

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar dalam pemilihan bahan

Bahan yang merupakan syarat utama sebelum melakukan perhitungan komponen pada setiap perencanaan pada suatu mesin atau peralatan harus dipertimbangkan terlebih dahulu pemilihan mesin atau peralatan lainnya. Selain itu pemilihan bahan juga harus selalu sesuai dengan kemampuannya. Jenis-jenis bahan dan sifat-sifat bahan yang akan digunakan , misalnya tahan terhadap keausan, korosi dan sebagainya (Modul Elemen Mesin,Ir.Sailon,2010).

1. Bahan yang digunakan sesuai dengan fungsinya

Dalam pemilihan bahan, bentuk, fungsi dan syarat dari bagian mesin sangat perlu diperhatikan. Untuk perancangan harus mempunyai pengetahuan yang memadai tentang sifat mekanik, kimia, termal untuk mesin seperti baja besi cor, logam bukan besi (*non ferro*), dan sebagainya. Hal-hal tersebut berhubungan erat dengan sifat material yang mempengaruhi keamanan dan ketahanan alat yang direncanakan.

2. Bahan mudah didapat

Yang dimaksud bahan mudah didapat adalah bagaimana usaha agar bahan yang dipilih untuk membuat komponen yang direncanakan itu selain memenuhi syarat juga harus mudah didapat. Pada saat proses pembuatan alat terkadang mempunyai kendala pada saat menemukan bahan yang akan digunakan. Maka dari itu, bahan yang akan digunakan harus mudah ditemukan di pasaran maupun pedesaan agar tidak menghambat pada saat proses pembuatan.

3. Efisien dalam perencanaan dan pemakaian

Keuntungan-keuntungan yang diperoleh dari pemakaian suatu bahan hendaknya lebih banyak dari kerugiannya. Sedapat mungkin alat yang dibuat sederhana, mudah dioperasikan, biaya perawatan dan perbaikan relatif rendah tetapi memberikan hasil yang memuaskan.

4. Pertimbangan khusus

Dalam pemilihan bahan ini ada hal yang tidak boleh diabaikan mengenai komponen-komponen yang menunjang pembuatan alat itu sendiri komponen-komponen penyusunan alat tersebut terdiri dari dua jenis. Yaitu komponen yang telah tersedia lebih menguntungkan untuk dibuat, maka lebih baik dibuat sendiri, apabila komponen tersebut sulit untuk dibuat tetapi didapat dipasaran sesuai dengan standar. Lebih baik dibeli supaya dapat menghemat waktu pengerjaan.

2.2 MOTOR PEMBAKARAN DALAM

Motor pembakaran dalam adalah mesin yang memanfaatkan fluida kerja/gas panas hasil pembakaran, dimana antar medium yang memanfaatkan fluida kerja (gas) dengan fluida kerjanya tidak dipisahkan oleh dinding pemisah.

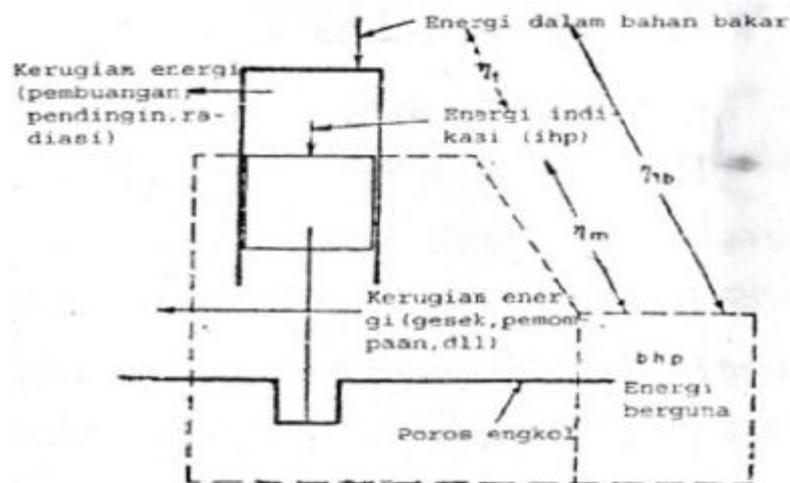
Mesin konversi energi yang dapat diklasifikasikan ke dalam mesin jenis ini di antaranya adalah motor bensin, motor diesel dan turbin gas siklus terbuka.

2.2.1 ANALISIS HUKUM TERMODINAMIKA PERTAMA UNTUK SIKLUS MOTOR PEMBAKARAN DALAM: KESETIMBANGAN ENERGI

Sebelum dilakukan analisis termodinamika yang mendetail siklus mesin, diperlukan gambaran umum dari aliran energi atau kesetimbangan energi dari sistem. Ketika juga harus membiasakan diri dengan berbagai parameter unjuk kerja. Gambar 2.1 menunjukkan aliran energi melalui mesin tolak-balik (*reciprocating*).

Dari hukum termodinamika pertama, energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan, tetapi dapat dikonversikan dari satu bentuk energi ke bentuk energi lainnya. Dengan demikian harus terdapat suatu kesetimbangan energi dari masukan dan keluaran.

Dalam mesin pembakaran jenis reciprocating, bahan bakar diumpankan ke dalam ruang bakar sehingga terbakar bercampur udara, mengonversikan energi kimianya menjadi panas. Tidak semua energi ini dapat menggerakkan piston karena terdapat berbagai kerugian, seperti ke saluran buang, ke pendingin dalam radiasi. Energi yang tersisa, yang dikonversikan menjadi tenaga, disebut daya indikatif (*indicated horse power, ihp*). Tenaga inilah yang menggerakkan piston. Tenaga yang menggerakkan piston ini dalam pentramisiannya mengalami kerugian karena gesekan, pemompaan, dan lain-lain. Jumlah semua kerugian tersebut dikonversikan ke tenaga, disebut daya gesek (*friction horse power, ihp*). Energi yang tersisah adalah energi mekanis yang berguna, yang disebut daya efektif (seringkali disebut *brake horse power, bhp*).



Gambar 2.1 aliran energi melalui sistem reciprocating.

Unjuk kerja mesin diindikasikan dengan istilah efisiensi (). Lima efisiensi mesin yang penting didefinisikan sebagai berikut:

1. Efisiensi termal indikatif (*indicated thermal efficiency*). Yaitu perbandingan energi dalam daya indikatif terhadap energi bahan bakar.

$$= \frac{ihp}{\text{fuel hp}} = \frac{ihp \times 4500}{(\text{massabb/men}) \times NK}$$

2. Efisiensi mekanis (*mechanical efficiency*), yaitu perbandingan daya efektif (daya yang dihasilkan) terhadap daya indikasi (daya yang menggerakkan piston):

$$\eta_t = \frac{\text{---}}{\text{---}}$$

Dan friction horse power (fhp) = ihp-bhp.

3. Efisiensi termal brake (*brake thermal efficiency*). Efisiensi termal brake (efisiensi total) adalah perbandingan energi dalam daya brake terhadap energi bahan bakar.

$$\eta_{bt} = \frac{\text{---}}{\text{---}}$$

Juga:

4. Efisiensi volumetrik. Keluaran mesin dibatasi oleh jumlah maksimum udara yang dapat diambil selama langkah hisap, karena hanya sejumlah tertentu bahan bakar yang dapat terbakar secara efektif dengan jumlah udara yang tersedia. Efisiensi volumetrik adalah petunjuk kemampuan mesin dalam menghisap dan didefinisikan sebagai perbandingan udara aktual yang terhisap pada kondisi atmosfer terhadap volume langkah dari mesin. Efisiensi volumetrik dapat dihitung berdasar massa atau volume udara. Namun untuk hal ini lebih disukai yang menggunakan basis massa.

$$\eta_v = \frac{\text{---}}{\text{---}}$$

5. Efisiensi relatif atau perbandingan efisiensi, yaitu perbandingan efisiensi termal siklus aktual terhadap siklus ideal.

$$= \frac{\text{efisiensi termal aktual}}{\text{efisiensi udara standar}}$$

Parameter unjuk kerja mesin yang penting lainnya adalah:

1. Pemakaian bahan bakar spesifik. Karakteristik konsumsi bahan bakar dalam gram tiap satuan daya-jam dari mesin (gram/bhp.hr). Bila daya berbasis bhp disebut brake spesitific fuel consumption (bsfc) dalam (gram/bhp-hr), dan bila berbasis daya indikatif disebut indicated spesific fuel consumption (isfc) dalam (gram/ihp-hr)
2. Perbandingan bahan bakar udara (F/A) atau (A/F). Bagian relatif dari bahan bakar udara dalam mesin sangat penting sehubungan dengan pembakaran dan efesiensi mesin. Hal ini dinyatakan dalam perbandingan massa bahan bakar terhadap udara atau sebaliknya.

