

**ANALISA INJECTION PUMP MESIN DIESEL STATIONER
DI 9,5 HP 2200 RPM**



OLEH :

Nama : RIZAL KRESNAWAN

NIM : M 101 85 0113

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO
S E M A R A N G
1 9 9 1**



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO

JL. HAYAM WURUK No. 5 - 7 - TELP. 311516 - 517 - TELEX 22315 - SEMARANG

TUGAS SARJANA

Diberikan kepada : RIZAL KRESNAWAN NIM M 101850113

Dosen Pembimbing : Ir. ROCHMANHADI Msc

Ir. DWI BASUKI WIBOWO MS

Jangka waktu
Penyelesaian : 6 (enam) Bulan

Judul : ANALISA INJECTION PUMP MESIN DIESEL
STATIONER DI 9.5 Hp 2200 rpm

Isi Tugas : - mengetahui hubungan antara kebutuhan
bahan bakar dengan putaran mesin
- menganalisa pompa injeksi dan mekanisme
pengontrolnya

Semarang, 27 Juni 1991

Dosen Pembimbing,


Ir. ROCHMANHADI, Msc

NIP. 310 688


Ir. DWI BASUKI WIBOWO, MS

NIP. 131 668 505



**DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO**

JL. HAYAM WURUK No. 5 - 7 - TELP. 311516 - 517 - TELEX 22315 - SEMARANG

HALAMAN PENGESAHAN

Tugas sarjana ini telah diperiksa dan disetujui
pada tanggal : 27 Juni 1991

Pembimbing Tugas Sarjana


(Ir. ROCHMANHADI, Msc)

NIP. 310 688

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Tuhan Yang Maha Esa karena dengan rahmatnya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.

Tugas akhir mengenai mesin diesel ini penulis ajukan sebagai syarat untuk menempuh ujian sarjana pada jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Diponegoro Semarang.

Dalam kesempatan ini pula penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Rochmanhadi Msc, selaku pembimbing utama dalam tugas akhir ini.
2. Bapak Ir. Dwi Basuki Wibowo Ms, selaku co. pembimbing dalam tugas akhir ini.
3. Bapak Hadi Subagyo dan bapak Dudung S, dari PT. Kubota Indonesia atas bantuannya untuk memperoleh data-data yang penulis perlukan dalam menyelesaikan tugas ini.
4. Rekan-rekan mahasiswa teknik Mesin Universitas Diponegoro yang telah membantu baik moril ataupun materiil.
5. Semua pihak yang telah memberikan fasilitas, dorongan dan bantuan guna memperlancar penulisan tugas ini.

Tentunya tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, maka penulis mengharapkan segala bentuk saran maupun kritik demi kesempurnaan tugas ini.

Akhirulcikalatam semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat

dan semoga kebaikan yang saya terima dari semua pihak akan mendapat balasan yang setimpal dari Tuhan Yang Maha Esa.

Semarang , Juni 1991

Rizal Kresnawan

DAFTAR ISI

Halaman judul	i
Halaman Tugas Sarjana	ii
Halaman Pengesahan	iii
Kata pengantar	iv
Daftar isi	vi
Daftar gambar	ix
Nomenklatur	xiii
BAB I Pendahuluan	1
1.1 Injection Pump	3
1.2 Hubungan antara kebutuhan bahan bakar terhadap putaran mesin	9
1.3 Periode pembakaran yang tepat	11
1.4 Analisa masalah	13
BAB II Kebutuhan bahan bakar	15
2.1 Latar belakang perhitungan	15
2.2 Data perhitungan	15
2.3 Perhitungan kebutuhan bahan bakar	16
2.4 Pengecekan harga diameter piston	25
2.5 Kebutuhan udara tiap jam	25
2.6 Perbandingan kebutuhan udara-bahan bakar untuk proses pembakaran	27
BAB III Governor pengatur kecepatan	29
3.1 Governor kecepatan	29
3.2 Asumsi perhitungan	30
3.3 Perhitungan pengaruh putaran mesin terhadap posisi governor weight	34

3.4	Perhitungan pengaruh putaran mesin terhadap posisi poros governor	37
3.5	Perhitungan waktu yang diperlukan untuk mencapai putaran mesin yang stationer	41
3.6	Perhitungan dimensi governor shaft dan governor weight	43
3.7	Perencanaan pegas	44
3.8	Perencanaan tuas (lever)	49
BAB IV	Fuel Cam	54
4.1	Pengertian fuel cam	54
4.2	Gerak cycloida	57
4.3	Perhitungan dimensi fuel cam dan penggambaran profil fuel cam	61
4.4	Perhitungan perpindahan, kecepatan dan percepatan dari fuel cam	67
4.5	Pemilihan bahan dari fuel cam	72
4.6	Perhitungan dimensi pasak	89
4.7	Daya yang diperlukan untuk menggerakkan fuel cam	92
BAB V	Fuel Injection Pump	93
5.1	Pengertian fuel injection pump	93
5.2	Pompa plunyer	96
5.3	Perhitungan dimensi katup pengeluaran	102
5.4	Perhitungan dimensi pegas	103
5.5	Perhitungan roda gigi	106
5.6	Dimensi plunyer	116
5.7	Pengkajian dimensi plunyer terhadap beban	

	Buckling	117
5.8	Perhitungan dimensi baut pemegang body fuel	
	Injection Pump	119
BAB VI	Injector (nozel)	122
6.1	Open Injection Nozzles	122
6.2	Closed Injection Nozzles	123
6.3	Waktu pengapian (Ignition Timing)	126
6.4	Tekanan gas dalam silinder ruang bakar saat terjadinya penyuntikkan	131
6.5	Perhitungan diameter lubang orifice	132
6.6	Perhitungan tebal dinding nozel	135
6.7	Laju pembakaran bahan bakar	138
6.8	Perhitungan dimensi komponen-komponen nozel	142
6.9	Karakteristik nozel	149
BAB VII	Kesimpulan	159
	Daftar pustaka	160

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Sistim injection pump jenis Bocsh	3
Gambar 1.2	Prinsip kerja injection pump jenis Bocsh	4
Gambar 1.3	Pengaturan penyemprotan bahan bakar dengan memutar plunyer	6
Gambar 1.4	Posisi rack dan pinion terhadap plunyer	7
Gambar 1.5	Mekanisme penggerak rack dari injection pump	8
Gambar 1.6	Titik kesetimbangan untuk operasi tanpa beban	10
Gambar 1.7	Diagram indikator hipotetik dari mesin diesel	12
Gambar 2.1	Siklus ideal mesin diesel	17
Gambar 2.2	Hubungan antara kebutuhan udara tiap jam (Vh) dengan putaran mesin (rpm)	26
Gambar 3.1	Tipe governor berdasarkan cara memindahkan gaya	30
Gambar 3.2	Konstruksi governor kecepatan yang akan dihitung	31
Gambar 3.3	Perubahan posisi bandul (governor weight)	34
Gambar 3.4	Hubungan antara u dan n	36
Gambar 3.5	Gaya-gaya yang bekerja pada poros governor	37
Gambar 3.6	Hubungan antara Y dan n	40
Gambar 3.7	Hubungan antara posisi poros governor (Y) dan waktu stationer (t)	42
Gambar 3.8	Dimensi utama governor shaft	43

Gambar 3.9	Dimensi pegas poros governor	47
Gambar 3.10	Mekanisme pemindahan efek sentrifugal untuk mengubah posisi plunyer	49
Gambar 3.11	Konstruksi tuas	50
Gambar 4.1	Lay out sebuah cam dan follower	55
Gambar 4.2	Gerak dari suatu cycloida	57
Gambar 4.3	Diagram perpindahan dari follower dengan gerak cycloida	59
Gambar 4.4	Lay out profil cam dengan gerak cycloida	60
Gambar 4.5	Langkah efektif plunyer	63
Gambar 4.6	Dimensi dari fuel cam	65
Gambar 4.7	Profil dari fuel cam	66
Gambar 4.8	Kecepatan dari plunyer	70
Gambar 4.9	Percepatan dari plunyer	71
Gambar 4.10	Mekanisme beban pada fuel cam	72
Gambar 4.11	Mekanisme pompa plunyer	73
Gambar 4.12	Volume atur untuk aliran unsteady dalam pipa satu dimensi	74
Gambar 4.13	Distribusi tekanan bahan bakar dalam silinder plunyer	85
Gambar 4.14	Mekanisme pembebanan pada cam-follower	86
Gambar 4.15	Titik kontak antara cam-follower	89
Gambar 4.16	Gaya tangensial yang bekerja pada pasak	90
Gambar 5.1	Diagram skematik sistim air injection ...	94
Gambar 5.2	Diagram skematik sistim solid injection	95
Gambar 5.3	Diagram benda bebas silinder plunyer	98
Gambar 5.4	Distribusi tegangan silinder plunyer	101

Gambar 5.5	Dimensi lengkap delivery valve	103
Gambar 5.6	Mekanisme pembebanan governor lever	106
Gambar 5.7	Plunyer dan dimensinya	116
Gambar 5.8	Mekanisme pembebanan pada plunyer	117
Gambar 5.9	Gaya-gaya pada baut pemegang body fuel in- jection pump	119
Gambar 6.1	Injection nozzles turbin gas	122
Gambar 6.2	Closed injection nozzles	123
Gambar 6.3	Bentuk-bentuk lubang orifice nozel	124
Gambar 6.4	Hubungan antara sifat bahan bakar, putaran mesin terhadap ignition timing	129
Gambar 6.5	Hubungan tekanan gas dalam ruang bakar terhadap sudut engkol	130
Gambar 6.6	Hubungan posisi plunyer terhadap injecti- on timing	130
Gambar 6.7	Mekanisme perubahan posisi piston karena perubahan sudut crank shaft	131
Gambar 6.8	Komponen-komponen multihole nozzle yang akan dianalisa	136
Gambar 6.9	Diagram lengkap injection dan ignition timing	142
Gambar 6.10	Posisi nozel pada cover head silinder ...	143
Gambar 6.11	Dimensi katup jarum	145
Gambar 6.12	Mekanisme pembebanan katup jarum	146
Gambar 6.13	Mekanisme pembebanan baut pemegang body nozel	147
Gambar 6.14	Dimensi standart baut M 6	149

Gambar 6.15 Bentuk alur plunyer	150
Gambar 6.16 Kebutuhan bahan bakar tiap perubahan posisi engkol	153
Gambar 6.17 Kebutuhan bahan bakar tiap putaran mesin	153

NOMENKLATUR

Simbol	Keterangan	Satuan
a_p	luas penampang plunyer	cm^2
a_o	luas penampang lubang orifice	cm^2
a_s	luas penampang total lubang orifice	cm^2
c	kecepatan plunyer	cm/s
c_v	kecepatan aliran bahan bakar pada delivery valve	cm/s
d	diameter dalam pipa tekanan tinggi	mm
d_{cb}	diameter lingkaran dasar fuel cam	cm
d_{cs}	diameter cam shaft	cm
d_{ex}	diameter luar pegas	mm
d_{in}	diameter dalam pegas	mm
d_m	diameter rata-rata pegas	mm
D_m	diameter rata-rata fuel cam	cm
d_{nv}	diameter katup jarum nozel	mm
d_{nve}	diameter ujung katup jarum nozel	mm
d_o	diameter lubang orifice	mm
d_p	diameter plunyer	mm
d_r	diameter roller	mm
d_s	diameter lubang pemasukan bahan bakar	mm
h_v	tinggi angkat delivery valve	mm
K_j	faktor sambungan pada baut	-
l_d	panjang pipa tekanan tinggi	cm
L_p	panjang pasak	cm
n	putaran mesin (Crank Shaft)	rpm

n_{cam}	kecepatan putaran fuel cam	rpm
n_o	jumlah lubang orifice	-
P_b	tekanan balik gas (Back Pressure)	kg/cm ²
P_d	tekanan bahan bakar pada langkah tekan	kg/cm ²
P_{inj}	tekanan penyuntikan bahan bakar	kg/cm ²
Q_{inj}	laju aliran penyuntikan bahan bakar	cm ³ /s
Q_s	laju aliran pengabutan bahan bakar	cm ³ /s
S	panjang langkah plunyer	mm
S_{eff}	panjang langkah efektif plunyer	mm
t	waktu yang diperlukan untuk mencapai putaran mesin yang stasioner	detik
t_{ig}	ignition timing	detik
t_{inj}	injection timing	detik
t_n	tebal dinding nozel	mm
t_{sp}	tebal dinding silinder plunyer	mm
u	sudut posisi governor weight	derajad
w_s	kecepatan pengabutan bahan bakar	cm/s
x_d	perpindahan posisi plunyer saat langkah tekan	mm
Y_s	perpindahan poros governor akibat gaya sentrifugal	mm
Y_r	perpindahan posisi rack	mm
z_d	ketinggian nozel terhadap fuel injection pump	cm
α_p	sudut ujung katup jarum nozel	derajad
γ_f	berat jenis bahan bakar	kg/cm ³
θ_{cam}	sudut posisi fuel cam	derajad

θ_{cr}	sudut posisi crank shaft	derajad
θ_{inj}	sudut penyuntikkan bahan bakar	derajad
θ_{ig}	sudut pembakaran bahan bakar	derajad
ϕ_c	sudut tekan fuel cam	derajad
ϕ_p	sudut alur plunyer	derajad

BAB I

PENDAHULUAN

Dewasa ini motor bakar torak mempunyai peranan yang sangat penting dalam kehidupan manusia. Hampir setiap orang telah menikmati manfaat yang dihasilkan oleh motor bakar torak ini, misalnya dalam bidang transportasi, penerangan, industri, pertanian dan sebagainya.

