxs / \sin \beta}{\pi D} \dots \dots \dots [\text{Lit.3, hal. 106}]$$

dimana : δ = tebal sudu.

Sama halnya seperti pelukisan sudu, dibagi atas 4 lingkaran dimana pada pembahasan sudu hal ini telah ditetapkan. Perubahan kecepatan radial (ΔV_r), V^1 ke V^2 dianggap sebagai kurva linier. Lebar haluan dapat dicari dengan persamaan :

$$b = \frac{Q_0}{\pi v D C_p x \varepsilon}$$

dimana :

Q_0 = Volume aliran

D = Diameter lingkaran



BAB IV

KESIMPULAN

Dari data pembandingan dan hasil perhitungan diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

4.1. Kendaraan / motor bakar

- Jenis motor bakar : Motor diesel
- Proses kerja : 4 langkah
- Jumlah silinder : 6 buah
- Susunan silinder : Vertikal segaris (inline Type)
- Daya maksimum : 128/1800 (HP/rpm)
- Volume silinder : 1265,32 cc
- Perbandingan kompresi : 15 : 1
- Tekanan efektif rata-rata : 9,26 kg/cm²

4.2. Tipe Excavator

- Sistem harga : Menggunakan sistem hidrolik
- Sistem penggerak : Menggunakan track
- Peralatan kerja : Menggunakan boom penjangkau
- Kapasitas angkat : 1818 kg
- Berat total : 18000 kg
- Drawbar pull : 20000 kg

4.3. Turbo charger

A. Turbin

- Jenis : turbin tekanan sama (impulse turbine)
- Tipe : aliran campuran (mixed flow-type)
- Daya : 8,6 HP
- Putaran : 60000rpm
- Aliran massa gas masuk : 0,1275 kg/det
- Jumlah tingkat : 1
- Luas permukaan masuk Nozzle (a_4) : 2,8 cm²
- Luas permukaan keluar Nozzle (a_1) : 0,72 cm²
- Diameter poros turbin (D_s) : 8 mm
- Diameter sisi masuk impeller (D_1) : 85 mm
- Diameter sisi keluar impeller (D_2) : 59 mm
- Lebar impeller sisi masuk (L_1) : 5,1 mm
- Lebar impeller sisi keluar (L_2) : 17 mm
- Jarak pembagian sudu sisi masuk (t_1) : 17,8 mm
- Jarak pembagian sudu sisi keluar (t_2) : 12,4 mm
- Jumlah sudu : 15 buah
- Tebal sudu : 3 mm
- Jenis impeller : sudu radial 90⁰

DAFTAR PUSTAKA

1. Cater Pillar Performance Hand Book, 1983.
2. Toyota Astra Motor, PT : Materi Pelajaran Engine Group, Step 2.
3. Churh, Austin H : Pompa dan Blower Sentrifugal, penerbit Erlangga, Jakarta, 1956.
4. Dietzel, F : Dakso Sriyono : Turbin Pompa dan Kompresor, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1988.
5. Dixon, S.L. : Thermodynamics OF Turbo Machinery, 3th Edition, Unversity of Liverpool Englang, 1978.
6. Lilly C.R, Diesel Engine Reference Book, Butter Worth and Co, Ltd, London, 1984.
7. Petrovsky, N. Marine Internal Combustion Engine, Nir Publisher Company, Moscow, 1969.
8. Lichty, L.C, Combustion Engine Processes, Mc Graw Hill Book Company, New York, 1955.
9. Arismunandar, W. Prof, Penggerak Mula Motor Bakar Torak, Edisi Ketiga, ITB Bandung, 1980.
10. Maleev, V.L. "Internal Combustion Engine" 2nd Edition, Mc. Graw Hill, Kogakhusa, Ltd, 1945.
11. Heidt, P.M. "High Speed Combustion Engine". 16th Edition, Chilton Company Publishing Philadelphia, USA, 1956.

12. Keenan, J.H. Kaye, Chao J. "Gas Tables" International Version, Thermodynamic Properties of Air Product of Combustion and Component Gases Compressible Flow, 2nd Edition (SI Unit) John Wiley and Son's, 1983.
13. Kovach, M. "Motor Vehicle Engine". Mir Publisher, 2 Edition, Moscow, 1976.
14. Obert, F. Edward. "Internal Combustion Engines and Air Pollution". Harper and Row Publisher, New York, 1973.
15. Sawyer, J.W. Sawyer's Gas Turbine Engineering Hand Book". 2nd Edition, Gas Turbine Publication, Inc, 22 South Smith Street, Norwalk, CT 06855, 1982.
16. Maherwan P. Boyce, "Gas Turbine Engineering Hand Book". Gulf Publishing Company, Houston, London, Paris, January, 1987.
17. Shlyakhin. P. "Steam Turbines". Erlangga, Jakarta, 1993.
18. Suganda, Hadi, Ir. MSME, "Mekanika Automobile". Penerbit ITB Bandung, 1983.
19. William C. Reynolds and Henry C. Perkins, Piliro Harahap. "Termodinamika Teknik 2nd . Edition, Penerbit Erlangga, 1994.
20. Earl R. Parker. "Material Data Book". Mc. Graw Hill Book Company, New York, 1967.
21. Colin R Ferguson. "Internal Combustion Engines". Applied Thermo Sciences, John Wiley and Sons's, 1998.
22. Ceter Pillar "Analyzing Turbo Charger Failure". Pt. Trakindo Utama Jakarta, 1990.

23. S. Thimosenko. "Dasar-Dasar Perhitungan Kekuatan bahan". Bagian satu, Penerbit Restu Agung Jakarta, 1989.
24. Khurmi, R.S. "Machine Design". Publishing House, Ltd, New Delhi, 1980.
25. Sularso. "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin". Penerbit Pradya Paramita, Jakarta, 1987.