Pada mesin SI, perbandingan bahan bakar udara adalah relatif konstan, karena percampuran dilakukan dalam karburator, sedang pada mesin CI tergantung beban. Bila beban berubah maka jumlah massa yang diinjeksikan juga berubah sementara udara relatif tetap pada tiap putaran.

Suatu campuran yang mengandung udara yang hanya cukup untuk pembakaran bahan bakar sempurna disebut perbandingan bahan bakar udara stoikiometrik. Suatu campuran yang mempunyai bahan bakar lebih dari stoikiometrik disebut campuran kaya dan bila mempunyai bahan bakar lebih kecil dari stoikiometrik disebut campuran miskin. Perbandingan dari perbandingan bahan bakar udara aktual terhadap perbandingan bahan bakar udara stoikiometrik disebut perbandingan bahan bakar uadra relatif, dinotasikan dangan F_r .

$$\frac{\text{perbandingan bahan bakar udara aktual}}{\text{perbandingan bahan bakar udara stoikiometrik}}$$

5. Nilai kalor, yaitu energi yang dibebaskan tiap jumlah satuan bahan yang mudah terbakar tersebut terbakar dan produk pembakaran

didinginkan kembali ke temperatur awal bahan yang terbakar tersebut.

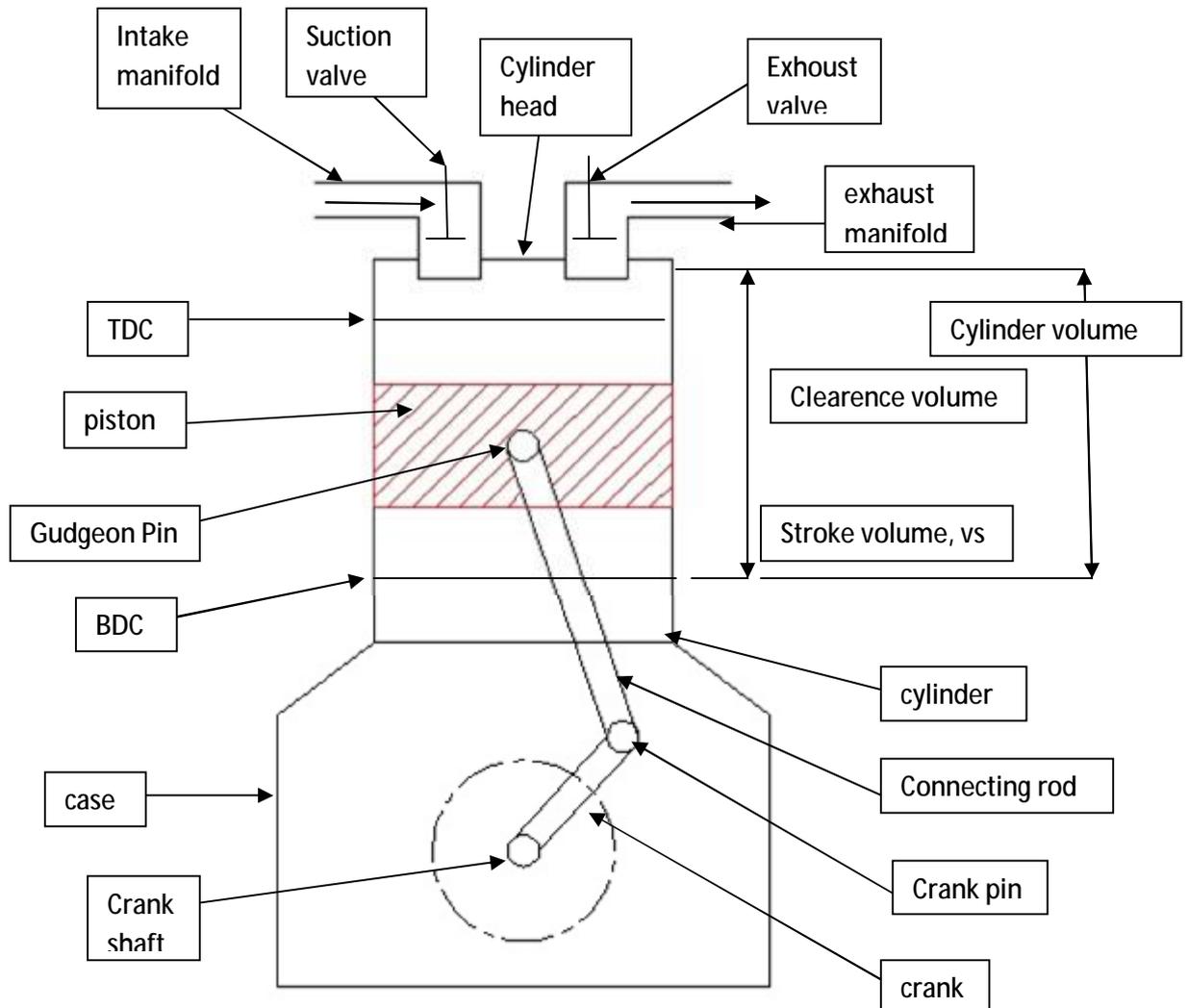
Nama lain nilai kalor adalah calorific value dan panas pembakaran.

Bila produk pembakaran didinginkan ke 25°C (77°F), semua air yang terbentuk dari pembakaran akan terkondensasi. Nilai kalor yang diperoleh tersebut nilai kalor atas (NKA) bahan bakar. Nilai kalor bawah (NKB) adalah panas yang dibebaskan bila H_2O produk pembakaran tidak dikondensasikan dan tetap dalam bentuk uap.

2.2.2 SIFAT GEOMETRI DARI MESIN BOLAK-BALIK

Berikut adalah terminologi standar yang digunakan dalam motor pembakaran dalam (lihat gambar 2.2).

1. Cylinder bore (b) adalah diameter dalam nominal dari silinder.
2. Luas piston (A), luas lingkaran diameter sam dengan cylinder bore.
3. Langkah (L), jarak nominal yang dilalui piston saat bergerak antara dua titik mati.
4. Titik mati. Posisi piston dan bagian – bagian yang bergerak yang secara mekanis dihubungkan kepadanya sesaat ketika arah gerakan piston membalik (pada kedua titik ujung dari langkah). (a) titik awal mati bawah (TMB), yaitu titik mati atas (MTA), yaitu titik mati ketika posisi piston berada paling jauh dari poros engkol.



Gambar 2.2 posisi penting dan volume dalam mesin bolak-balik

5. Volume langkah/perpindahan atau volume yang tersapu piston (V_s). Volume nominal yang dihasilkan oleh piston ketika berkerja dari suatu titik mati ke yang lain dihitung sebagai perkalian luas piston dan langkah.

$$V_s = A \times L$$

6. Volume clearance/celah (V_c). Volume nominal dari ruang dalam ruang bakar ketika piston berada pada titik mati atas.
7. Volume silinder (V_{tot}), merupakan jumlah volume langkah dan volume clearance.

$$V_{tot} = V_s + V_c$$

8. Perbandingan kompresi (CR atau r). Nilai numerik volume silinder dibagi nilai numerik volume clearance.

$$R = \text{—}$$

2.2.3 MOTOR PEMBAKARAN DALAM SPARK IGNITION ENGINES (SIE)

Motor otto, atau beau de roches, merupakan mesin pengonversi energi tak langsung, yaitu dari energi bahan bakar menjadi energi panas dan kemudian baru menjadi energi mekanis. Jadi energi kimia bahan bakar tidak dikonversikan langsung menjadi energi mekanis. Bahan bakar standar motor bensin adalah iso-oktan (C_8H_{18}). Efisiensi pengonversian energinya berkisar 30% ($\eta = \pm 30\%$). Hal ini karena rugi-rugi: 50% rugi panas, gesek/mechanis, dan pembakaran tak sempurna.

Sistem siklus kerja motor bensin dibedakan atas motor bensin dua langkah (*two stroke*) dan empat langkah (*four stroke*).

2.3 MOTOR BENSIN DUA LANGKAH

2.3.1 Prinsip Kerja

Istilah-istilah baku yang berlaku dalam teknik otomotif yang harus diketahui untuk bisa memahami prinsip kerja mesin ini:

- **TMA (titik mati atas) atau TDC (*top dead centre*):** Posisi piston berada pada titik paling atas dalam silinder mesin atau piston berada pada titik paling jauh dari poros engkol (*crankshaft*).
- **TMB (titik mati bawah) atau BDC (*bottom dead centre*):** Posisi piston berada pada titik paling bawah dalam silinder mesin atau piston berada pada titik paling dekat dengan poros engkol (*crankshaft*).
- Ruang bilas yaitu ruangan di bawah piston dimana terdapat poros engkol (*crankshaft*). Sering disebut sebagai bak engkol (*crankcase*) berfungsi gas hasil campuran udara, bahan bakar dan pelumas bisa tercampur lebih merata.