Walaupun lahirnya motor bakar kurang lebih baru seabad yang lalu, namun perkembangannya saat ini sudah sedemikian pesatnya. Salah satu jenis motor bakar yang saat ini cukup populer dan pemanfaatannya amat luas dalam kehidupan sehari-hari adalah motor Diesel. Berbeda dengan motor bensin (Spark Ignition Engine), maka motor diesel (Compression Ignition Engine) menggunakan bahan bakar cair (solar), yang disuntikkan kedalam silinder yang bertekanan tinggi pada tiap akhir langkah kompresi. Panas tinggi yang dimiliki oleh udara yang dikompresikan itu sanggup untuk membakar (menyalakan) bahan bakar yang disuntikkan tadi. Bahan bakar yang disuntikkan dalam silinder tersebut harus bertekanan tinggi pula. Selama proses penyuntikkan (penyemprotan) bahan bakar harus mampu pula untuk dikabutkan dengan ukuran butiran yang cukup halus (kecil). Dalam proses untuk mempercepat pencampuran bahan bakar-udara maka butiran-butiran bahan bakar ini mengambil panas dari udara panas yang dikompresikan tersebut.

Penguapan butiran bahan bakar itu dimulai pada bagian permukaan luarnya, yaitu bagian yang terpanas. Uap bahan bakar yang terjadi itu selanjutnya bercampur dengan udara di-

sekitarnya. Penguapan itu berlangsung terus selama temperatur disekitarnya masih mencukupinya (masih mampu untuk menguapkan bahan bakar). Jadi proses penguapan tersebut terjadi secara berangsur-angsur, demikian pula dengan proses pencampurannya dengan udara. Maka pada suatu saat dimana terjadi campuran bahan bakar-udara yang sebaik-baiknya, proses penyalaan bahan bakarpun dapat berlangsung secara berangsur-angsur pula.

Dimana proses pembakaran awal terjadi pada temperatur yang relatif lebih rendah dibandingkan dengan temperatur pembakaran berikutnya atau temperatur akhir pembakaran itu sendiri. Dengan demikian laju pembakarannya bertambah terus (hal ini disebabkan karena jumlah pencampuran bahan bakar-udara bertambah besar/banyak dan temperaturnya bertambah terus).

Setiap butiran bahan bakar mengalami proses tersebut di atas. Dalam hal ini menunjukkan bahwa proses pembakaran bahan bakar didalam silinder motor diesel terjadi pada banyak tempat (harus merata), yaitu ditempat-tempat dimana terjadi campuran bahan bakar-udara yang sebaik-baiknya untuk pembakaran. Sekali pembakaran dapat dilakukan, dimanapun juga baik temperatur maupun tekanannya akan naik sehingga pembakaran akan dilanjutkan dengan lebih cepat kesegala arah.

Jadi masalah utama untuk mengolah tenaga atau kalor agar mampu digunakan untuk menggerakkan beban (pompa air, generator listrik dan sebagainya) adalah masalah pembakaran.

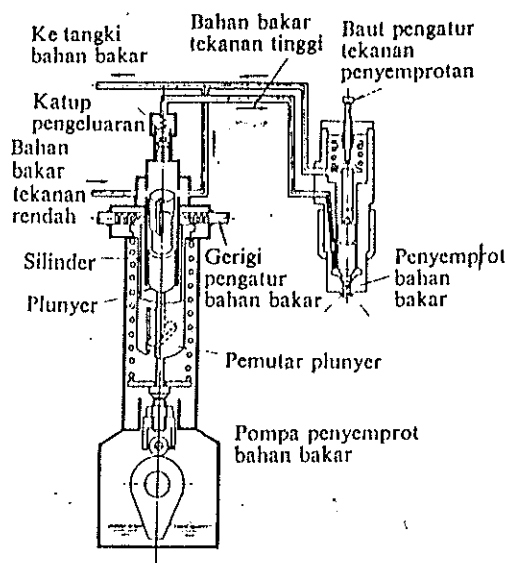
Untuk memperoleh hasil pembakaran yang baik (sempurna), banyak faktor yang mempengaruhinya diantaranya :

1. Sistim penyuntikan dan penyemprotan bahan bakar.
2. Jenis dan bentuk ruang bakar yang digunakan.

3. Perbandingan bahan bakar-udara yang tepat (sesuai dengan putaran dan daya mesin yang dihasilkan).
4. Saat pembakaran (timing) yang tepat.
4. Jenis bahan bakar yang digunakan.

1.1 Injection Pump.

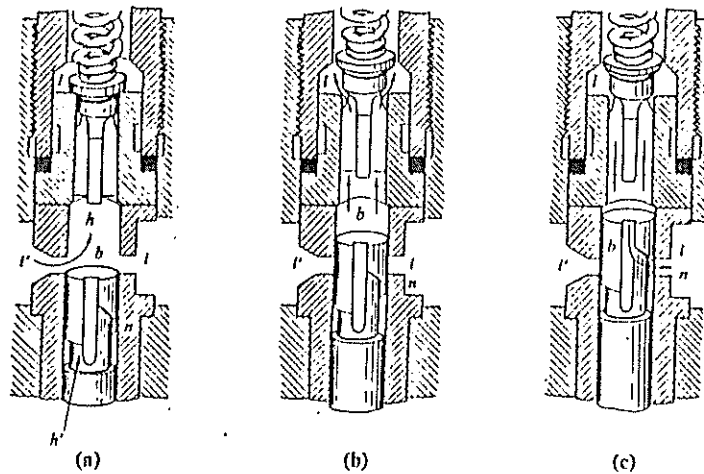
Pada mesin diesel untuk menghasilkan proses pembakaran yang sempurna, banyak sekali faktor yang mempengaruhinya. Seperti telah dijelaskan sebelumnya. Proses pembakaran sempurna ini diantaranya bisa dicapai dengan mengatur jumlah bahan bakar yang diperlukan sesuai putaran mesinnya, yaitu dengan menggunakan Injection Pump.



Gb. 1.1 Sistim Injection Pump jenis Bocsh

Sebuah injection pump, terdiri dari plunyer, katup pengeluaran (Delivery Valve) dan silinder plunyer.

Adapun prinsip kerja dari injection pump dapat ditekankan sebagai berikut :



Gb. 1.2 Prinsip kerja Injection Pump
jenis Bocsh

Pada Gb. 1.2a plunyer berada di BDC. Dalam keadaan ini bahan bakar bertekanan rendah mengalir dari tangki bahan bakar kedalam silinder plunyer melalui lubang pemasukan i' , mengisi ruang h dan ruangan alur yang terdapat pada plunyer h' . Oleh karena katup pengeluaran berfungsi menutup bagian atas dan ruang h dengan gaya pegas, maka bahan bakar baru mulai ditekan jika lubang i' dan i sudah ditutup oleh plunyer itu sendiri. Katup pengeluaran merupakan katup searah. Oleh karena itu bila tekanan bahan bakar didalam silinder plunyer sudah men-

capai tekanan tertentu (melebihi gaya pegas), katup pengeluaran terbuka (Gb. 1.2b).

Selanjutnya bahan bakar akan mengalir menuju ke pipa tekanan tinggi (High Pressure Pipe) dan akhirnya menuju ke injector (nozél).

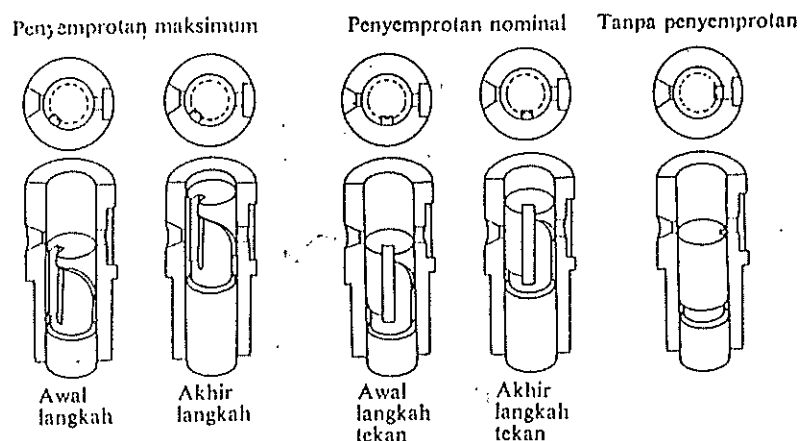
Pada gerakan plunyer selanjutnya ke TDC, alur atau coakan plunyer n yang miring akan melalui lubang pengeluaran i, sehingga bahan bakar bertekanan tinggi yang ada di ruangan h dan h' akan keluar melalui i. seperti terlihat pada gb. 1.2c . Dengan demikian tekanannya akan turun dengan cepat dan gelombang penurunan tekanan ini akan terjadi pula pada pipa tekanan tinggi ataupun pada nozel. Apabila tekanan bahan bakar di nozel turun dibawah harga tertentu, maka katup nozelpun akan menutup sehingga penyemprotan bahan bakar berakhir. Demikian pula katup pengeluaran pada penyuntik bahan bakar akan kembali keposisi semula (menutup). Selama gerakan terakhir tersebut, volume diatas katup pengeluaran dan pipa tekanan tinggi akan bertambah besar, sehingga menarik aliran bahan bakar dari nozel ke pipa tekanan tinggi. Keadaan ini akan membantu menyetop dengan cepat penyemprotan bahan bakar dari nozel.

Apabila alur plunyer n seperti Gb. 1.2c dan lubang pengeluaran i terbuka, maka bahan bakar akan mengalir dari ruang h dan h' ke ruang pemasukan bahan bakar atau kembali ke tangki bahan bakar melalui lubang i.

Penurunan tekanan ini terjadi sampai alur plunyer n be-

rada ditepi bawah lubang pengeluaran i. Selanjutnya gerakan plunyer ditarik kebawah oleh pegas (pegas plunyer). Pada saat tepi puncak plunyer mulai membuka lubang pemasukan i' dan lubang pengeluaran i, maka bahan bahan bakar mulai masuk ke dalam silinder plunyer seperti pada Gb. 1.2a . Begitu seterusnya proses tersebut akan terjadi secara berulang-ulang sesuai dengan putaran mesin.

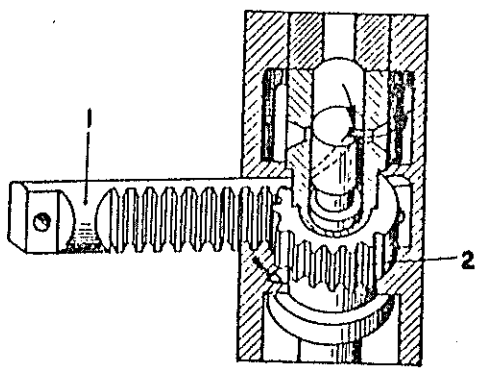
Alur yang miring merupakan bagian yang dipergunakan untuk mengatur jumlah bahan bakar yang akan disemprotkan. Hal ini dapat diterangkan sebagai berikut :



Gb. 1.3 Pengaturan Penyemprotan bahan bakar dengan memutar plunyer

Dalam Gb. 1.3 dapat dilihat adanya batang gerigi (rack) yang dapat memutar tabung pemutar plunyer (pinion). Jadi dengan menggerakkan rack tersebut dalam arah horisontal, plunyer dapat diputar (posisinya berubah) atau bergeser seperti Gb. 1.4 , dimana pada bagian bawah dari batang plunyer terdapat "Plat Pemutar" yaitu plat

yang menghubungkan plunyer dengan pinionnya. Dengan memutar plunyer maka posisi hubungan alur plunyer dan lubang pengeluaran dapat diatur sesuai dengan saat akhir penyemprotan bahan bakar yang dikehendaki.



Gb. 1.4 Posisi Rack dan Pinion terhadap plunyer

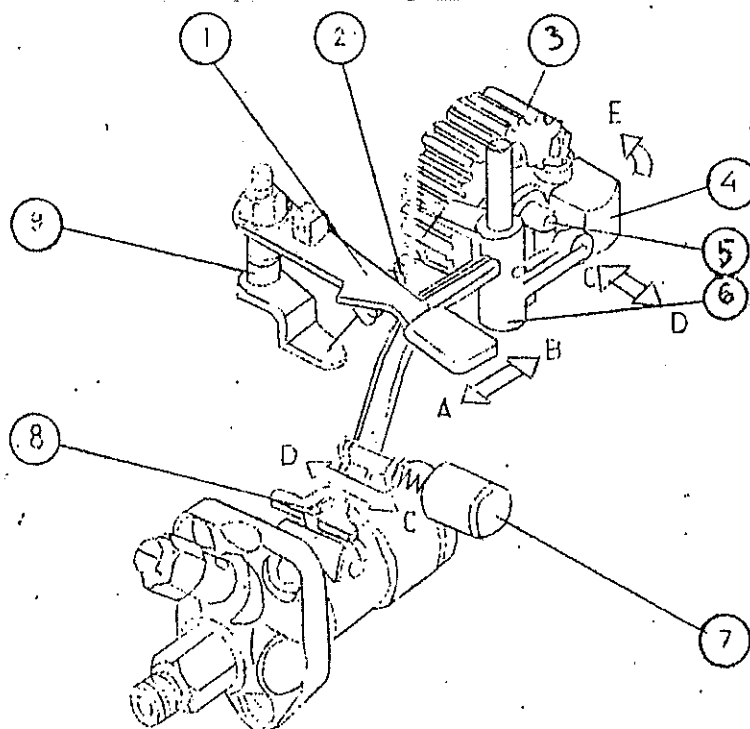
Keterangan :

1 = rack

2 = pinion

Gb. 1.3 menunjukkan hubungan antara posisi pemutaran plunyer dengan jumlah bahan bakar yang disemprotkan atau dengan kata lain panjang langkah plunyer adalah tetap, tetapi dengan memutar plunyer dapat diatur saat penyemprotan dan jumlah bahan bakar yang disemprotkan .

Pada mesin diesel yang stasioner (yang dimaksudkan stasioner adalah putarannya) rack tersebut digerakkan oleh efek sentrifugal dari governor, melalui governor lever. Seperti terlihat pada gambar 1.5 berikut ini.



Gb. 1.5 Mekanisme penggerak Rack dari
Injection Pump

Keterangan :

- 1 = speed controle lever
- 2 = governor spring
- 3 = crank gear
- 4 = governor weigth
- 5 = governor shaft
- 6 = governor lever
- 7 = fuel limit apparatus
- 8 = contole rack

9 = governor shaft lever

Dengan menggerakkan speed control lever (1) ke arah A, maka control rack (8) akan menggeser ke arah C. Hal ini mengakibatkan plunyer berubah posisinya (bahan bakar yang masuk dalam silinder plunyer bertambah banyak).

Bertambah banyaknya bahan bakar yang masuk menyebabkan putaran mesinnya naik. Ini mengakibatkan governor weight (4) bergerak ke arah D (efek sentrifugalnya besar) atau bahan bakar dikurangi. Selanjutnya karena governor shaft (5) bergeser ke arah D, menekan governor lever (6) yang mana bagian ini dihubungkan langsung dengan rack (8).

Jadi besarnya gaya sentrifugal yang terjadi sangat dipengaruhi oleh harga putaran mesin, dimana putaran mesinnya sendiri dipengaruhi oleh jumlah bahan bakar yang disemprotkan dalam silinder ruang bakar. Keadaan inilah yang menyebabkan mesin diesel (mesin diesel stasioner) tidak mengalami over speed (dapat idle).

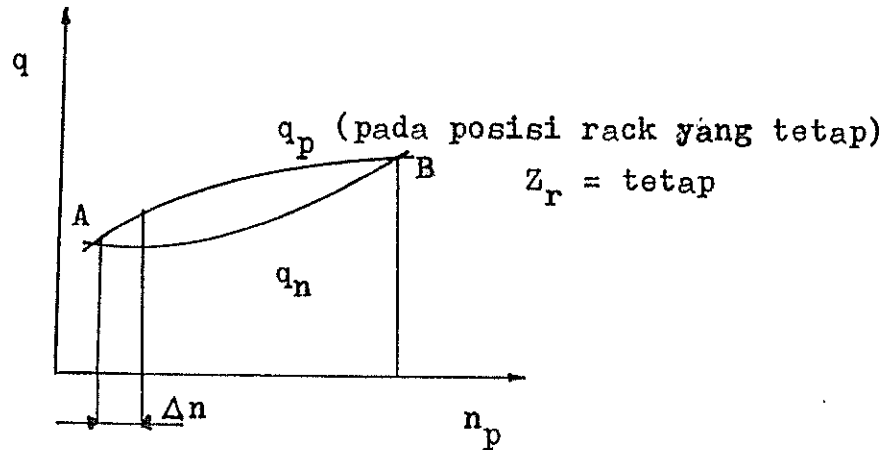
Secara keseluruhan fungsi governor adalah :

- mengatur banyak sedikitnya bahan bakar yang dibutuhkan oleh mesin secara otomatis
- mencegah mesin tidak mati pada saat idle
- mencegah terjadinya over speed
- membuat putaran mesin menjadi stabil atau tidak naik turun pada beban yang berubah-ubah.

1.2 Hubungan antara kebutuhan bahan bakar terhadap putaran mesin.

Suatu hubungan antara jumlah bahan bakar yang di-

semprotkan (q_p) dengan putaran poros pompa penyemprot bahan bakar (n_p) akan dijelaskan berikut ini.



Gb. 1.6 Titik kesetimbangan untuk operasi tanpa beban

Keterangan :

q_p = jumlah bahan bakar yang disemprotkan

q_n = jumlah bahan bakar yang diperlukan untuk kerja tanpa beban

Pada titik kesetimbangan A, misalnya posisi plunyer dirubah sebentar untuk memperbesar jumlah bahan bakar yang disemprotkan. Ini menyebabkan putarannya naik dengan n . Tetapi karena Z_r sudah kembali keposisi semula, jumlah bahan bakar akan bertambah banyak sepanjang garis q_p . Disamping itu jumlah bahan bakar q_n yang dipergunakan untuk kerja tanpa beban lebih kecil dari pada q_p , oleh karena putaran mesinnya sudah naik dengan n . Perbedaan pemasukan bahan bakar ini menyebabkan terjadinya percepatan (acceleration) dan putaran mesin akan bertambah cepat sampai mencapai keadaan se-

timbang pada titik B. Disebelah kanan titik B ($q_p < q_n$) tidak mungkin terjadi percepatan. Jadi titik A & B adalah awal dan akhir terjadinya kesetimbangan antara kebutuhan bahan bakar dengan putaran mesin. Titik A & B itu adalah yang diatur oleh governor pengatur kecepatan putaran mesin. Untuk mesin diesel stationer terjadinya percepatan tersebut cukup kecil (terjadinya percepatan tersebut harus dihindari). Jadi yang dimaksud dengan mesin diesel stationer adalah :

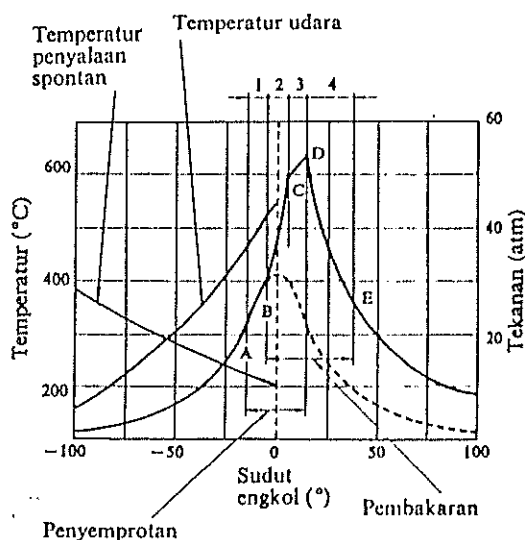
- putarannya konstan
- tidak ada percepatan (relatif kecil)
- tidak memerlukan/memiliki roda gigi reduksi untuk memindahkan/mentransmisikan daya (dari putaran crank shaft langsung dipergunakan untuk menggerakkan beban).
- tempat/posisinya tidak berpindah-pindah saat digunakan untuk menggerakkan beban.

1.3 Periode pembakaran yang tepat.

Pada mesin diesel, bahan bakar yang telah disemprotkan dalam ruang bakar idealnya harus secepat mungkin dinyalakan (dibakar). Tetapi karena proses pembakaran itu sendiri harus dilakukan pada kondisi tertentu (pencampuran dan pendistribusian campuran bahan bakar-udara memerlukan selang waktu tertentu agar diperoleh pembakaran yang sebaik-baiknya dan tersebar diseluruh ruang bakar) maka proses pembakaran itu akan tertunda .

Periode persiapan (Ignition Delay) untuk mesin diesel ($0,001 \div 0,003$) s. Pada mesin diesel ignition delay

harus dibuat sesingkat mungkin, untuk menghindari terjadinya detonasi.



Gb. 1.7 Diagram indikator hipotetik dari mesin diesel

Dalam keadaan sebenarnya, diskontinuitas titik C-D tidak ada, sehingga grafik tersebut terlihat kontinu. Periode 1 merupakan periode persiapan awal pembakaran. Mulai titik B bahan bakar terbakar dan tekanannya naik dengan cepat, sementara piston terus bergerak ke TDC. Selain itu makin banyak bahan bakar yang terbakar, sehingga walaupun torak mulai bergerak ke BDC tekanannya masih naik sampai titik C. Periode 2 (B-C) disebut periode pembakaran cepat. Setelah itu laju kenaikan tekanannya berkurang, walaupun bahan bakar yang disemprotkan selama C-D lebih cepat terbakar, namun jumlah bahan bakar yang disemprotkan sudah berkurang dan volume ruang bakar sudah membesar (expansi). Periode 3 (C-D) disebut periode pembakaran terkendali.

Pada periode 4 (D - E) pembakaran masih berlangsung karena adanya sisa bahan bakar yang belum terbakar dalam periode sebelumnya, dan periode ini disebut periode pembakaran sisa. Garis patah-patah tersebut menyatakan garis tekanan yang terjadi dalam silinder bila tak ada pembakaran (bahan bakar tak ada yang disemprotkan), mesin diputar dengan suatu mesin penggerak.

1.4 Analisa masalah.

Dalam tugas sarjana ini akan dianalisa injection pump untuk mesin diesel stasioner dengan daya 9,5 Hp pada putaran 2200 rpm, satu silinder.

Dari analisa ini diharapkan dapat diketahui seberapa besar kebutuhan bahan bakar dan tekanan bahan bakar agar mampu dikabutkan pada ruang bakar sesuai dengan daya dan putaran mesin.

1.4.1 Pembatasan masalah.

Dalam tugas sarjana ini yang akan dianalisa/dihitung hanya bagian injection pump (pompa penyuntik bahan bakar, nozel dan mekanisme pengontrolnya).

1.4.2 Metode analisa.

Metode analisa yang akan digunakan adalah analisa matematik semata. Jadi hanya sebagian kecil saja hasil experimental yang digunakan dalam penyelesaian masalahnya.

1.4.3 Sumber data.

Penulisan tugas sarjana ini disusun berdasarkan data-data yang diperoleh dari :

- pengamatan langsung (selama kerja praktek dan survey data).
- studi literatur.

BAB II

KEBUTUHAN BAHAN BAKAR

2.1 Latar belakang perhitungan.

Telah kita ketahui bahwa panas merupakan suatu bentuk tenaga yang dapat diubah menjadi tenaga mekanis.

Pada motor bakar panas tersebut dapat diperoleh melalui proses pembakaran.

Untuk memperoleh hasil pembakaran yang sempurna banyak sekali faktor yang mempengaruhinya.

Salah satu faktor yang amat penting agar diperoleh proses pembakaran yang baik adalah pemakaian bahan bakar yang tepat, maksudnya sesuai dengan kebutuhan.

Pemakaian bahan bakar untuk tiap mesin tidak sama. Hal ini tergantung pada daya dan putaran mesinnya. Semakin tinggi putarannya, semakin besar pula kebutuhan bahan bakar yang diperlukan.

Demikian pula dengan dayanya, semakin besar daya mesin maka pemakaian bahan bakarnya juga meningkat.

Berikut ini merupakan perhitungan pemakaian bahan bakar untuk mesin Diesel dengan daya 9,5 Hp dan putaran $n = 2200$ rpm.

2.2 Data perhitungan

Dalam perhitungan kebutuhan bahan bakar digunakan data - data sebagai berikut :

- daya

Nb = 9,5 Hp

- putaran maksimum $n = 2200$ rpm
- volume silinder $V_{cc} = 547$ cc
- jumlah silinder $i = 1$
- rasio langkah/diameter $L/D = 90/88$
 $= 1,0227$
- sistem pengapian $=$ direct injection

2.3 Perhitungan kebutuhan bahan bakar.

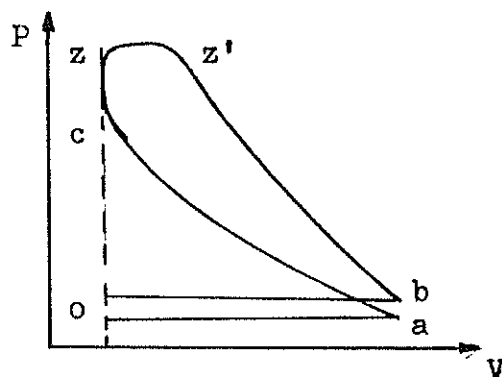
Dalam perhitungan ini beberapa asumsi yang digunakan adalah sebagai berikut :

- rasio kompresi untuk high speed airless injection diesel engine $\epsilon = 13 - 14 \dots (2.1)$
diambil $\epsilon = 14$
- temperatur udara luar $T_0 = 300$ °K
- tekanan udara luar $P_0 = 1,033$ kg/cm²
- koefisien kelebihan udara $\alpha = 1,3 - 1,7 \dots (2.2)$
diambil $\alpha = 1,7$
- koefisien gas sisa $\gamma_r = 0,03 - 0,04 \dots (2.3)$
diambil $\gamma_r = 0,035$
- jenis bahan bakar $=$ Light Diesel Oil
- tekanan awal kompresi $P_a = 0,92 \cdot P_0 \dots (2.4)$
 $P_a = 0,9506$ kg/cm²
- tekanan akhir pembakaran $P_z = 77,5$ kg/cm² $\dots (2.5)$

(2.1) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion

- Engines, hal 32
- (2.2) op.cit, hal 38
 - (2.3) op.cit, hal 29
 - (2.4) op.cit, hal 27
 - (2.5) op.cit, hal 49

- dianggap memenuhi siklus ideal :



Gb. 2.1 Siklus ideal

- temperatur gas sisa $T_r = 700 - 800 \text{ } ^\circ\text{K} \dots (2.6)$

diambil $T_r = 700 \text{ } ^\circ\text{K}$

- komposisi bahan bakar untuk diesel oil

$$C = 0,87$$

$$H = 0,126 \dots (2.7)$$

$$O = 0,004$$

- nilai kalor rendah bahan bakar :

$$= 8100 C + 30.000 H - 2600(O-S) - 600(W-9H)$$

$$\dots (2.8)$$

$$= 11.497 \text{ Kcal/kg bahan bakar, dengan asumsi}$$

hasil-hasil pembakaran berupa belerang (S) dan

air (W) tidak dijumpai.

$$- \Delta tw = 10 - 20 \text{ } ^\circ\text{K} \dots (2.9)$$

$$\text{diambil } \Delta tw = 10 \text{ } ^\circ\text{K}$$

(2.6) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 32

(2.7) M. Kovakh, Motor Vehicle Engines, hal 64

(2.8) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 42

(2.9) op.cit, hal 81.