- Pembilasan (*scavenging*) yaitu proses pengeluaran gas hasil pembakaran dan proses pemasukan gas untuk pembakaran dalam ruang bakar.

2.3.2 Langkah ke 1

Piston bergerak dari TMA ke TMB.

1. Saat bergerak dari TMA ke TMB, piston akan menekan ruang bilas yang berada di bawahnya. Semakin jauh piston meninggalkan TMA menuju TMB akan semakin meningkat pula tekanan di ruang bilas.
2. Pada titik tertentu, piston (ring piston) akan melewati lubang pembuangan gas dan lubang pemasukan gas. Posisi masing-masing lubang tergantung dari desain perancang. Umumnya ring piston akan melewati lubang pembuangan terlebih dahulu.
3. Pada saat ring piston melewati lubang pembuangan, gas di dalam ruang bakar keluar melalui lubang pembuangan.
4. Pada saat ring piston melewati lubang pemasukan, gas yang tertekan di dalam ruang bilas akan terpompa masuk ke dalam ruang bakar, sekaligus mendorong keluar gas yang ada di dalam ruang bakar menuju lubang pembuangan.
5. Piston terus menekan ruang bilas sampai titik TMB, sekaligus memompa gas dalam ruang bilas menuju ke dalam ruang bakar.

2.3.3 Langkah ke 2

Piston bergerak dari TMB ke TMA.

1. Saat bergerak dari TMB ke TMA, piston akan menghisap gas hasil percampuran udara, bahan bakar dan pelumas ke dalam ruang bilas. Percampuran ini dilakukan oleh karburator atau sistem injeksi (lihat pula: Sistem bahan bakar).
2. Saat melewati lubang pemasukan dan lubang pembuangan, piston akan mengkompresi gas yang terjebak di dalam ruang bakar.

3. Piston akan terus mengkompresi gas dalam ruang bakar sampai TMA.
4. Beberapa saat sebelum piston sampai di TMA, busi akan menyala untuk membakar gas dalam ruang bakar. Waktu nyala busi tidak terjadi saat piston sampai ke TMA, melainkan terjadi sebelumnya. Ini dimaksudkan agar puncak tekanan akibat pembakaran dalam ruang bakar bisa terjadi saat piston mulai bergerak dari TMA ke TMB, karena proses pembakaran membutuhkan waktu untuk bisa membuat gas terbakar dengan sempurna oleh nyala api busi.



Gambar 2.3 Siklus Kerja Motor bensin 2 langkah

(Sumber : <http://anddras.blogspot.com/2010/07/motor-bakar-2-langkah-dan-4-langkah.html>)

2.3.4 Perbedaan Desain Mesin Dua Tak dengan Mesin Empat Tak

- Pada mesin dua tak, sekali pembakaran terjadi dalam satu kali putaran poros engkol (*crankshaft*), sedangkan pada mesin empat tak, sekali proses pembakaran terjadi dalam dua kali putaran poros engkol.

- Mesin empat tak memerlukan mekanisme katup (*valve mechanism*) dalam bekerjanya untuk membuka dan menutup lubang pemasukan dan pembuangan, sedangkan pada mesin dua tak tidak membutuhkan katup. Piston dan ring piston berfungsi untuk membuka dan menutup lubang pemasukan dan pembuangan. Pada awalnya, mesin dua tak tidak dilengkapi dengan katup, namun dalam perkembangannya katup satu arah (*one way valve*) akan dipasang di antara ruang bilas dan karburator untuk:
 1. Menjaga agar gas yang sudah masuk ke dalam ruang bilas tidak masuk kembali ke karburator.
 2. Menjaga tekanan dalam ruang bilas saat piston mengkompresi ruang bilas.
- Lubang pemasukan dan lubang pembuangan pada mesin dua tak terdapat pada dinding silinder, sedangkan pada mesin empat tak terdapat pada kepala silinder (*cylinder head*). Ini adalah alasan utama yang membuat mesin 4 tak tidak menggunakan oli samping.

2.3.5 Kelebihan Mesin Dua Tak

Dibandingkan mesin empat tak, mesin dua tak memiliki beberapa kelebihan:

1. Hasil tenaganya lebih besar dibandingkan mesin empat tak.
2. Mesin dua tak lebih kecil dan ringan dibandingkan mesin empat tak.
 - Kombinasi kedua kelebihan di atas menjadikan rasio berat terhadap tenaga (*power to weight ratio*) mesin dua tak lebih baik dibandingkan mesin empat tak.
3. Mesin dua tak lebih murah biaya produksinya karena konstruksinya yang sederhana.

Meskipun memiliki berbagai kelebihan, mesin ini sudah jarang digunakan dalam kendaraan-kendaraan terutama kendaraan mobil dikarenakan oleh beberapa kekurangan.

2.3.5 Kekurangan Mesin Dua Tak

Kekurangan mesin dua tak dibandingkan mesin empat tak:

1. Efisiensi bahan bakar mesin dua tak lebih rendah dibandingkan mesin empat tak.
2. Mesin dua tak memerlukan pencampuran oli dengan bahan bakar (oli samping/*two stroke oil*) untuk pelumasan silinder mesin.
 - o Kedua hal di atas mengakibatkan biaya operasional mesin dua tak menjadi lebih tinggi dibandingkan biaya operasional mesin empat tak.
3. Mesin dua tak menghasilkan polusi udara lebih banyak. Polusi terjadi dari pembakaran oli samping dan gas dari ruang bilas yang lolos/bocor dan masuk langsung ke lubang pembuangan.
4. Pelumasan mesin dua tak tidak sebaik mesin empat tak. Ini mengakibatkan usia suku cadang dalam komponen ruang bakar relatif lebih singkat.

(Sumber : http://id.wikipedia.org/wiki/Motor_bakar_dua_langkah)

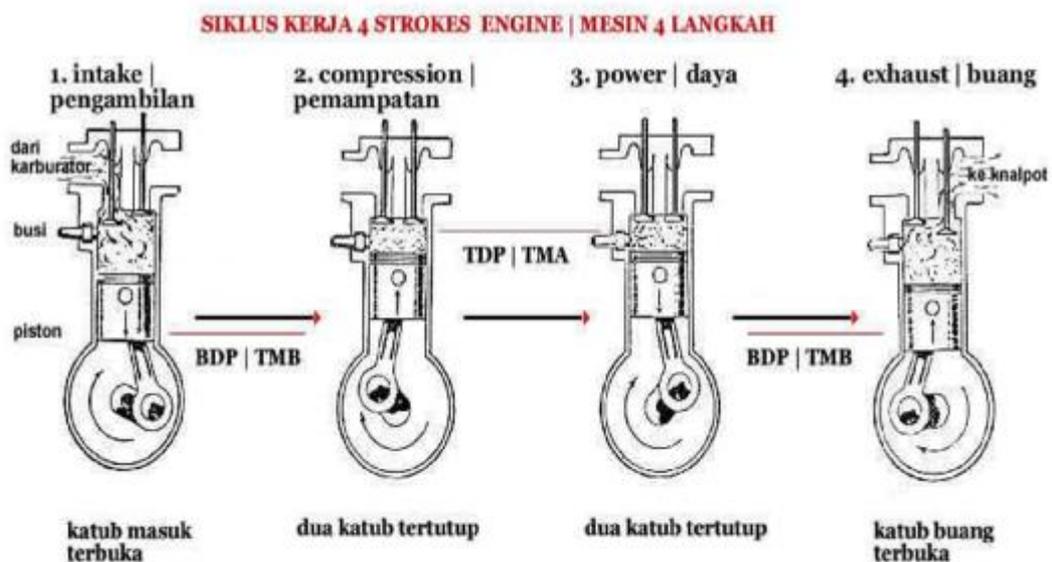
2.4 MOTOR BENSIN EMPAT LANGKAH

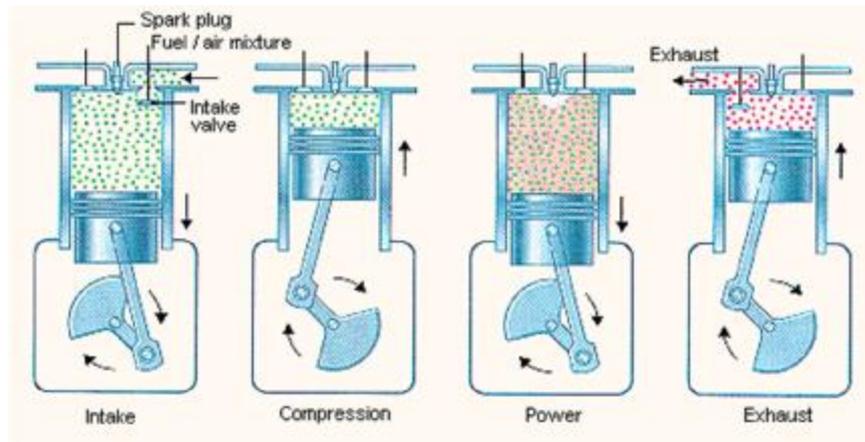
Definisi: motor bensin empat langkah adalah motor yang pada setiap empat langkah torak/piston (dua putaran engkol) sempurna menghasilkan satu tenaga kerja (satu langkah kerja.

1. Langkah Isap, yang dimulai dengan piston pada titik mati atas dengan berakhir ketika piston mencapai titik mati bawah. Untuk menaikkan massa yang terhisap, katup masuk terbuka saat langkah ini dan menutup setelah langkah ini berakhir.

2. Langkah kompresi, ketika kedua katup tertutup dan campuran di dalam silinder terkompresi ke bagian kecil dari volume awalnya. Sesaat sebelum akhir langkah kompresi, pembakaran dimulai dan tekanan silinder naik dengan sangat cepat.
3. Langkah kerja, atau langkah ekspansi, yang dimulai saat piston pada titik mati atas dan berakhir sekitar 45° sebelum sebelum titik mati bawah. Gas bertekanan tertinggi menekan piston turun dan memaksa engkol berputar. Ketika piston mencapai 45° sebelum titik mati bawah, katup buang terbuka untuk memulai proses pembuangan dan menurunkan tekanan selinder hingga mendekati tekanan pembuangan.
4. Langkah pembuangan, dimulai ketika piston mencapai titik mati bawah. Ketika katup buang membuka, piston menyapu keluar sis gas pembakaran hingga piston mencapai titik mati atas. Bila piston mencapai titik mati atas, katup masuk membuka, katup buang tertutup, dan siklus dimulai lagi.

Urutan keempat langkah tersebut dapat dilihat pada gambar 2.4.





Gambar 2.4 siklus kerja motor bensin empat langkah

(Sumber : <http://smknews.net/resume-prinsip-kerja-engine/>)

2.5 DAYA MOTOR DIDASARKAN PADA DIMENSI MESIN

Daya efektif:

$$\frac{\pi}{4} D^2 S n P_e$$

Daya indikatif:

$$\frac{\pi}{4} D^2 S n P_i$$

Di mana:

D : diameter silinder (cm)

S : panjang langkah torak (m)

I : jumlah silinder

P_c : tekanan efektif rata-rata (kgf/cm²)

P_i : tekanan indikatif rata-rata (kgf/ cm²)

n : putaran mesin (rpm)

a : - dua langkah a = 1

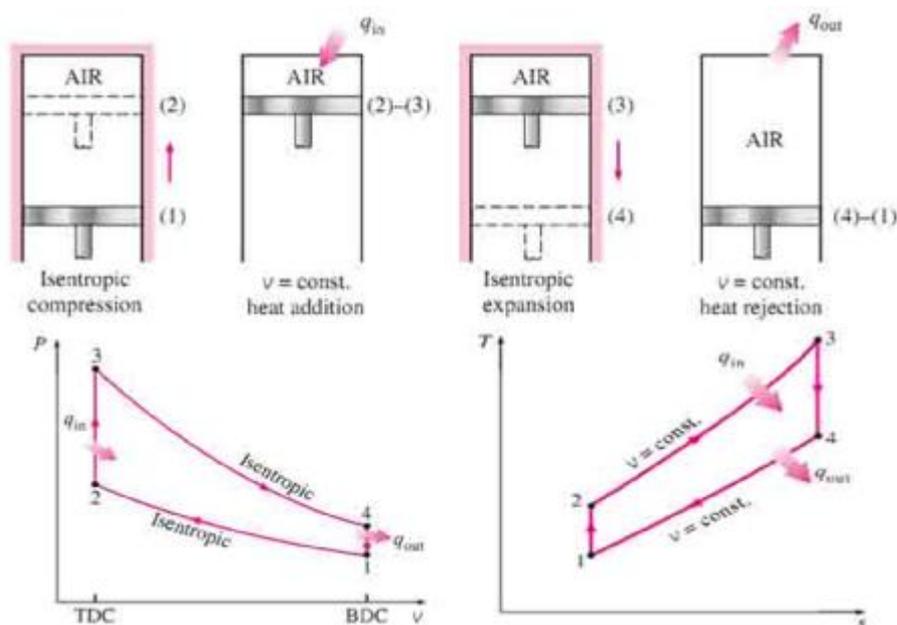
-empat langkah a = 2

2.6 PROSES TEORETIS MOTOR BENSIN

Proses teoretis motor bensin adalah proses yang berkerja berdasarkan siklus otto di mana proses pemasukan kalor berlangsung pada volume konstan berapa asumsi yang digunakan adalah:

1. Kompresi berlangsung insentropik
2. Pemasukan kalor pada volume konstan dan tidak memerlukan waktu.
3. Ekspansi insentropik
4. Pembuangan kalor pada volume konstan
5. Fluida kerja adalah udara dengan sifat gas ideal dan selama proses panas jenis konstan.

Dalam diagram PV proses itu dapat dilihat pada gambar 2.5



Gambar 2.5 Diagram P-V siklus otto atau volume konstan

(Sumber : <http://smknews.net/resume-prinsip-kerja-engine/>)

Efisiensi siklus teoritis :

—

Dimana :

r : perbandingan kompresi

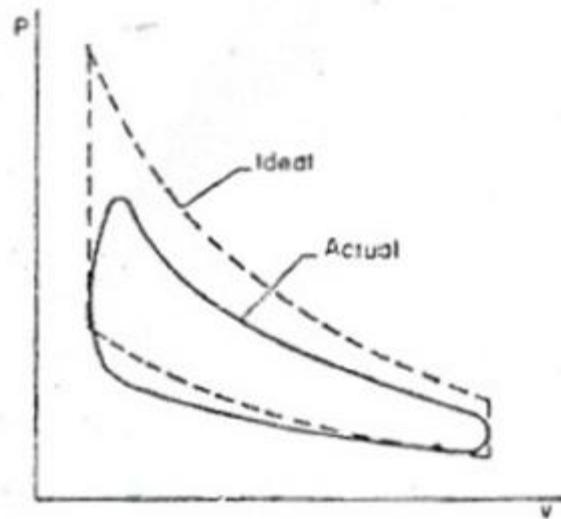
k : C_p / C_v

3.4.5 Siklus Aktual Motor Bensin

Efisiensi siklus actual adalah jauh lebih rendah dari efisiensi siklus teoritis karena berbagai kerugian yang terjadi dalam operasi mesin. Kerugian – kerugian itu antara lain :

1. Kerugian karena variasi panas jenis terhadap temperature.
2. Kerugian kesetimbangan kimia atau kerugian disosiasi.
3. Kerugian waktu pembakaran.
4. Kerugian karena pembakaran tidak sempurna.
5. Kerugian perpindahan panas langsung.
6. Kerugian *exhaust blowdown*.
7. Kerugian pemompaan.

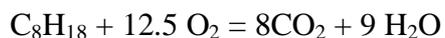
Dalam diagram $P - V$, perbedaan antara siklus teoritis dan actual dapat ditunjukkan pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Perbandingan siklus teoretis dan siklus actual untuk mesin bensin.

2.7 PEMBAKARAN DALAM MOTOR BENSIN

Dalam mesin Standard Internasional, campuran yang mudah terbakar umumnya disuplai oleh karburator dan pembakaran dimulai dengan penyalaan elektrik yang diberikan oleh busi. Persamaan kimia untuk pembakaran untuk pembakaran untuk sembarang hidrokarbon dapat secara mudah dituliskan. Untuk C_8H_{18} (iso-oktan), persamaan pembakarannya adalah :