2.3.1 Temperatur awal kompresi (T_a) = 320 - 330 °K (2.10)

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \dots\dots\dots (2.11)$$

$$= \frac{300 + 10 + 0,035(700)}{1 + 0,035}$$

$$= 323,2 \text{ } ^\circ\text{K} \text{ (memenuhi)}$$

2.3.2 Perhitungan koefisien politropik untuk kompresi (n_1)

$$A + B \cdot T_a \left(\epsilon^{n_1-1} + 1 \right) = \frac{1,985}{n_1 - 1} \dots (2.12)$$

$$\text{dimana } A + B \cdot T_a = 4,62 + 53 \cdot 10^{-3} T_a$$

dengan cara try and error :

$$n_1 = 1,3 \text{ -----} \rightarrow 5,186 \neq 6,6$$

$$n_1 = 1,38 \text{ -----} \rightarrow 5,2813 \neq 5,2237$$

$$n_1 = 1,376 \text{ -----} \rightarrow 5,253 = 5,279 \text{ (mendekati)}$$

Jadi diambil $n_1 = 1,376$

2.3.3 Penentuan kebutuhan udara teoritis (L_o') dan udara sesungguhnya (L')

$$L_o' = 1/0,21 (C/12 + H/4 - O/32) \text{ mole/kg fuel}$$

$$= 1/0,21 (0,87/12 + 0,126/4 - 0,004/32)$$

$$= 0,49 \text{ mole/kg bahan bakar} \dots\dots (2.13)$$

(2.10) N. petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 29

(2.11) ibid, hal 29

(2.12) op.cit, hal 34

(2.13) op.cit, hal 37

$$\begin{aligned}
 L' &= \alpha \cdot L_o' && \dots\dots\dots (2.14) \\
 &= 1,7 (0,49) \\
 &= 0,833 \text{ mole/kg bahan bakar}
 \end{aligned}$$

2.3.4 Penentuan koefisien politropik untuk ekspansi (n_2)

*) Penentuan suhu dan tekanan di titik C (T_c dan P_c)

$$\begin{aligned}
 P_c &= \zeta^{n_1} \cdot P_a && \dots\dots (2.15) \\
 &= (14)^{1,376} \cdot 0,9506 \\
 &= 35,1201 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 T_c &= \zeta^{n_1-1} \cdot T_a && \dots\dots (2.16) \\
 &= (14)^{0,376} \cdot 323,2 \\
 &= 871,7972 \text{ }^\circ\text{K}
 \end{aligned}$$

*) Penentuan penambahan tekanan (λ)

$$\begin{aligned}
 \lambda &= P_z/P_c && \dots\dots (2.17) \\
 &= 77,5/35,8979 \\
 &= 2,1589
 \end{aligned}$$

*) Penentuan jumlah pembakaran gas (Mg)

CO_2	----->	$\text{MCO}_2 = C/12 = 0,87/12 = 0,0725$	mole	(2.18)
H_2O	----->	$\text{MH}_2\text{O} = H/2 = 0,126/2 = 0,063$	mole	
O_2	----->	$\text{MO}_2 = 0,21(\alpha-1)L_o' = 0,0720$	mole	
N_2	----->	$\text{MN}_2 = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_o' = 0,6581$	mole	
				+

Jumlah total produk pembakaran Mg = 0,8656 mole/kg
 bahan bakar atau Mg = 0,87 mole/kg bahan bakar

(2.14) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 38

(2.15) op.cit, hal 32

(2.16) op.cit, hal 32

(2.17) op.cit, hal 50

(2.18) op.cit, hal 39

*) Penentuan koefisien pembakaran molar kimia (U_0)

dan setelah pembakaran (U)

$$\begin{aligned} U_0 &= M_g/L' && \dots\dots (2.19) \\ &= 0,87/0,833 \\ &= 1,044 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} U &= \frac{U_0 + \delta_r}{1 + \delta_r} && \dots\dots\dots (2.20) \\ &= \frac{1,044 + 0,035}{1 + 0,035} \end{aligned}$$

$$= 1,0425$$

*) Kandungan relatif dari komponen hasil pembakaran

$$\begin{aligned} V_{CO_2} &= M_{CO_2}/M_g = 0,0833 \\ V_{H_2O} &= M_{H_2O}/M_g = 0,0724 \\ V_{O_2} &= M_{O_2}/M_g = 0,0828 \\ V_{N_2} &= M_{N_2}/M_g = 0,7564 \end{aligned} \quad \dots\dots (2.21)$$

dan

$$Ag = V_{CO_2} \cdot A_{CO} + V_{H_2O} \cdot A_{H_2O} + V_{O_2} \cdot A_{O_2} + V_{N_2} \cdot A_{N_2} \dots\dots \dots (2.22)$$

dimana harga :

$$\begin{aligned} A_{CO_2} &= 7,82 \\ A_{H_2O} &= 5,79 \\ A_{O_2} &= 4,62 \\ A_{N_2} &= 4,62 \end{aligned} \quad \dots\dots (2.23)$$

(2.19) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 40

(2.20) ibid, hal 40

(2.21) op.cit, hal 39

(2.22) op.cit, hal 48

(2.23) op.cit, hal 47

Jadi :

$$A_g = (0,08 \cdot 7,82) + (0,07 \cdot 5,79) + 4,62(0,08 + 0,76) \\ = 4,9$$

dan

$$B_g = V_{CO_2} \cdot B_{CO_2} + V_{H_2O} \cdot B_{H_2O} + V_{O_2} \cdot B_{O_2} + V_{N_2} \cdot B_{N_2} \dots \\ \dots \dots \dots (2.24)$$

dimana harga :

$$\begin{array}{l} B_{CO_2} = 125 \cdot 10^{-5} \\ B_{H_2O} = 112 \cdot 10^{-5} \\ B_{O_2} = 53 \cdot 10^{-5} \\ B_{N_2} = 53 \cdot 10^{-5} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} \text{---} \\ \text{---} \\ \text{---} \\ \text{---} \end{array} \right\} \dots (2.25)$$

Jadi :

$$B_g = (0,08 \cdot 125 \cdot 10^{-5}) + (0,07 \cdot 112 \cdot 10^{-5}) + \\ 53 \cdot 10^{-5} (0,08 + 0,76) \\ = 64 \cdot 10^{-5}$$

*) Penentuan temperatur di titik z (T_z)

Kapasitas panas molar rata-rata udara pada volume tetap dan pada T_c

$$\begin{aligned} (mCv)_a &= 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} \cdot T_c \dots \dots (2.26) \\ &= 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} \cdot 871,7972 \\ &= 5,0821 \text{ Kcal/mol } ^\circ\text{K} \end{aligned}$$

$$\frac{\int_z \cdot Q_L}{\alpha \cdot L_0 (1+r)} + \left[(mCv)_a + 1,985\lambda \right] T_c = \mu \left[(mCv)_g + \right. \\ \left. 1,985 \right] T_z$$

(2.24) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines; hal 48

(2.25) op.cit; hal 47

(2.26) op.cit, hal 48

$$\frac{\xi_z \cdot QL}{\lambda \cdot L_o' (1+r)} + \left[(mCv)a + 1,985\lambda \right] T_c = M \left[(Ag + Bg \cdot T_z + 1,985) T_z \right] \dots (2.27)$$

dimana koefisien penguapan panas

$$\xi_z = 0,65 - 0,85 \dots (2.28)$$

diambil $\xi_z = 0,7$

$$\frac{0,7 \cdot 11497}{1,7 \cdot 0,49(1 + 0,035)} + (5,0821 + 1,985 \cdot 2,2) 871,7972 =$$

$$1,0425(4,9 + 64 \cdot 10^{-5} \cdot T_z + 1,985) T_z$$

$$17501,2071 = 7,1776 \cdot T_z + 6,672 \cdot 10^{-4} \cdot T_z^2 \text{ atau}$$

$$T_z^2 + 10757,7938 \cdot T_z + 26230826,02 = 0$$

Dan harga T_z yang memenuhi diambil :

$$T_z = 2048,307 \text{ } ^\circ\text{K}$$

*) Effisiensi pengisian udara (η_{ch})

$$\eta_{ch} = \frac{\xi \cdot P_a \cdot T_o}{(\xi - 1) \cdot P_o (T_o + \Delta tw + \gamma_r \cdot T_r)} \dots (2.29)$$

$$= \frac{14 \cdot 0,93 \cdot 300}{(14-1) 1,033(300+10+0,035 (700))}$$

$$= 0,8695$$

$$= 87 \%$$

*) Preliminary expansion ratio (ρ)

$$= \left(\frac{\mu}{\lambda} \right) (T_z / T_c) \dots (2.30)$$

(2.27) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 152

(2.28) op.cit, hal 44

(2.29) op.cit, hal 31

(2.30) op.cit, hal 50

$$= (1,0425/2,1589)(2048,307/871,7972)$$

$$= 1,1346$$

*) Subsequen expansion ratio (δ)

$$\delta = \epsilon / \rho \quad \dots (2.31)$$

$$= 14/1,1346$$

$$= 12,3392$$

*) Perhitungan koefisien politropik ekspansi (n_2)

$$A_g + B_g \cdot T_z (1 + (\epsilon^{n_2-1})) = 1,985/(n_2-1) \quad \dots (2.32)$$

$$\text{syarat } n_2 = 1,15 - 1,3 \quad \dots (2.33)$$

$$4,9 + 64 \cdot 10^{-5} T_z (1 + (1/\epsilon^{n_2-1})) = 1,985/(n_2-1)$$

$$4,9 + 1,356 (1 + (1/\epsilon^{n_2-1})) = 1,985/(n_2-1)$$

Dengan cara try and error :

$$n_2 = 1,28 \text{ -----} \rightarrow 6,8596 \neq 6,8448$$

$$n_2 = 1,29 \text{ -----} \rightarrow 6,8435 = 6,8448 \text{ (mendekati)}$$

jadi diambil $n_2 = 1,29$

*) Perhitungan tekanan teoritis indikasi (P_{it})

$$P_{it} = \frac{P_c}{-1} \left[\lambda(\rho-1) + \lambda \cdot \rho (1 - (1/\delta^{n_2-1})) (1/n_2-1) \right. \\ \left. - (1 - (1/\epsilon^{n_1-1})) (1/n_1-1) \right] \quad \dots (2.34)$$

$$= \frac{35,8979}{14-1} \left[2,1589(1,1346-1) + 2,1589 \cdot 1,1346 \right. \\ \left. (1 - (1/12,3392^{0,29})) (1/0,29) - \right. \\ \left. (1 - (1/14^{0,376})) (1/0,376) \right]$$

$$= 8,2504 \text{ kg/cm}^2$$

(2.31) N.Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 14

(2.32) op.cit, hal 52

(2.33) ibid, hal 52

(2.34) op.cit, hal 54

*) Perhitungan tekanan indikasi (P_i) dan tekanan efektif (P_e) :

$$P_i = Q \cdot P_{it} \dots\dots\dots (2.35)$$

$$P_i = (6,5 \div 8,2) \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots (2.36)$$

$$\text{faktor koreksi } Q = 0,95 \div 0,97 \dots\dots\dots (2.37)$$

$$\text{diambil } Q = 0,95$$

$$\begin{aligned} \text{maka } P_i &= 0,95 \cdot 8,2504 \\ &= 7,8379 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

$$P_e = \eta_m \cdot P_i \dots\dots\dots (2.38)$$

$$P_e = (5,5 \div 6,2) \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots (2.39)$$

$$\text{efisiensi mekanis } \eta_m = 0,7 \div 0,82 \dots\dots\dots (2.40)$$

$$\text{diambil } \eta_m = 0,78$$

$$\begin{aligned} \text{maka } P_e &= 0,78 \cdot 7,8379 \\ &= 6,1135 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Jadi konsumsi bahan bakar :

- Konsumsi bahan bakar spesifik indikasi (F_i) :

$$F_i = 318,4 \cdot \eta_{ch} \cdot P_o / (P_i \cdot \alpha \cdot L_o' \cdot T_o) \dots\dots\dots (2.41)$$

$$= 318,4 \cdot 0,87 \cdot 1,033 / (7,8379 \cdot 1,7 \cdot 0,49 \cdot 300)$$

$$= 0,1461 \text{ kg/HP jam}$$

(2.35) N. Petrovsky , Marine Internal Combustion Engines, hal 55

(2.36) M. Kovakh, Motor Vehicle Engines, hal 172

(2.37) N. Petrovsky , Marine Internal Combustion Engines, hal 55

(2.38) Op. cit, hal 61

(2.39) Op. cit, hal 93

(2.40) M. Kovakh, Motor Vehicle Engines, hal 172

(2.41) N. Petrovsky , Marine Internal Combustion Engines, hal 64

- Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (F) :

$$F = \frac{F_i}{\eta_m} \dots\dots\dots (2.42)$$

$$= \frac{0,1461}{0,78}$$

$$= 0,1874 \text{ kg/ Hp jam}$$

2.4 Pengecekan harga diameter piston (D) :

$$D = \left[\frac{N_b \cdot z}{0,00523 \cdot P_e \cdot C_m} \right]^{1/2} \dots\dots\dots (2.43)$$

dimana :

z = 2 (mesin 4 langkah)

kecepatan piston (C_m) :

$$C_m = (8,5 + 12) \text{ m/s} \dots\dots\dots (2.44)$$

diambil $C_m = 8,5 \text{ m/s}$

maka :

$$D = \left[\frac{9,5 \cdot 2}{0,00523 \cdot 6,1135 \cdot 8,5} \right]^{1/2}$$

$$= 8,3613 \text{ cm}$$

$$= 84 \text{ mm (mendekati data perhitungan } D = 88 \text{ mm)}$$

2.5 Kebutuhan udara tiap jam (V_h) :

$$V_h = (V_d \cdot \eta_{ch} \cdot n \cdot 60 \cdot i) / z \dots\dots\dots (2.45)$$

$$= (A_d \cdot L \cdot \eta_{ch} \cdot n \cdot 60 \cdot i) / z$$

(2.42) N. Petrovsky , Marine Internal Combustion Engines, hal 64

(2.43) Op. cit, hal 63

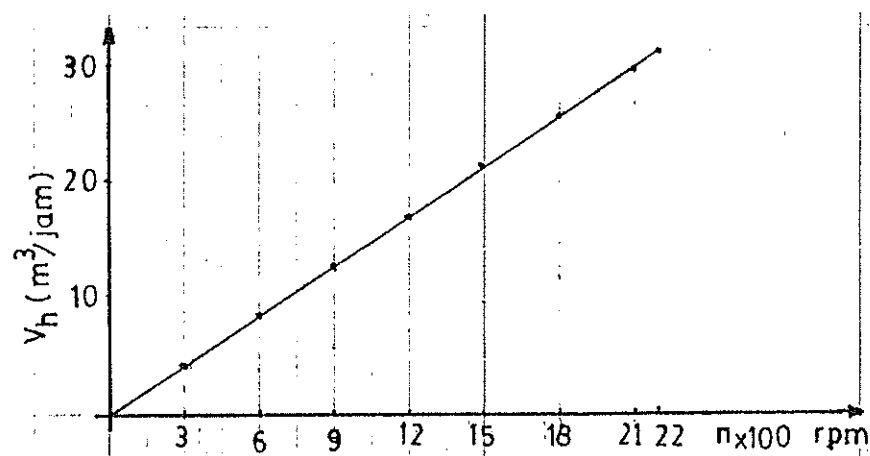
(2.44) Op. cit, hal 94

(2.45) Op. cit, hal 63

$$\begin{aligned}
 &= \frac{3,14 \cdot D^2 \cdot L \cdot \eta_{ch} \cdot 60 \cdot n \cdot i}{4 \cdot z} \\
 &= \frac{3,14(0,088)^2 \cdot 0,09 \cdot 0,87 \cdot 60 \cdot n \cdot 1}{4 \cdot 2} \\
 &= 0,01429 (n)
 \end{aligned}$$