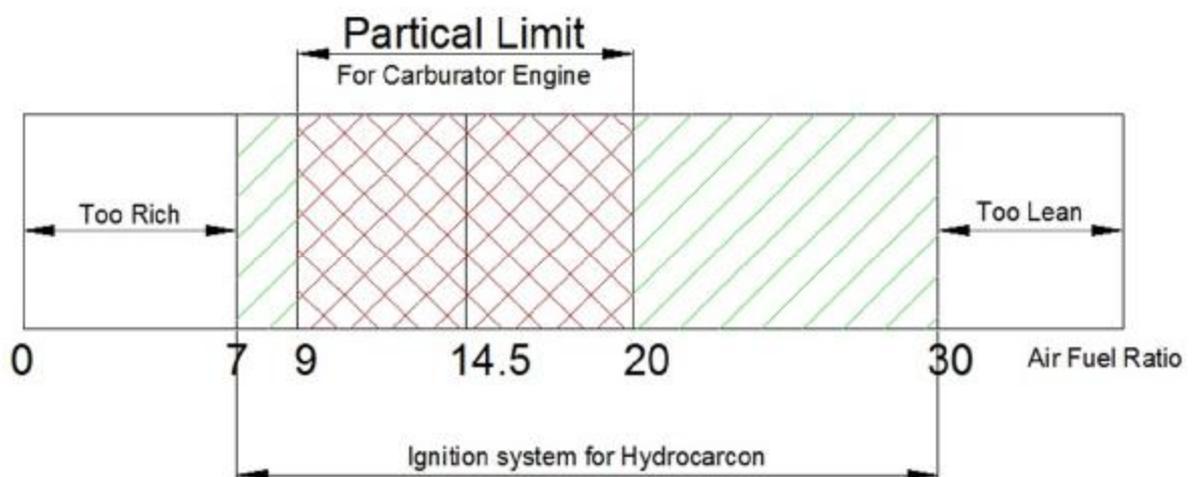


2.7.1 Batasan Pembakaran

Eksperimen menunjukkan bahwa pembakaran campuran hanya mungkin terjadi dalam batas tertentu dari perbandingan bahan bakar dan udara. Batasan pembakaran ini berhubungan erat dengan perbandingan campuran, pada sisi skala miskin dan kaya, dimana panas yang dibebaskan oleh busi tidak cukup untuk memulai pembakaran disekitar campuran yang belum terbakar. Secara umum

disetujui bahwa api akan menjalar bila temperature gas yang terbakar melebihi 1500 K untuk campuran hidrokarbon – udara.

Dengan demikian pada temperature kamar, perbandingan bahan bakar – udara relative harus berada disekitar 0,5 dan 2,1. Untuk bahan bakar hidrokarbon, perbandingan bahan bakar – udara stoikiometrik sekitar 1 : 15 sehingga perbandigan bahan bakar harus disekitar 1 : 30 dan 1 :7 .

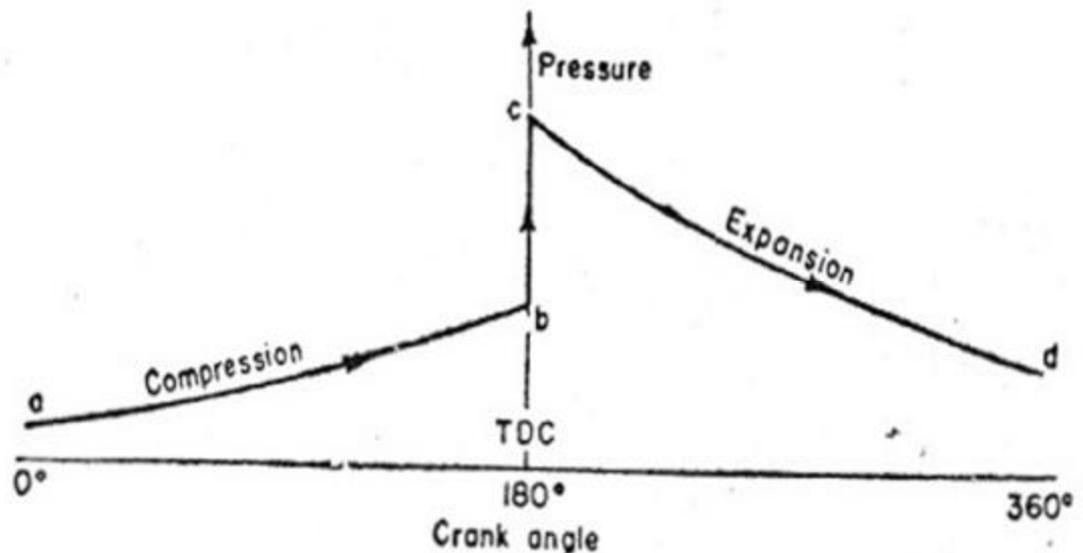


Gambar 2.7 Batasan pembakaran untuk hidrokarbon

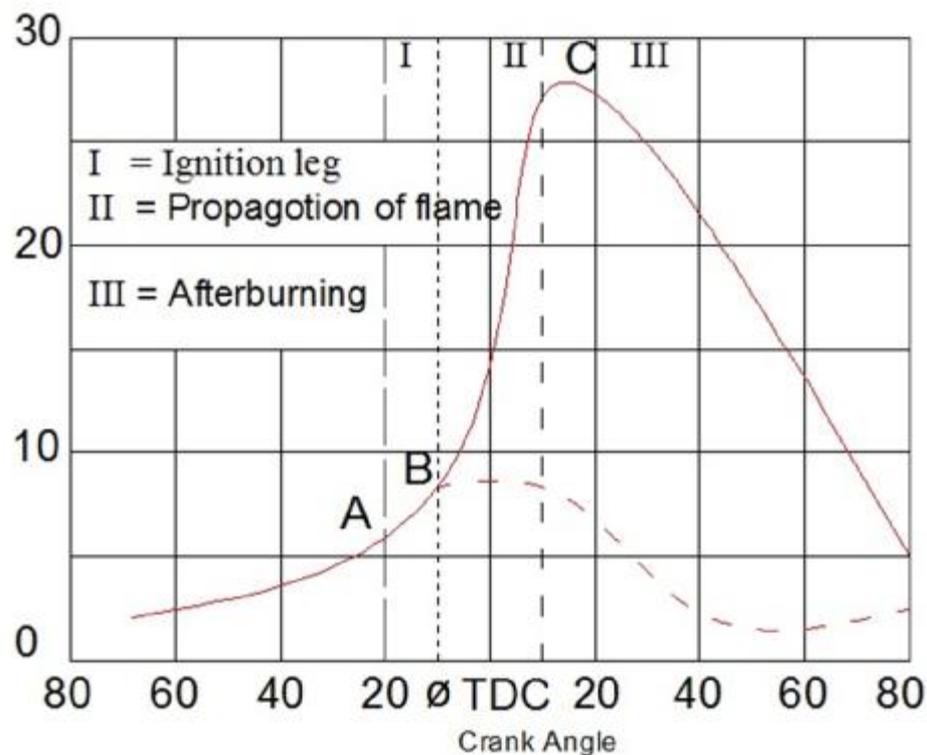
2.8 TAHAP PEMBAKARAN DALAM MOTOR BENSIN

Diagram pembakaran teoritis ditunjukkan dalam gambar 2.8, tetapi proses actualnya berbeda. Menurut Ricardo, pembakaran dapat dibayangkan sebagai perkembangan dalam dua tahap. Pertama, pertumbuhan dan perkembangan dari penjalaran sendiri nucleus api, disebut kelambatan pembakaran atau fasa persiapan. Yang berikutnya adalah menyebarnya api keseluruh ruang bakar (lihat gambar 2.9). Yang pertama adalah proses kimia yang tergantung pada sifat bahan bakar, temperature dan tekanan, proporsi gas buang, dan juga koefisien temperature bahan bakar, yaitu hubungan antara temperature dan laju percepatan dari oksidasi atau pembakaran.

Tahap kedua adalah mekanikal, murni dan sederhana. Titik awal tahap kedua adalah terjadinya kenaikan tekanan yang dapat dilihat pada diagram indicator, yaitu titik dimana garis pembakaran terpisah dari garis kompresi. Dalam gambar 2.9, A menunjukkan penyalaan busi (28° sebelum TMA), B titik dimana kenaikan tekanan dapat dideteksi (8° sebelum TMA), dan C kenaikan tekanan tertinggi yang dapat dicapai. Dengan demikian AB mewakili tahap pertama (sekitar 20° putaran poros engkol) dan BC tahap kedua. Walaupun titik C menandai selesainya perjalanan api, bukan berarti semua panas bahan bakar telah dibebaskan. Beberapa reaksi kimia berikutnya, seperti reasosiasi dan yang lainnya, yang umumnya disebut *after burning*, berlanjut pada langkah kompresi.



Gambar 2.8 Diagram p- θ Teoretis



Gambar 2.9 Tahap pembakaran dalam mesin Standar Internasional.

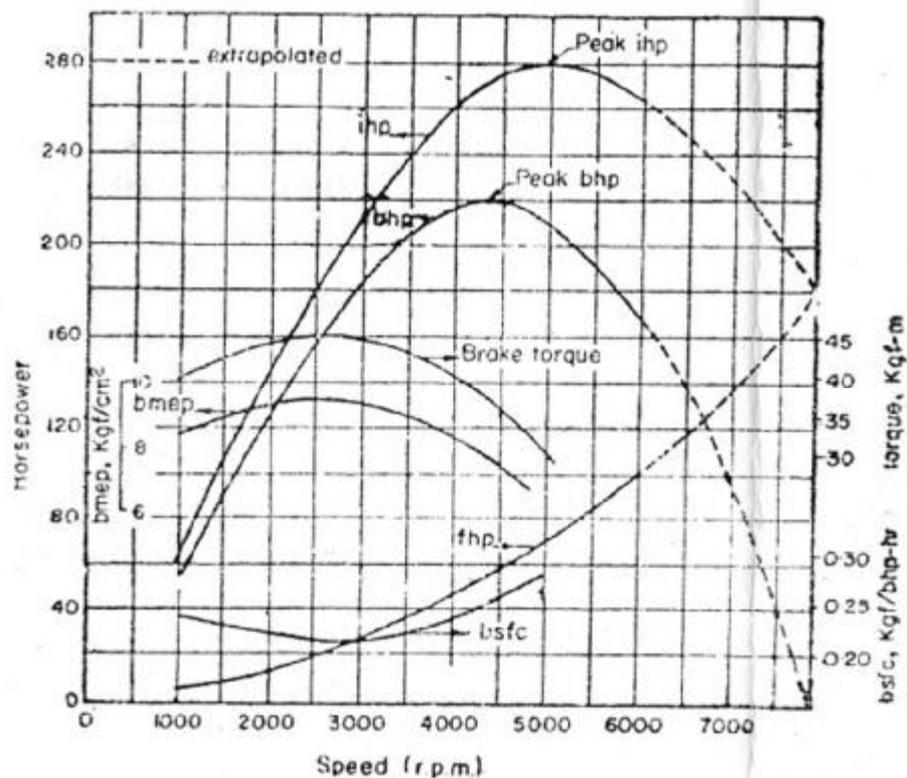
2.9 UNJUK KERJA MOTOR BENSIN

Gambar 2.10 menunjukkan ihp, bhp, fhp, torsi brake, bmep, dan bsfc dari mesin SI otomotif perbandingan kompresi tinggi (9) pada bukaan katup penuh.

Kesimpulan berikut dapat diambil dari gambar 2.10 :

1. Pada saat katup penuh, efisiensi termal *brake* pada berbagai kecepatan bervariasi dari 20 hingga 27 persen. Efisiensi maksimum terjadi pada kisaran kecepatan menengah.
2. Persentase panas yang terbuang ke pendingin lebih tinggi pada kecepatan rendah (sekitar 35 persen) dan berkurang pada kecepatan tinggi (sekitar 25 persen). Panas lebih banyak terbawa oleh gas buang pada kecepatan tinggi.
3. Torsi dan mean *effective pressure* (*mep*) tidak bergantung pada efisiensi volumetric dan kerugian – kerugian gesek. Posisi torsi maksimum berhubungan dengan posisi efisiensi volumetric maksimum.

4. Tenaga yang tinggi muncul dari kecepatan yang tinggi. Dalam rentang lecepatan sebelum tenaga maksimum dicapai, pelipat-gandaan kecepatan akan melipatgandakan tenaga.
5. Pada putaran rendah dan bhp mendekati ihp. Bila putaran naik, fhp naik pada laju yang lebih tinggi sehingga bhp mencapai puncak dan mulai turun walaupun ihp masih naik.



Gambar 2.10 Unjuk kerja mesin Standar Internasional otomotif kecepatan berubah pada katup penuh.

Contoh :

1. Motor Ford Zephyr mempunyai 6 silinder dengan bore 82.55mm dan stroke 79.5 mm. perbandingan kompresi 7,8. Dapatkan kapasitas mesin dan volume clearance tiap selinder !

Penyelesaian :

$$\text{Volume langkah satu silinder} \\ = \pi r^2 \cdot l = \pi \cdot 8,255^2 \cdot 7,95 = 425,5 \quad (\text{cm}^3)$$

$$\text{Kapasitas mesin} = \text{volume langkah total semua silinder} \\ = 425,5 \times 6 = 2553 \text{ cm}^3$$

$$\text{Perdingan kompresi,} \quad \frac{\text{Volume langkah}}{\text{Volume clearance}} = \frac{425,5}{62,58} = 6,8$$

$$r = \frac{\text{Volume langkah}}{\text{Volume clearance}} = 6,8 - 1 = 5,8$$

$$\text{Volume clearance tiap silinder} = \frac{\text{Volume langkah}}{r} \\ = \frac{425,5}{6,8} = 62,58 \text{ cm}^3$$

2.10 karakteristik kinerja laju kendaraan

Kinerja laju dari suatu kendaraan sangat erat terkait dengan karakteristik gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan dan karakteristik gaya hambatan yang dialami. (www.wikipedia.com)

Ada empat parameter pokok yang sering dipakai untuk menunjukkan kemampuan laju suatu kendaraan, yaitu :

- Percepatan kendaraan (a) yang dapat dihasilkan pada setiap kecepatan kendaraan.
- Waktu yang diperlukan (t) untuk menaikkan kecepatan dari kecepatan awal (v₁) kecepatan yang lebih tinggi (v₂).
- Jarak tempuh (s) yang diperlukan untuk menaikkan kecepatan dari v₁ ke v₂.
- Besar sudut tanjakan jalan yang mampu dilalui oleh kendaraan.

2.11 Pengereman

Untuk memperjelas proses perhitungan digunakan diagram benda bebas yang memuat gaya – gaya berlaku pada saat proses pengereman.

Analisa pendekatan terhadap limit pengereman dipakai rumus perhitungan sebagai berikut : (*Thomas D, Gillespie , 1994 : 61*)

$$W_f = \frac{1}{L} \left[Wl_r + h \left(\frac{W}{g} a - R_a \pm W \sin \theta \right) \right]$$

$$W_r = \frac{1}{L} \left[Wl_f + h \left(\frac{W}{g} a - R_a \pm W \sin \theta \right) \right]$$

$$F_b + f_r W = f_b W + F_{br} + f_r W = \frac{W}{g} a - R_a \pm \theta$$

$$W_f = \frac{1}{L} [Wl_r + h(F_b + f_r W)]$$

$$W_r = \frac{1}{L} [Wl_f + h(F_b + f_r W)]$$

$$\frac{K_{bf}}{K_{br}} = \frac{F_{bf \text{ maks}}}{F_{br \text{ maks}}} = \frac{l_r + h(\mu + f_r)}{l_f - h(\mu - f_r)}$$

Dimana :

- A = Perlambatan (Deselerasi)
- W_f = Beban normal pada poros depan dan belakang.
- W_r = Beban normal pada poros roda belakang.
- = Perbandingan gaya pengereman.

2.12 Limit Pengereman

Limit pengereman adalah harga maksimum gaya pengereman roda di mana kontak antara roda dengan jalan tersebut masih dalam kondisi rolling, dengan diketahuinya limit gaya pengereman maka dapat dicari harga limit perlambatan. (*Thomas D, Gillespie , 1994 : 64*)

$$F_{bf \text{ maks}} = \mu \cdot W_f = \frac{\mu W [l_r + h(\mu + f_r)]}{L}$$

$$F_{br \text{ maks}} = \mu \cdot W_r = \frac{\mu W [l_f + h(\mu + f_r)]}{L}$$

Dimana :

- μ = koefisien ahdesi roda dengan jalan.
- $F_{bf maks}$ = gaya pengereman pada poros roda depan.
- $F_{bf make}$ = gaya pengereman pada poros roda belakang.
- $\frac{F_{bf maks}}{F_{bf make}}$ = Perbandingan gaya pengereman depan belakang

2.13 Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama – sama dengan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

2.13.1 Perhitungan Diameter Poros

Torsi yang terjadi :

$$T \text{ (Nm)}$$

Momen lentur akibat tegangan sabuk

$$M_b \text{ (+)}$$

Momen punter

$$= \sqrt{M_b^2 + M_t^2}$$

dengan menggabungkan

$$= \frac{1}{2} \sqrt{M_b^2 + M_t^2}$$

$$= \frac{1}{2} \sqrt{M_b^2 + M_t^2}$$

2.13.2 Menghitung Diameter Poros

Tegangan geser maksimum

$$\tau = \sigma_B / (Sf_1 \times Sf_2)$$

Tegangan geser maksimum :

$$\tau = \sigma_B / (Sf_1 \times Sf_2)$$

Diameter poros :

$$d_p = \left[\frac{5,1}{\tau_{maks}} K_r C_b T_r \right]^{1/3}$$

Defleksi puntiran :

$$\theta = 584 \cdot \frac{T_r \cdot l}{G \cdot d_p^4}$$

Kelenturan poros dari pembebanan :

$$y = 3,23 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{m_r \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{d_4^4 \cdot L}$$

2.13.3 Koreksi kekuatan Poros

$$\tau_{max} = \left(\frac{5,1}{d^3} \right) \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_r \cdot T)^2}$$

Jika tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros lebih kecil dari tegangan ijin bahan poros jadi poros aman.

Sumber : (Sularso, “ Dasar – dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”, Halaman : 8 – 18)

2.14 Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya berkerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh system akan menurun atau tidak berkerja secara semestinya. Dalam rancang bangun gokart ini, bantalan yg digunakan adalah bantalan gelinding.