Hasil-hasil perhitungan yang lain dapat ditabelkan sebagai berikut :

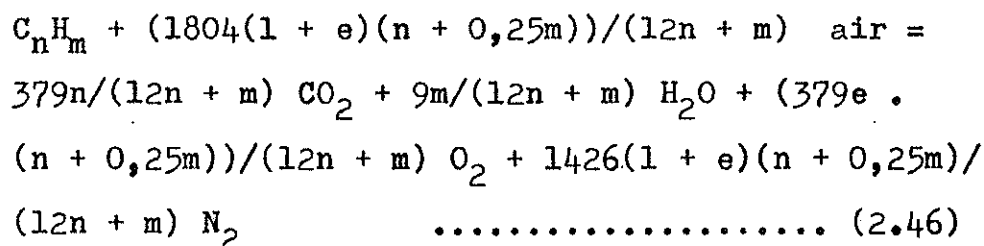
n (rpm)	Vh (m ³ /jam)
300	4,2861
600	8,574
900	12,852
1200	17,148
1500	21,435
1800	25,722
2100	29,988
2200	31,438



Gbr. 2.2. Hubungan antara kebutuhan udara tiap jam (Vh) dengan putaran mesin (rpm)

2.6 Perbandingan kebutuhan udara-bahan bakar untuk proses pembakaran (Air-Fuel Ratio Stoikiometric).

Secara umum reaksi pembakaran untuk bahan bakar hydrocarbon cair adalah :



Untuk bahan bakar diesel formulasi hydrocarbonnya adalah :



Analisa air-fuel ratio disini menggunakan analisa gas keluaran (gas buang) hasil proses pembakaran.

Dari sub bab 2.3.4 telah dihitung kandungan relatif hasil proses pembakaran, dimana $CO_2 = 0,0833$

Dengan melihat ruas kanan dari persamaan (2.46) diatas maka diperoleh :

$$CO_2 = 100/(1 + e(1 + 0,25m/n) + 3,76(1 + e)(1 + \\ 0,25m/n) \quad \dots\dots\dots (2.48)$$

dimana :

$$n = 14,4$$

$$m = 24,9$$

$$CO_2 = 8,33 \%$$

(2.46) V.L Maleev, Internal Combustion Engines , hal 73

(2.47) Colin R. Ferguson, Internal Combustion Engines, hal 156

(2.48) V.L Maleev, Internal Combustion Engines , hal 75

sehingga :

$$8,33 = 100 / (1 + e(1 + 0,25(24,9/14,4)) + 3,76(1 + e) \\ (1 + 0,25(24,9/14,4)))$$

$$8,33 = 100 / (6,3854 + 6,8177e)$$

atau :

$$e = 0,8242$$

Jadi air-fuel ratio yang terjadi adalah :

$$r_{AF} = (137,6(n + 0,25m)(1 + e)) / (12n + m) \dots (2.49) \\ = (137,6(14,4 + 0,25 \cdot 24,9)(1 + 0,8242)) / (12 \cdot 14,4 \\ + 24,9) \\ = 26,2$$

Artinya untuk setiap kali terjadi proses pembakaran diperlukan campuran udara-bahan bakar dengan perbandingan 26,2 . Air-fuel ratio stoikiometric ini selalu konstan untuk perubahan harga putaran mesin, tetapi jumlah udara dan bahan bakar yang masuk ke silinder ruang bakar untuk tiap putaran mesin tidak sama.

BAB III
GOVERNOR PENGATUR KECEPATAN

3.1 Governor kecepatan.

Kebutuhan bahan bakar pada suatu mesin sangat bergantung pada daya terutama pada putarannya. Makin tinggi putarannya maka kebutuhan bahan bakarnya juga makin bertambah banyak. Hubungan ini telah diterangkan dalam sub bab 1.2 . Pengaturan kebutuhan bahan bakar ini amat diperlukan sekali dalam mesin-mesin staaioner, dan pada umumnya pengaturan ini dilakukan oleh sebuah governor. Sesuai dengan fungsinya maka governor jenis ini disebut "Governor Kecepatan" .

Proses pengaturan oleh governor kecepatan ini hanya memanfaatkan efek sentrifugal, dimana gaya sentrifugal tersebut amat bergantung pada putaran mesin. Tipe governor yang dipakai dalam suatu motor diesel biasanya tergantung pada beban dan kecepatan yang harus dilayaninya. Pada umumnya untuk mesin diesel stasioner menggunakan "Governor Kecepatan Konstan" yaitu akan mempertahankan suatu harga kecepatan yang sama/tetap dari keadaan tanpa beban sampai berbeban penuh.

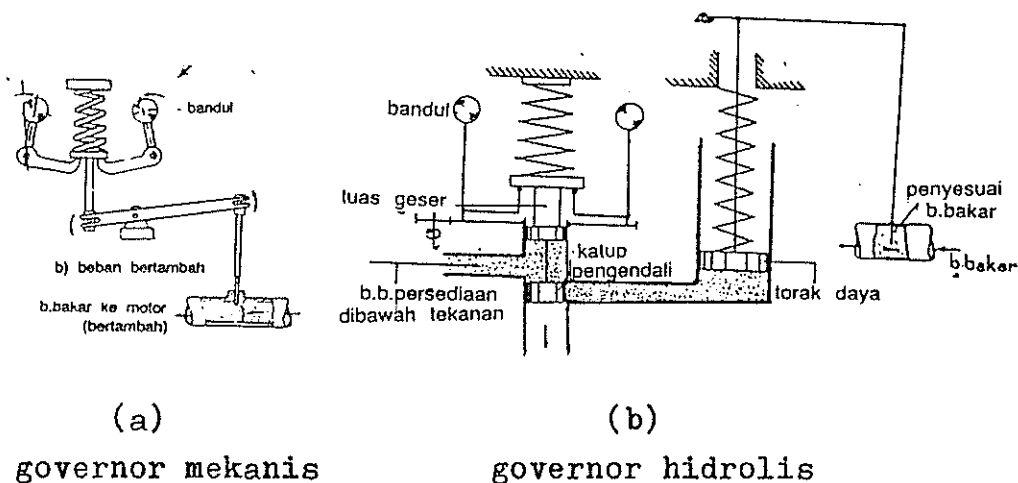
Pada prinsipnya ada dua tipe governor yang dipakai pada mesin diesel. Pembagian ini didasarkan pada cara mentransmisikan/memindahkan gaya yang diperlukan untuk mengatur kebutuhan bahan bakar.

Jika gerak tersebut dipindahkan secara langsung, maka di-

sebut governor mekanis. Tetapi jika gerak tersebut dipindahkan secara tidak langsung (prinsip hidrolis) disebut governor hidrolis.

Dalam perencanaan pengaturan ini akan dipakai tipe governor mekanis, dengan mempertimbangkan hal-hal sebagai berikut :

- konstruksinya sederhana (komponen - komponennya relatif sedikit).
- amat tepat digunakan pada mesin-mesin yang membutuhkan kecepatan yang tetap/konstan).



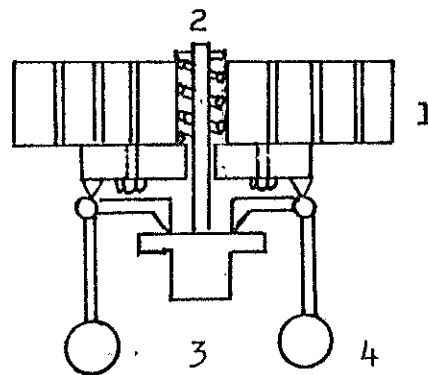
Gb. 3.1 Tipe governor berdasarkan cara memindahkan gaya

3.2 Asumsi perhitungan.

Dalam perhitungan pengaruh gaya sentrifugal terhadap posisi plunyer ini, beberapa asumsi yang digunakan adalah sebagai berikut :

- berat setiap bandul $M_1 = 0,05 \text{ kg}$

- berat poros governor, pegas dan ringnya
 $M_2 = 0,07 \text{ kg}$
- ratio reduksi putaran $i = 1$ (governor menempel langsung pada crank gear)
- kekakuan pegas poros governor $K = 7,32 \text{ N/mm}$
- panjang lengan $a_1 = 7 \text{ mm}$
 $a_2 = 11 \text{ mm}$
- jarak tumpuan A terhadap sumbu putar $l = 12 \text{ mm}$
- berat lengan A-B dan A-C diabaikan



Gb. 3.2 Konstruksi governor kecepatan yang akan dihitung

dimana :

- 1 = crank gear
- 2 = pegas
- 3 = poros governor
- 4 = bandul (governor weight)

3.2.1 Perhitungan diameter plunyer (dp)

Perhitungan diameter plunyer pada prinsipnya didasarkan atas kebutuhan bahan bakar spesifik efektif.

- jumlah bahan bakar yang diperlukan tiap siklus (V_b), artinya bahan bakar yang diperlukan untuk sekali proses pembakaran dalam silinder ruang bakar :

$$V_b = (N_{b_{max}} \cdot F \cdot z) / (60 \cdot n \cdot \gamma_f) \dots\dots\dots (3.1)$$

dimana :

n = putaran mesin pada $N_{b_{max}}$

$$\gamma_f = \text{berat jenis bahan bakar} = 0,85 \text{ kg/dm}^3 \dots (3.2)$$

maka :

$$\begin{aligned} V_b &= (9,5 \cdot 0,1874 \cdot 2 \cdot 10^3) / (60 \cdot 2200 \cdot 0,85) \\ &= 0,031 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

- faktor penyusutan bahan bakar pada $N_{b_{max}}$, maka diperlukan tambahan volume bahan bakar (ΔV_1):

$$\Delta V_1 = (0,1 + 0,15)V_b \dots\dots\dots (3.3)$$

$$\begin{aligned} \text{diambil } \Delta V_1 &= 0,15V_b \\ &= 0,0048 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

- volume bahan bakar yang dikeluarkan lagi ke tangki bahan bakar (ΔV_2):

$$\Delta V_2 = (1,0 + 1,2)V_b \dots\dots\dots (3.4)$$

$$\begin{aligned} \text{diambil } \Delta V_2 &= 1,2V_b \\ &= 0,038 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

(3.1) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 432

(3.2) Op.cit, hal 116

(3.3) Op.cit, hal 432

(3.4) Op.cit, hal 433

Jadi volume total bahan bakar yang masuk dalam silinder plunyer selama langkah pengisian/pengisapan tiap siklus (V_p) :

$$V_p = (V_b + \Delta V_1 + \Delta V_2) / \eta_{fp} \dots\dots\dots (3.5)$$

dimana :

koefisien pengisian bahan bakar (η_{fp}):

$$\eta_{fp} = 0,8 + 0,85$$

diambil $\eta_{fp} = 0,8$

maka :

$$\begin{aligned} V_p &= (0,031 + 0,0048 + 0,038) / 0,8 \\ &= 0,0931 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Jadi diameter plunyer (d_p) :

$$d_p = ((4V_p) / (\eta v))^{1/3} \dots\dots\dots (3.6)$$

dimana :

$$v = \text{faktor koreksi} = 0,5 + 1,2 \dots\dots (3.7)$$

diambil $v = 1$

$$\begin{aligned} \text{maka } d_p &= ((4 \cdot 0,0931) / (3,14 \cdot 1))^{1/3} \\ &= 0,4912 \text{ cm, diambil} \\ &= 5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pengecekan harga (v) :

langkah plunyer efektif maksimum ($S_{\text{eff max}}$)

$$\begin{aligned} S_{\text{eff max}} &= 4V_p / \pi (d_p)^2 \\ &= 4 \cdot 0,0931 / 3,14 (0,25) \\ &= 0,5 \text{ cm} \end{aligned}$$

(3.5) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 433

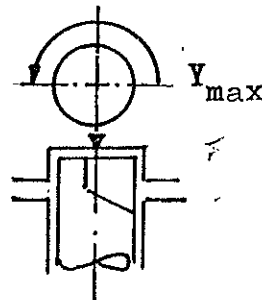
(3.6) Ibid; hal 433

(3.7) Ibid, hal 433

$$\begin{aligned}
 \text{sehingga } v &= S_{\text{eff max}}/d_p \\
 &= 5/5 \\
 &= 1 \text{ (memenuhi)}
 \end{aligned}$$

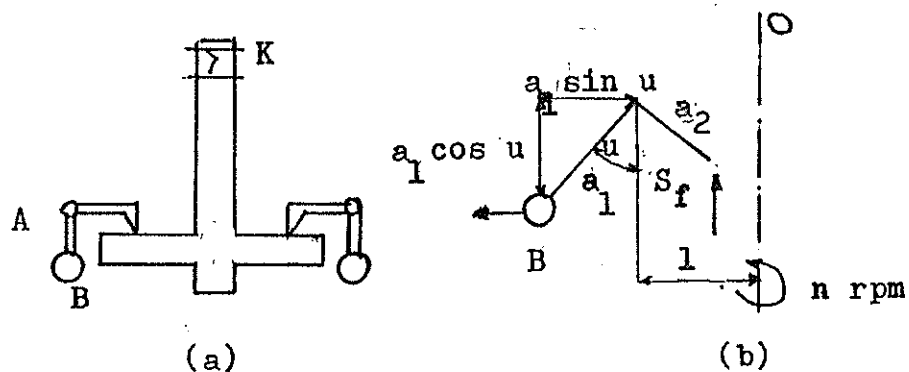
3.2.2 Perubahan posisi plunyer maksimum (sebagai akibat gaya sentrifugal maksimum).

Dari gambar 1.3, untuk kondisi tanpa penyemprotan sampai terjadi penyemprotan maksimum Y_{max} :



$$\begin{aligned}
 Y_{\text{max}} &= \pi d_p / 2 \\
 &= 3,14 (5/2) \\
 &= 7,8539 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

3.3 Perhitungan pengaruh putaran mesin terhadap perubahan sudut u antara sumbu putar dengan perubahan posisi lengan A-B (pengaruh putaran mesin terhadap posisi governor weight).



Gb. 3.3 Perubahan posisi bandul

dimana :

F_s = gaya sentrifugal

S_f = gaya pegas

O = sumbu putar

u = sudut antara sumbu putar terhadap perubahan posisi dari lengan governor A-B

Dari gambar 3.3b, maka :

jari-jari putaran $j = l + a_1 \sin u$

$$F_s = M_1 \cdot i^2 \cdot \omega^2 \cdot j$$

dan $S_f = K \cdot a_2 \sin u$

Maka $\sum M_A = 0$ diperoleh :

$$F_s \cdot a_1 \cos u - S_f / 2 \cdot a_2 \cos u = 0$$

atau :

$$M_1 \cdot i^2 \cdot \omega^2 \cdot j \cdot a_1 \cos u - K \cdot a_2^2 / 2 \cdot \sin u \cos u = 0$$

$$M_1 \cdot i^2 \cdot \omega^2 \cdot a_1 (a_1 \sin u + l) - K \cdot a_2^2 \sin u = 0$$

$$(M_1 \cdot i^2 \cdot \omega^2 \cdot a_1^2 - K \cdot a_2^2 / 2) \sin u = - M_1 \cdot i^2 \cdot \omega^2 \cdot a_1 \cdot l$$

sehingga :

$$\sin u = (-2 \cdot M_1 \cdot i^2 \cdot \omega^2 \cdot a_1 \cdot l) / (2M_1 \cdot i^2 \cdot \omega^2 \cdot a_1^2 - K \cdot a_2^2)$$

Dengan menggunakan harga-harga seperti dalam sub.bab 3.2 , dan kita substitusikan dalam persamaan diatas akan diperoleh besaran-besaran sebagai berikut :

misal untuk $n = 2200$ rpm

$$= 230,38 \text{ rad/s}$$

maka :

$$\sin u = (-2 \cdot 0,05 \cdot 1^2 \cdot 230,38^2 \cdot 0,007 \cdot 0,012) / (2 \cdot 0,05 \cdot$$

Gaya sentrifugal akibat perubahan putaran mesin :

$$F_s = 2M_1 \cdot i^2 \cdot \omega^2 (a_1 \sin u + 1)$$

misal :

$$n = 2200 \text{ rpm} = 230,38 \text{ rad/s}$$

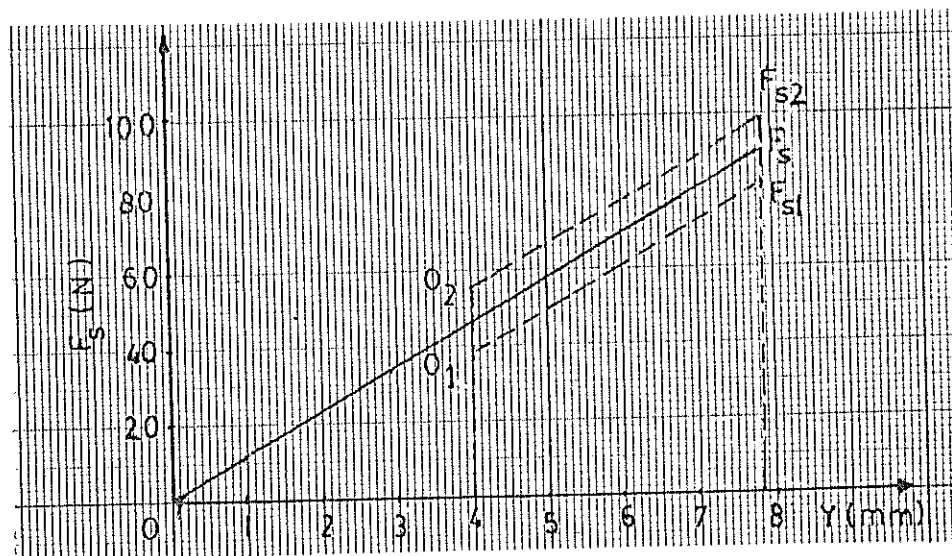
$$u = 45,5^\circ$$

maka :

$$\begin{aligned} F_s &= 2 \cdot 0,05 \cdot 1^2 \cdot 230,38^2 (0,007 \sin 45,5 + 0,012) \\ &= 90,2 \text{ N} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan yang lain dapat ditabelkan sebagai berikut :

n (rpm)	u (°)	Y (mm)	F _s (N)
300	0,54	0,1	1,2
900	5,08	0,97	11,2
1500	15,7	2,98	34,4
2200	45,5	7,85	90,2



Hubungan antara gaya sentrifugal (F_s) dengan perubahan posisi poros governor (Y)

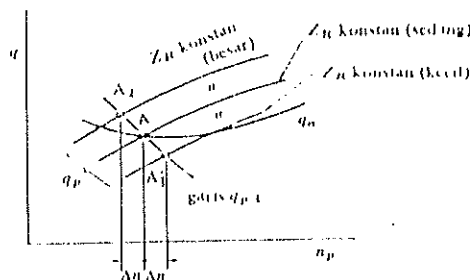
Garis $O-F_s$ merupakan garis hubungan antara posisi perpindahan poros governor akibat gaya sentrifugal yang timbul karena perubahan putaran mesin.

Apabila beban diperbesar (pada posisi Z_R atau pedal gas yang tetap) maka putaran mesin "sesaat" akan turun. Turunnya putaran mesin mengakibatkan gaya sentrifugal berkurang juga (garis O_1-F_{s1}). Dimana hal ini terjadi karena tenaga hasil proses pembakaran selain dipergunakan untuk mengatasi gesekan juga dipergunakan untuk mengatasi (merespon) perubahan beban.

Apabila penambahan beban terlalu besar, sementara Z_R masih tetap maka terjadi kemungkinan mesin akan mati. Sebaliknya apabila beban dikurangi, putaran mesin akan naik dan gaya sentrifugal yang terjadi juga bertambah besar (garis O_2-F_s).

Jadi pada posisi Z_R yang tetap, jika beban diperbesar putaran mesin akan turun akibatnya gaya sentrifugal juga berkurang sehingga garis O_1-F_{s1} dibawah garis $O-F_s$. Sebaliknya jika beban dikurangi, putaran mesin naik akibatnya gaya sentrifugal juga naik sehingga garis O_2-F_{s2} diatas garis $O-F_s$.

Hubungan antara perubahan posisi Z_R (pedal gas) terhadap putaran mesin.



- titik A merupakan titik awal posisi Z_r atau Z_r konstan (sedang)
- apabila pedal gas (Z_r) diperbesar maka pemasukan bahan bakar bertambah banyak. Jumlah bahan bakar yang bertambah banyak ini mengakibatkan putaran mesin menjadi naik (titik A_2)
- apabila posisi Z_r dikurangi (diturunkan) maka pemasukan bahan bakar berkurang, akibatnya putaran mesin turun (titik A_1)

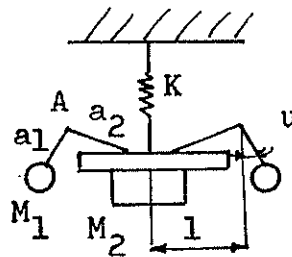
Perubahan kecepatan dari titik A- A_2 = percepatan

Perubahan kecepatan dari titik A- A_1 = perlambatan

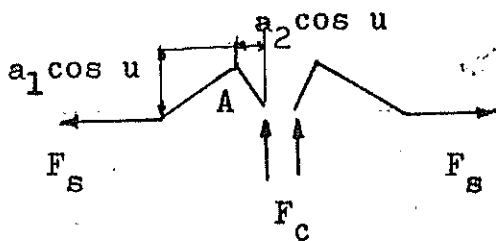
3.4 Perhitungan pengaruh putaran mesin terhadap perubahan posisi poros governor.

Setelah kita mengetahui posisi bandul (governor weight), maka sekarang kita dapat menghitung posisi poros governor sebagai akibat gaya sentrifugal.

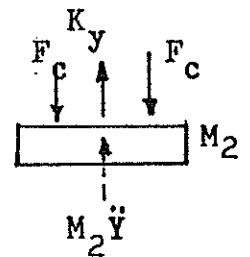
Seperti terlihat pada gambar 3.3, maka konstruksi governor dapat kita modelkan seperti gambar 3.5 .



(a)



(b)



(c)

Gb. 3.5 Gaya-gaya yang bekerja pada poros governor

dimana :

F_c = gaya yang diperlukan untuk menggeser posisi poros governor sebagai akibat gaya setrifugal.

Dari gambar 3.5b dan 3.5c terlihat dengan membuat :

$$M_A = 0$$

diperoleh persamaan gerak sistim diatas adalah sebagai berikut :

$$F_c \cdot a_2 \cos u = F_s \cdot a_1 \cos u$$

atau :

$$F_c = F_s (a_1/a_2)$$

sehingga dari gambar 3.5c diperoleh :

$$2F_c = M_2 \cdot Y'' + K \cdot Y$$

$$2F_s (a_1/a_2) = M_2 \cdot Y'' + K \cdot Y$$

atau :

$$2(a_1/a_2) M_1 \cdot i^2 \cdot w^2 (a_1 \sin u + 1) = M_2 \cdot Y'' + K \cdot Y$$

misal :

$$F = M_2 \cdot Y'' + K \cdot Y \quad \dots\dots\dots (3.8)$$

dan jika w_0 berubah menjadi w , maka perubahan F terhadap w adalah :

$$\partial F = 4(a_1/a_2) M_1 \cdot i^2 \cdot w (a_1 \sin u + 1) \partial w \quad \dots\dots\dots (3.9)$$

dari persamaan (3.8) diperoleh juga :

$$\partial F = M_2 \cdot Y'' + K \cdot Y \quad \dots\dots\dots (3.10)$$

Dengan melihat persamaan (3.9) dan (3.10) diatas , maka perubahan posisi poros governor (Y) terhadap putaran mesin w adalah :

$$4M_1 (a_1/a_2) i^2 \cdot w (a_1 \sin u + 1) \partial w = M_2 \cdot Y'' + K \cdot Y$$

misal :

$$Y = F(s) \\ = \partial Y$$

Defferensiasi persamaan diatas dapat dilakukan sebagai berikut :

$$Y' = sF(s) - f(0)$$

$$Y'' = s^2F(s) - sf(0) - f'(0)$$

syarat batas :

$$\text{saat } t = 0 \text{ maka } f(0) = f'(0) = 0$$

sehingga :

$$Y'' = s^2F(s)$$

Maka :

$$4(a_1/a_2) M_1 \cdot i^2 \cdot w(a_1 \sin u + 1) \partial w = (M_2 \cdot s^2 + K) \partial Y$$

atau :

$$\partial Y / \partial w = (4(a_1/a_2) M_1 \cdot i^2 \cdot w(a_1 \sin u + 1)) / (M_2 \cdot s^2 + K)$$

Sekarang pandanglah penyebut persamaan diatas :

$$\begin{aligned} F(s) &= 1 / (M_2 \cdot s^2 + K) \\ &= 1 / (s^2 + K/M_2) \\ &= 1 / (K/M_2)^{1/2} \left[(K/M_2)^{1/2} / (s^2 + K/M_2) \right] \\ &= ((M_2/K)^{1/2} (K/M_2)^{1/2}) / (s^2 + K/M_2) \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} F(t) &= L^{-1}(F(s)) \\ &= (M_2/K)^{1/2} \sin (K/M_2)^{1/2} t \end{aligned}$$

Jadi :

$$\begin{aligned} \partial Y / \partial w &= 4(a_1/a_2) M_1 \cdot i^2 \cdot w(a_1 \sin u + 1) (M_2/K)^{1/2} \cdot \\ &\quad \sin (K/M_2)^{1/2} \cdot t \quad \dots \dots \dots (3.11) \end{aligned}$$