2.14.1 Klasifikasi bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat.

a. atas dasar arah beban terhadap poros

1 Bantalan radial

Arah beban yang di tumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.

2 Bantalan Aksial

Arah Beban yang di tumpu bantalan ini adalah sejajar sumbu poros.

3 Bantalan kombinasi

Bantalan ini dapat menumpu beban yang di ataranya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

b. Atas dasar elemen gelinding

o Roll

o Ball

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari gesekan gelinding yang sangat kecil di bantingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang di antara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gesekan gelinding sehingga gesekan di antaranya akan jauh lebih kecil. Untuk bola atau rol, kelitian tinggi dalam bentuk dan ukuran merupakan keharusan, karena luas bidang kontak antara bola atau rol dengan cincinnya sangat kecil maka besarnya beban persatuan luas atau tekanannya menjadi sangat tinggi, dengan demikian bahan yang di pakai harus mempunyai ketahanan dan kekerasan yang tinggi.

Tabel 2.1 Harga X_0 dan Y_0 untuk beberapa Bantalan

No.	Type of Bearing	Single Row Bearing		Double Row Bearing	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0
1.	Radial contact groove ball bearings	0.60	0.50	0.60	0.50
2.	Self aligning ball bearing and tapered roller bearing	0.50	$0.22 \cot \theta$	1	$0.44 \cot \theta$
3.	Angular contact groove bearing :				
	$\theta = 15^\circ$				
	$\theta = 20^\circ$	0.50	0.46	1	0.92
	$\theta = 25^\circ$	0.50	0.42	1	0.84
	$\theta = 30^\circ$	0.50	0.38	1	0.76
	$\theta = 35^\circ$	0.50	0.33	1	0.66
	$\theta = 40^\circ$	0.50	0.29	1	0.58
	$\theta = 45^\circ$	0.50	0.26	1	0.52
		0.50	0.22	1	0.44

Tabel 2.2 Harga Faktor Service (K_s)

S.No.	Type of service	Service factor (K_s) for radial ball bearings
1.	Uniform and steady load	1.0
2.	Light shock load	1.5
3.	Moderate shock load	2.0
4.	Heavy shock load	2.5
5.	Extreme shock load	3.0

Tabel 2.3 Harga X_r dan Y_a untuk Beban Dinamis

Type of bearing	Specifications	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
		X_r	Y_a	X_r	Y_a	
Deep groove ball bearing	$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$ = 0,04 = 0,07 = 0,13 = 0,25 = 0,50	1	0	0,56	2,0	0,22
					1,8	0,24
					1,6	0,27
					1,4	0,31
					1,2	0,37
					1,0	0,44
Angular contact ball bearing	Single row	1	0	0,35	0,57	1,14
	Two rows in tandem		0	0,35	0,57	1,14
	Two rows back to back		0,55	0,57	0,93	1,14
	Double row		0,73	0,62	1,17	0,86
Self aligning bearings	Light series, for bores :	1	1,3	0,65	2,0	0,50
	10 – 20 mm		1,7		2,8	0,37
	25 – 35 mm		2,0		3,1	0,31
	40 – 45 mm		2,3		3,5	0,28
	50 – 65 mm		2,4		3,8	0,26
	70 – 100 mm		2,3		3,5	0,28
	105 – 110 mm					
	Medium series for bores :		1,0	0,65	1,8	0,63
	12 mm		1,2		1,9	0,52
	15 – 20 mm		1,5		2,3	0,43
25 – 50 mm		1,6		2,5	0,39	
55 – 90 mm						
Spherical roller bearings	For bores :	1	2,1	0,67	3,1	0,32
	25 – 35 mm		2,5		3,7	0,27
	40 – 45 mm		2,9		4,4	0,23
	50 – 100 mm		2,6		3,9	0,26
100 – 200 mm						
Taper roller bearings	For bores :	1	0	0,4	1,60	0,37
	20 – 40 mm				1,45	0,44
	45 – 110 mm				1,35	0,41
120 – 150 mm						

Tabel 2.4 Umur Pakai Bantalan.

<i>S. No.</i>	<i>Application of bearing</i>	<i>Life of bearing, in hours</i>
1.	Instruments and apparatus that are rarely used (a) Demonstratiion apparatus, mechanism for operating sliding doors. (b) Aircraft engines.	500 1000 – 2000
2.	Machines used for short periods or intermittently and whose breakdown would not have serious consequences <i>e.g.</i> , hand tools, lifting tackle in workshops, and operated machines, agricultural machines, cranes in erecting shops, domestic machines.	4000 – 8000
3.	Machines working intermittently whose breakdown would have serious consequences <i>e.g.</i> , auxillary machinery in pwer stations, conveyor plant for flow production, lifts, cranes for piece goods, machine tools used frequently.	8000 – 12 000
4.	Machines working 8 hours per day and not always fully utilised <i>e.g.</i> , stationary electric motors, general purpose gear units.	12 000 – 20 000
5.	Machines working 8 hours per day and fully utilised <i>e.g.</i> , machines for the engineering industry, cranes for bulk goods, ventilating fans, counter shafts.	20 000 – 30 000
6.	Machines working 24 hours per day <i>e.g.</i> , separators, compressors, pumps, mine hoists, naval vessels.	40 000 – 60 000
7.	Machines required to work with high degree of reliability 24 hours per day <i>e.g.</i> , pulp and paper making machinery, public power plants, mine-pumps, water works.	100 000 – 200 000

Tabel 2.5 Beberapa nomor Bantalan Standard

<i>Bearing no</i>	<i>Bore (mm)</i>	<i>Outside diameter</i>	<i>Width (mm)</i>
200	10	30	9
300		35	11
201	12	32	10
301		37	12
202	15	35	11
203		42	13
203	17	40	12

303		47	14
403		62	17
204	20	47	14
304		52	15
404		72	19
205	25	52	15
305		62	17
405		80	21
206	30	62	16
306		72	19
406		90	23
207	35	72	17
307		80	21
407		100	25
208	40	80	18
308		90	23
408		110	27
209	45	85	19
309		100	25
409		120	29
210	50	90	20
310		110	27
410		130	31
211	55	100	21
311		120	29
411		140	33
212	60	110	22
312		130	31
412		150	35

213	65	120	23
313		140	33
413		160	37
214	70	125	24
314		150	35
414		180	42
215	75	130	25
315		160	37
415		190	45
216	80	140	26
316		170	39
416		200	48
217	85	150	28
317		180	41
417		210	52
218	90	160	30
318		190	43
418		225	54

Tabel 2.6 Beban Statik dan Dinamik Beberapa Bantalan

<i>Bearing No.</i>	<i>Basic Capacities in KN</i>							
	<i>Single row deep groove ball bearing</i>		<i>Single row angular contact ball bearing</i>		<i>Double row angular contact ball bearing</i>		<i>Self-aligning ball bearing</i>	
(1)	<i>Static (C₀)</i> (2)	<i>Dynamic (C)</i> (3)	<i>Static (C₀)</i> (4)	<i>Dynamic (C)</i> (5)	<i>Static (C₀)</i> (6)	<i>Dynamic (C)</i> (7)	<i>Static (C₀)</i> (8)	<i>Dynamic (C)</i> (9)
200	2.24	4	-	-	4.55	7.35	1.80	5.70
300	3.60	6.3	-	-	-	-	-	-
201	3	5.4	-	-	5.6	8.3	2.0	5.85
301	4.3	7.65	-	-	-	-	3.0	9.15

202	3.55	6.10	3.75	6.30	5.6	8.3	2.16	6
302	5.20	8.80	-	-	9.3	14	3.35	9.3
203	4.4	7.5	4.75	7.8	8.15	11.6	2.8	7.65
303	6.3	10.6	7.2	11.6	12.9	19.3	4.15	11.2
403	11	18	-	-	-	-	-	-
204	6.55	10	6.55	10.4	11	16	3.9	9.8
304	7.65	12.5	8.3	13.7	14	19.3	5.5	14
404	15.6	24	-	-	-	-	-	-
205	7.1	11	7.8	11.6	13.7	17.3	4.25	9.8
305	10.4	16.6	12.5	19.3	20	26.5	7.65	19
405	19	28	-	-	-	-	-	-
206	10	15.3	11.2	16	20.4	25	5.6	12
306	14.6	22	17	24.5	27.5	35.5	10.2	24.5
406	23.2	33.5	-	-	-	-	-	-
207	13.7	20	15.3	21.2	28	34	8	17
307	17.6	26	20.4	28.5	36	45	13.2	30.5
407	30.5	43	-	-	-	-	-	-
208	16	22.8	19	25	32.5	39	9.15	17.6
308	22	32	25.5	35.5	45.5	55	16	35.5
408	37.5	50	-	-	-	-	-	-
209	18.3	25.5	21.6	28	37.5	41.5	10.2	18
309	30	41.5	34	45.5	56	67	19.6	42.5
409	44	60	-	-	-	-	-	-
210	21.2	27.5	23.6	29	43	47.5	10.8	18
310	25.5	48	40.5	53	73.5	81.5	24	50
410	50	68	-	-	-	-	-	-
211	26	37	30	36.5	49	53	12.7	20.8
311	42.5	56	47.5	62	80	88	28.5	58.5
411	60	78	-	-	-	-	-	-
212	32	40.5	35.5	44	63	65.5	16	26.5
312	48	64	55	71	96.5	102	33.5	68
412	67	85	-	-	-	-	-	-
213	35.5	44	43	50	69.5	69.5	20.4	34
313	55	72	63	80	112	118	39	75
413	76.5	93	-	-	-	-	-	-
214	39	48	47.5	54	71	69.5	21.6	34.5
314	63	81.5	73.5	90	129	137	45	85
414	102	112	-	-	-	-	-	-
215	42.5	52	50	56	80	76.5	22.4	34.5
315	72	90	81.5	98	140	143	52	95
415	110	120	-	-	-	-	-	-