Dari sub.bab 3.3 telah diperoleh posisi bandul terhadap sumbu putar untuk berbagai harga putaran mesin. Dari gambar 3.5b terlihat bahwa posisi perubahan poros governor akibat putaran mesin.

$$Y = a_2 \sin u \quad \dots\dots\dots (3.12)$$

maka untuk :

$$a_2 = 11 \text{ mm}$$

$$u = 45,5^\circ$$

$$n = 2200 \text{ rpm}$$

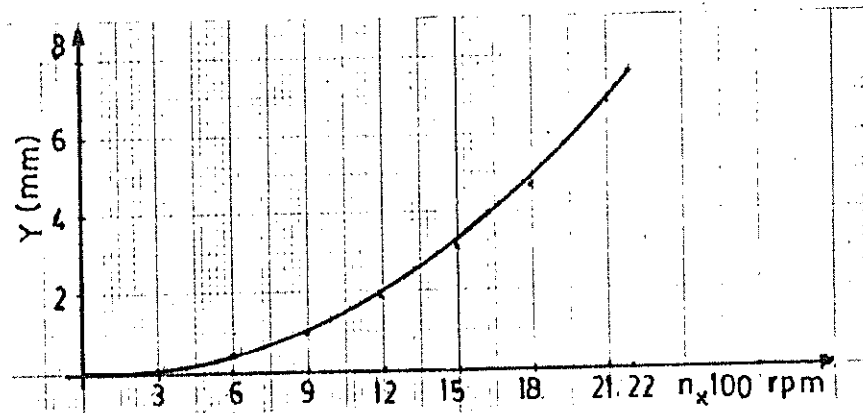
diperoleh :

$$Y = 11 \sin 45,5$$

$$= 7,85 \text{ mm (memenuhi sub.bab 3.2.2)}$$

Maka dengan cara yang sama hasil perhitungan posisi poros governor (Y) dapat ditabelkan sebagai berikut:

n (rpm)	Y (mm)
300	0,10
600	0,42
900	0,97
1200	1,81
1500	2,98
1800	4,61
2100	6,89
2200	7,85



Gb. 3.6 Hubungan antara Y dan n

3.5 Perhitungan waktu yang diperlukan untuk mencapai putaran mesin yang stationer (t).

Dari persamaan (3.11) kita peroleh posisi poros governor untuk suatu harga putaran mesin tertentu.

Dengan mensubstitusikan hasil persamaan (3.12) kedalam persamaan (3.11) untuk suatu harga putaran mesin tertentu akan diperoleh waktu yang diperlukan untuk mencapai harga putaran mesin yang stationer.

misal :

$$n = 2200 \text{ rpm} = 230,38 \text{ rad/s}$$

$$Y = \partial Y / \partial w = 7,85 \text{ mm}$$

maka :

$$\partial Y / \partial w = 4(7/11) 0,05 \cdot 1^2 \cdot 230,38 (7 \sin 45,5 + 12) \cdot (0,07 \cdot 9810 / 7,32)^{1/2} \sin (7,32 / 9810 \cdot 0,07)^{1/2} t$$

$$7,85 = 3610,5 \sin 0,1032t$$

atau :

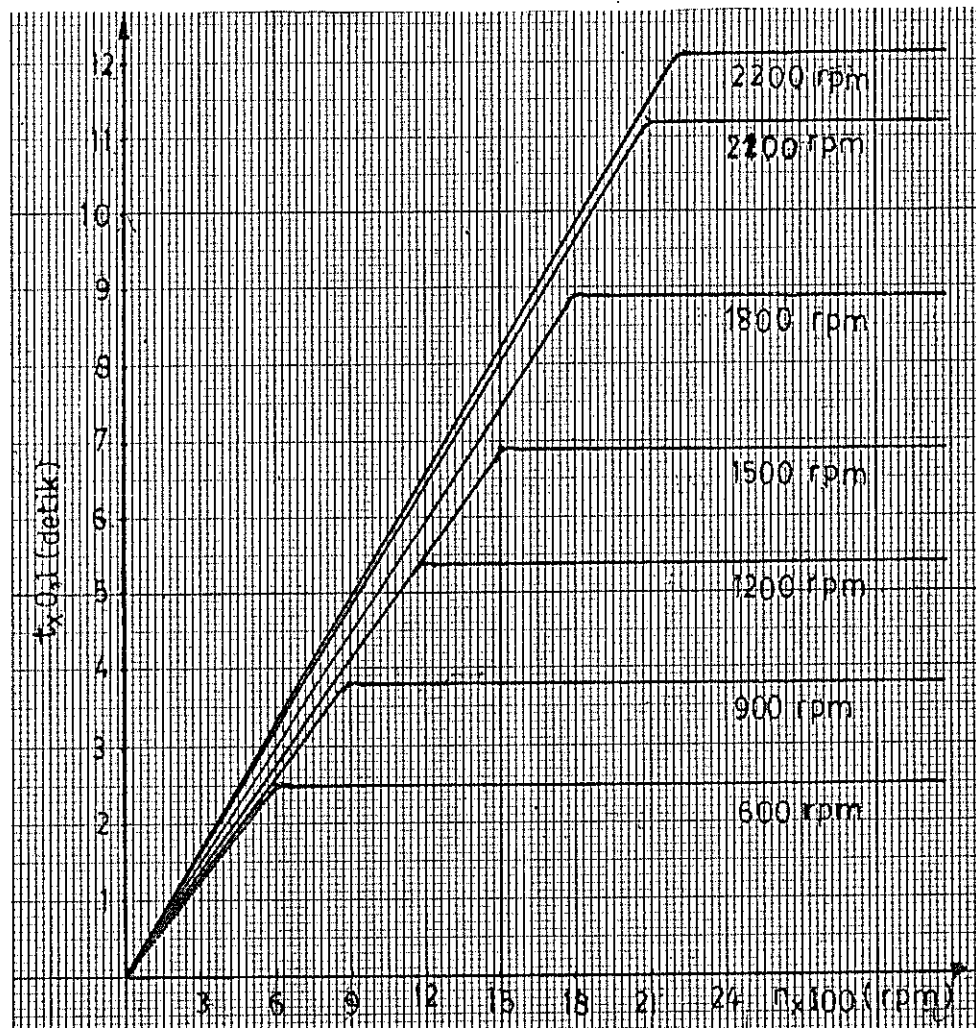
$$0,1032t = 0,1246$$

$$t = 1,21 \text{ s}$$

Dengan cara yang sama, maka hasil perhitungan yang lain dapat ditabelkan sebagai berikut :

n (rpm)	t (detik)
600	0,25
900	0,38
1200	0,54
1500	0,69
1800	0,89

\dot{n} (rpm)	t (detik)
2100	1,12
2200	1,21



Gb. 3.7 Hubungan antara posisi poros governor (Y)
dan waktu stationer (t)

Dari gambar 3.5c , diperoleh persamaan gerak sistim yaitu :

$$\bar{\sum} F_y = 0$$

$$M_2 \cdot Y'' + K \cdot Y = 2F_c$$

dimana $F_c = F_s(a_1/a_2)$
 $= M_1 \cdot i^2 \cdot w^2 (a_1 \sin u + 1)(a_1/a_2)$

sehingga :

$$M_2 \cdot Y'' + K \cdot Y = 2M_1 \cdot i^2 \cdot w^2 (a_1 \sin u + 1)(a_1/a_2)$$

Persamaan diatas merupakan persamaan defferensial orde dua non homogen.

misal jawaban untuk persamaan yang homogen :

$$y_h = e^{\lambda w}$$

$$y_h'' = \lambda^2 e^{\lambda w}$$

maka :

$$M_2 \cdot Y'' + K \cdot Y = 0$$

$$M_2 \cdot \lambda^2 \cdot e^{\lambda w} + K \cdot e^{\lambda w} = 0$$

$$(M_2 \cdot \lambda^2 + K) e^{\lambda w} = 0$$

$$M_2 \cdot \lambda^2 + K = 0$$

$$\lambda^2 = -K/M_2$$

$$\lambda_{1,2} = \pm (K/M_2)^{1/2} i$$

sehingga :

$$y_h = e^{i(K/M_2)^{1/2} w} + e^{-i(K/M_2)^{1/2} w}$$

$$= \cos w(K/M_2)^{1/2} + \sin w(K/M_2)^{1/2} \quad (\text{merupakan jawaban yang riil}).$$

misal jawaban yang non homogen :

$$y_{nh} = Aw^2 + Bw + C$$

$$y_{nh}'' = 2A$$

$$M_2 \cdot Y'' + K \cdot Y = 2M_1 \cdot i^2 \cdot w^2 (a_1 \sin u + 1)(a_1/a_2)$$

$$2M_2 A + K(Aw^2 + Bw + C) = 2M_1 \cdot i^2 \cdot w^2 (a_1 \sin u + 1)(a_1/a_2)$$

$$AK = 2M_1 \cdot i^2 (a_1 \sin u + 1)(a_1/a_2)$$

$$A = 2M_1 \cdot i^2 (a_1 \sin u + 1)(a_1/a_2) / K$$

$$B = 0$$

$$2M_2 A + C = 0 \quad \text{atau}$$

$$C = -4M_1 M_2 \cdot i^2 (a_1 \sin u + 1)(a_1/a_2) / K$$

sehingga :

$$y_{nh} = 2M_1 \cdot i^2 (a_1 \sin u + 1)(a_1/a_2) / K (w^2 - 2M_2)$$

Jadi :

$$y = y_h + y_{nh}$$

$$= \cos w(K/M_2)^{1/2} + \sin w(K/M_2)^{1/2} + 2M_1 \cdot i^2$$

$$(a_1 \sin u + 1)(a_1/a_2) / K (w^2 - 2M_2)$$

dengan memasukkan harga-harga seperti yang telah disumsikan pada sub bab 3.2 maka :

$$y = \cos 230,38(7,32 \cdot 1000/0,07 \cdot 9,81)^{1/2} +$$

$$\sin 230,38(7,32 \cdot 1000/0,07 \cdot 9,81)^{1/2} + 2 \cdot 0,05 \cdot 1^2$$

$$(0,007 \sin 45,5 + 0,012)(7/11)(230,38^2 - 2 \cdot$$

$$0,07)9,81/7,32 \cdot 1000$$

$$= 0,00769 \text{ m}$$

frekwensi natural sistim :

$$w_n = (g \bar{Z} F_s \cdot y / \bar{Z} F_s \cdot y^2)^{1/2}$$

$$= (9,81 \cdot 90,2 \cdot 0,00769 / 90,2 \cdot 0,00769^2)^{1/2}$$

$$= 35,7167 \text{ Hz}$$

sehingga putaran mesin pada saat terjadi frekwensi natural :

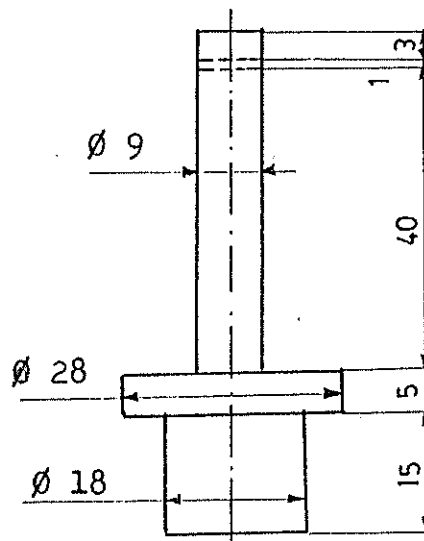
$$n_n = 30 \cdot w_n / 3,14$$

$$\begin{aligned}n_n &= 30.35,7167/3,14 \\ &= 341,2 \text{ rpm}\end{aligned}$$

3.6 Perhitungan dimensi governor shaft dan governor weight.

3.6.1 Perhitungan dimensi governor shaft.

Dengan mengambil berat dari governor shaft yaitu $M_2 = 0,07$ kg dan bahannya dipilih dari baja (carbon steel), dimana $\rho = 7,13 \cdot 10^3$ kg/m³ maka dimensi dari governor shaft dapat dibuat sebagai berikut :



Gb. 3.8 Dimensi utama governor shaft

Pengecekan berat governor shaft (M_2) :

volume total dari governor shaft :

$$\begin{aligned} V_{gs \text{ tot}} &= (18)^2 \cdot 15/4 + (9)^2 \cdot 44/4 + (28)^2 \cdot 5/4 \\ &= 9695,1 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

maka berat total governor shaft :

$$\begin{aligned} M_2 &= V_{gs \text{ tot}} \cdot \text{massa jenis governor} \\ &= 9695,1 (7130 \cdot 10^{-9}) \\ &= 0,0692 \text{ kg} \\ &= \text{mendekati } 0,07 \text{ kg. (memenuhi)} \end{aligned}$$

3.6.2 Perhitungan dimensi governor weight.

Pada sub bab 3.2 telah diasumsikan bahwa berat governor weight $M_1 = 0,05$ kg (berat tiap bandul). Bahan governor weight dipilih dari cast iron dimana massa jenis $\rho_b = 7,12 \cdot 10^3$ kg/m³ dan bentuk governor weight adalah bola pejal maka :

$$M_1 = \text{massa jenis bandul} \times \text{volume bandul}$$

atau :

$$\begin{aligned} r &= (3M_1/4 \rho_b)^{1/3} \\ &= (3 \cdot 0,05/4 \cdot 7,12 \cdot 10^3)^{1/3} \\ &= 0,01187 \text{ m} \\ &= 11,9 \text{ mm} \quad (\text{diambil } 12 \text{ mm}) \end{aligned}$$

sehingga diameter governor weight :

$$\begin{aligned} d_{gw} &= 2 \cdot r \\ &= 24 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.7 Perencanaan pegas.

Pegas yang digunakan disini ada dua buah yaitu pegas pada governor shaft dan pegas untuk menggeser tuas bahan bakar (pedal gasnya).