216	45.5	57	57	63	96.5	93	25	38
316	80	96.5	92.5	106	160	163	58.5	106
416	120	127	-	-	-	-	-	-
217	55	65.5	65.5	71	100	106	30	45.5
317	88	104	102	114	180	180	62	110
417	132	134	-	-	-	-	-	-
218	63	75	76.5	83	127	118	26	55
318	98	112	114	122	-	-	69.5	118
418	146	146	-	-	-	-	-	-
219	72	85	88	95	150	137	43	65.5
319	112	120	125	132	-	-	-	-
220	81.5	96.5	93	102	160	146	51	76.5
320	132	137	153	150	-	-	-	-
221	93	104	104	110	-	-	56	85
321	143	143	166	160	-	-	-	-
222	104	112	116	120	-	-	64	98
322	166	160	193	176	-	-	-	-

Sumber : (Agustinus purnairawan, 2009, “ Diktat Elemen Mesin” ,halaman : 104 – 109)

2.14.2 Rumus perhitungan

Mencari beban ekuivalen dinamis bantalan

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Ketengan :

P_r = baban ekuivalen dinamis (kg)

X = factor beban radial

Y = Faktor beban aksial

F_r = baban radial (kg)

F_a = beban aksial (kg)

V = factor putaran

Menentukan factor-faktor :

- Ø Faktor putaran V = 1, untuk cincin dalam berputar
- Ø Factor beban radial dan aksial

— $C_o =$ Kapasitas nominal dinamis static (kg)

Dari table factor beban radial dan aksial didapat;

Faktor beban radial X

Faktor beban aksial Y

Maka beban ekuivalen bantalan:

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Menghitung factor kecepatan (f_n)

Untuk bantalan bola

$$F_n = \left(\frac{v}{v_n} \right)^3$$

Menghitung umur bantalan bola (*ball bearing*)

$$F_h = f_n \cdot fh$$

fh = factor umur

C = Kapasitas minimal dinamis spesifik (kg)

$$L_h = 500 \cdot f_h^3 (\text{Jam})$$

2.15 Rantai dan sprocket

Untuk perancangan rantai dan sprocket, digunakan adalah sprocket dengan jumlah 14 gigi pada sprocket depan (Z_1) dan 50 gigi pada sprocket belakang (Z_2)

2.15.1 Rumus perhitungan sproket dan rantai

Diameter jarak bagi sprocket (d_p)

$$= \frac{d_k}{\cos \alpha}$$

Diameter luar sprocket (d_k) :

$$= \{ 0.6 + \frac{d_p}{\cos \alpha} \}$$

Kecepatan rantai (v)

—————
 Beban pada rantai (F)

—————
 Faktor Keamanan (S_f)

= —

Panjang rantai (L)

———— + 2 — + $\frac{[\text{————}]}{\text{————}}$

(G.Niemann, 1979 hal 239)

2.16 Pengertian Perawatan dan Perbaikan

Teknik perawatan adalah sesuatu sistem kegiatan untuk menjaga, memelihara, mempertahankan, mengembangkan dan memaksimalkan daya guna dari segala sarana yang ada di dalam suatu bengkel atau industri sehingga modal/investasi yang ditanam dapat berhasil guna dan berdaya guna tinggi secara ekonomis. Ruang lingkup perawatan sangat tergantung dari besarnya/banyaknya sarana dan prasarana dalam suatu lembaga, institusi, industri/perusahaan serta di pengaruhi oleh kebijakan-kebijakan tertentu. Fungsi perawatan adalah menyelenggarakan teknik-teknik pemeliharaan dan perlindungan dari segala macam kegiatan produksi, non produksi yang ada dalam lembaga, intitusi, perusahaan tersebut. Tugas utama perawatan adalah untuk melakukan pemeliharaan , perbaikan dari alat-alat, peralatan, mesin dan perlengkapannya serta semua unit yang berhubungan dengan proses produksi atau kegiatan dengan penggunaan sarana prasarana tersebut.

Bentuk-bentuk Perawatan :

1. Perawatan *Preventif (Preventive Maintenance)*

Adalah pekerjaan perawatan yang bertujuan untuk mencegah terjadinya kerusakan, atau cara perawatan yang direncanakan untuk pencegahan (preventif). Ruang lingkup pekerjaan preventif termasuk:

inspeksi, perbaikan kecil, pelumasan dan penyetelan, sehingga peralatan atau mesin-mesin selama beroperasi terhindar dari kerusakan.

2. Perawatan Korektif

Adalah pekerjaan perawatan yang dilakukan untuk memperbaiki dan meningkatkan kondisi fasilitas/peralatan sehingga mencapai standar yang dapat diterima. Dalam perbaikan dapat dilakukan peningkatan-peningkatan sedemikian rupa, seperti melakukan perubahan atau modifikasi rancangan agar peralatan menjadi lebih baik.

3. Perawatan Berjalan

Dimana pekerjaan perawatan dilakukan ketika fasilitas atau peralatan dalam keadaan bekerja. Perawatan berjalan diterapkan pada peralatan-peralatan yang harus beroperasi terus dalam melayani proses produksi.

4. Perawatan Prediktif

Perawatan prediktif ini dilakukan untuk mengetahui terjadinya perubahan atau kelainan dalam kondisi fisik maupun fungsi dari sistem peralatan. Biasanya perawatan prediktif dilakukan dengan bantuan panca indra atau alat-alat monitor yang canggih.

5. Perawatan setelah terjadi kerusakan (*Breakdown Maintenance*)

Pekerjaan perawatan dilakukan setelah terjadi kerusakan pada peralatan, dan untuk memperbaikinya harus disiapkan suku cadang, material, alat-alat dan tenaga kerjanya

6. Perawatan Darurat (*Emergency Maintenance*)

Adalah pekerjaan perbaikan yang harus segera dilakukan karena terjadi kemacetan atau kerusakan yang tidak terduga.

2.17 Pengujian

Pengujian merupakan suatu tahapan yang dilakukan untuk mendapatkan data hasil akhir dari pembuatan alat yang bisa menyatakan apakah alat tersebut berhasil bekerja atau tidak. Agar hasil data lebih menarik bisa juga ditampilkan dalam bentuk grafik (*chart*).

- Pengujian Akselerasi dan Deselerasi

Pengujian akselerasi adalah pengujian untuk mengetahui kecepatan kendaraan gokart pada jarak tertentu. Pengujian deselerasi adalah pengujian untuk mengetahui pengereman kendaraan gokart pada jarak tertentu.

$$V_t = V_0 + at$$

$$S = V_0 t + \frac{1}{2} at^2$$

- Pengujian perilaku arah kendaraan terhadap belokkan

Dalam pengujian ini ada dua bahasan pokok yang dicari yaitu koefisien *understeer* (K_{us}) dan kecepatan karakteristik (v_{kh}) untuk kendaraan *understeer*. Sedangkan untuk kendaraan *oversteer*, kecepatan kritis (V_{kr}) secara nyata tidak dapat di perhitungkan sehingga pada pengujian arah kendaraan di jalan V_{kr} tidak dapat di cari.

Untuk mencari kendaraan *oversteer* serta kecepatan karakteristik suatu kendaraan, dapat dilakukan 3 metode uji lapangan yaitu :

- Pengujian dengan radius belok tetap
- Pengujian dengan kecepatan belok tetap
- Pengujian dengan sudut belok rodadepan tetap

Dalam pengujian kali ini penulis hanya mempergunakan satu metode uji lapangan yaitu pengujian dengan radius belok tetap

Konsep dari pengujian ini adalah dari rumus berikut :

$$= \frac{57.3}{R} + \frac{v^2}{g \cdot R}$$