3.7.1 Perhitungan pegas untuk poros governor.

*) Asumsi perhitungan :

- diameter luar pegas $d_{ex} = 15$ mm
- diameter kawat pegas $d_s = 2,2$ mm
- kekakuan pegas $K_{sl} = 20$ N/mm

- tipe pegas yang dipilih adalah squared and ground dengan mempertimbangkan tempat kedudukan pegas.

*) dimensi pegas

- diameter dalam pegas (d_{in}):

$$d_s = (d_{ex} - d_{in})/2 \quad \text{atau}$$

$$d_{in} = d_{ex} - 2d_s$$

$$= 15 - 4,4$$

$$= 10,6 \text{ mm}$$

- diameter rata-rata lilitan (D_m):

$$D_m = (d_{ex} + d_{in})/2$$

$$= (15 + 10,6)/2$$

$$= 12,8 \text{ mm}$$

- indeks pegas (C):

$$C = D_m/d_s \quad \dots\dots\dots (3.13)$$

$$= 12,8/2,2$$

$$= 5,82$$

- faktor tegangan geser (K_t):

$$K_t = (4C - 1)/(4C - 4) + 0,615/C \quad \dots (3.14)$$

$$= (4 \cdot 5,82 - 1)/(4 \cdot 5,82 - 4) + 0,615/5,82$$

$$= 1,2614$$

- tegangan geser yang terjadi pada pegas (τ_s):

$$\tau_s = (8 \cdot K_t \cdot F_c \cdot D_m) / (\pi d_s^3) \quad \dots (3.15)$$

dimana :

F_c = gaya pegas yang diakibatkan gaya sentrifugal.

(3.13) Khurmi Gupta, Machine Design, hal 752

(3.14) Op.cit, hal 761

(3.15) Ibid, hal 761

(3.16) Ibid, hal 761

$$\begin{aligned}
 F_c &= K_{s1} \cdot Y_{\max} \\
 &= (7,32 \cdot 7,85) / 9,81 \\
 &= 5,857 \text{ kg} \quad \text{diambil} \\
 &= 6 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}
 \tau_s &= (8 \cdot 1,2614 \cdot 6 \cdot 1,28) / 3,14 (0,22)^3 \\
 &= 2316,8 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Jadi dipilih bahan pegas : Phosphor Bronze, dimana

tegangan geser yang diijinkan $\tau_s = 3060 \text{ kg/cm}^2$

modulus kekakuan $G = 4,4 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$

modulus elastisitas $E = 1,05 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$

..... (3.17)

- deformasi pegas maksimum (f_{\max}):

$$\begin{aligned}
 f_{\max} &= a_2 \sin u \\
 &= 11 \sin 45,5 \\
 &= 7,85 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

- jumlah lilitan aktif pegas (i_{ac}):

$$\begin{aligned}
 i_{ac} &= (f_{\max} \cdot d_s^4 \cdot G) / (8 \cdot F_c \cdot D_m^3) \quad \dots (3.18) \\
 &= (7,85 \cdot 2,2^4 \cdot 4,4 \cdot 10^5) / (8 \cdot 6 \cdot 12,8^3) \\
 &= 8,05 \quad \text{atau diambil} \\
 &= 8
 \end{aligned}$$

- jumlah total pegas (n'):

$$\begin{aligned}
 n' &= i_{ac} + 2 \quad \dots (3.19) \\
 &= 8 + 2 \\
 &= 10
 \end{aligned}$$

(3.17) Khurmi Gupta, Machine Design, hal 756

(3.18) M. Khovakh, Motor Vehicle Engines, hal 541

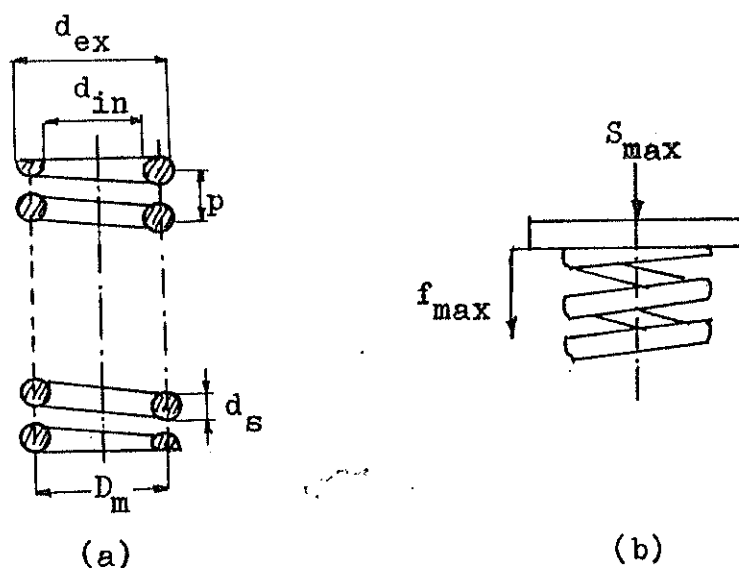
(3.19) Khurmi Gupta, Machine Design, hal 758

- panjang beban pegas (l_{max}) :

$$\begin{aligned} l_{max} &= n' \cdot d_s + f_{max} + (n' - 1)0,1 \dots\dots (3.20) \\ &= 10 \cdot 2,2 + 7,85 + (10 - 1)0,1 \\ &= 30,75 \text{ mm} \end{aligned}$$

- jarak pitch dari kawat (p) :

$$\begin{aligned} p &= (l_{max}) / n' - 1 \dots\dots\dots (3.21) \\ &= (30,75) / 10 - 1 \\ &= 3,42 \text{ mm} \end{aligned}$$



Gb. 3.9 Dimensi pegas poros governor

3.7.2 Perhitungan pegas untuk pedal gas

*) asumsi perhitungan :

- diameter luar pegas $d_{ex} = 18 \text{ mm}$
- diameter kawat pegas $d_s = 2 \text{ mm}$
- tipe pegas yang dipilih : Tension spring dengan plain ends.

(3.20) Khurmi Gupta, Machine Design, hal 757
(3.21) Op.cit, hal 758

- gaya pegas F_p = gaya sentrifugal - gaya pegas pada poros governor

$$= (2.0,05 \cdot 230,38^2 (0,007 \sin 45,5 + 0,012)) - (7,32 \cdot 7,85)$$

$$= 32,728 \text{ N}$$

$$= 3,34 \text{ kg}$$
- kekakuan pegas $K_{s2} = 3,5 \text{ N/mm}$
- defleksi pegas maksimum $f_{\max} = F_p / K_{s2}$

$$= 3,34 / 3,5$$

$$= 9,5 \text{ mm}$$

Dengan cara yang sama seperti pada sub.bab 3.7.1 maka dimensi pegas dapat dihitung sebagai berikut :

$$d_{in} = 14 \text{ mm}$$

$$D_m = 16 \text{ mm}$$

$$C = 8$$

$$K_t = 1,184$$

$$\tau_s = 402,8 \text{ kg/cm}^2$$

dipilih bahan pegas : Phosphor Bronze dimana :

$$\tau_s = 1960 \text{ kg/cm}^2$$

$$G = 4,4 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2 \quad \dots\dots\dots (3.22)$$

$$E = 1,05 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$i_{ac} = 6,1108 \text{ diambil}$$

$$= 6$$

$$n' = i_{ac} \text{ (tipe plain ends)} \quad \dots\dots\dots (3.23)$$

$$= 6$$

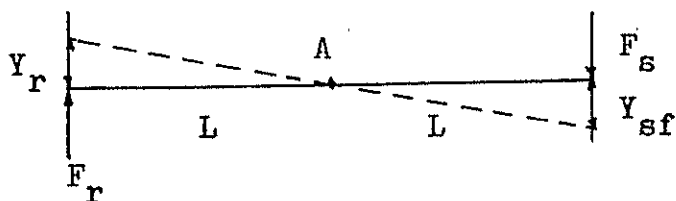
(3.22) Khurmi Gupta, Machine Design, hal 756
 (3.23) Op.cit, hal 758

$$l_{\max} = 22,1 \text{ mm}$$

$$p = 2,7 \text{ mm}$$

3.8 Perencanaan tuas (Lever)

Tuas disini dipergunakan untuk memindahkan efek sentrifugal dari governor shaft ke bagian rack dari plunyer (mengubah posisi plunyer).



Gb. 3.10 Mekanisme pemindahan efek sentrifugal
untuk mengubah posisi plunyer

dimana :

Y_s = perpindahan poros governor akibat gaya sentrifugal

Y_r = perpindahan posisi rack

$$\sum M_A = 0$$

$$Y_r \cdot L_1 = Y_{sf} \cdot L_2 \quad \text{atau } L_1/L_2 = Y_{sf}/Y_r$$

harga $Y_r \max = 7,85 \text{ mm}$ (lihat sub bab 3.2.2)

$Y_{sf} \max = 7,85 \text{ mm}$ (lihat sub bab 3.4)

maka :

$$L_1/L_2 = 1 \quad \text{atau } L_1 = L_2$$

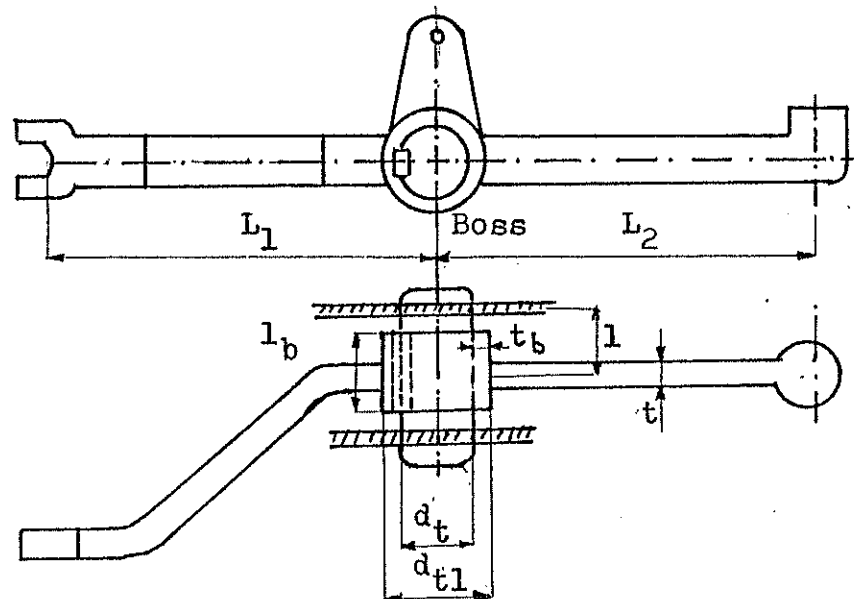
*) asumsi perhitungan :

$$L_1 = L_2 = 58 \text{ mm}$$

$$l = 12 \text{ mm}$$

bahan tuas dipilih Cast Iron, dimana : (3.24)

- tegangan tarik yang diijinkan $\sigma_B = 700 \text{ kg/cm}^2$
- tegangan geser yang diijinkan $\tau_s = 600 \text{ kg/cm}^2$



Gb. 3.11 Konstruksi tuas

*) Perhitungan dimensi tuas :

- gaya sentrifugal pada A = gaya pegas maksimum

$$F_{sf} = 6 \text{ kg (lihat sub bab 3.7.1)}$$

- diameter poros (d_t):

$$\text{torsi akibat gaya pegas } T_t = F_{sf} \cdot L_2$$

torsi akibat gaya gesek pada poros d_t :

$$T_t = \tau_B \cdot d_t^3 / 16$$

$$\text{atau } F_{sf} \cdot L_2 = \sigma_B \cdot d_t^3 / 16$$

$$\begin{aligned} d_t &= ((16 \cdot F_{sf} \cdot L_2) / (\sigma_B))^{1/3} \\ &= ((16 \cdot 6.6,7) / (3,14 \cdot 600))^{1/3} \\ &= 0,6988 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\approx 7 \text{ mm}$$

- diameter boss (d_{tl}) :

$$\begin{aligned} d_{tl} &= 1,6 d_t \dots\dots\dots (3.25) \\ &= 1,6(7) \\ &= 11,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

- tebal boss (t_b) :

$$\begin{aligned} t_b &= 0,3 d_t \dots\dots\dots (3.26) \\ &= 0,3(7) \\ &= 2,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

- panjang boss (l_b) :

$$\begin{aligned} l_b &= (1 + 1,25) d_t \dots\dots\dots (3.27) \\ \text{diambil } l_b &= 1,25 d_t \\ &= 8,75 \text{ mm} \\ &10 \text{ mm} \end{aligned}$$

*) pengecekan harga-harga dimensi tuas :

$$\begin{aligned} F_{sf} \cdot L_2 &= l_b \cdot t_b \cdot \sigma_B ((d_t + t_b) / 2) \dots\dots\dots (3.28) \\ l_b &= (2 \cdot F_{sf} \cdot L_2) / (t_b \cdot \sigma_B (d_t + t_b)) \\ &= (2 \cdot 6.6,7) / (0,21 \cdot 700 (0,7 + 0,21)) \\ &= 0,601 \text{ cmm} \end{aligned}$$

(3.25) R.S Khurmi & J.K Gupta, Machine Design,
hal 540

(3.26) Op.cit, hal 549

(3.27) Op.cit, hal 549

(3.28) Ibid, hal 540

$$= 6,01 \text{ mm} < 10 \text{ mm (memenuhi)}$$

- pengecekan diameter poros (d_t) :

momen banding pada poros :

$$\begin{aligned} M_b &= F_{sf} \cdot l \\ &= 6(1,2) \\ &= 7,2 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

momen puntir :

$$\begin{aligned} M_t &= F_{sf} \cdot L_2 \\ &= 6(6,7) \\ &= 40,2 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

momen ekivalen :

$$\begin{aligned} M_e &= (M_b^2 + M_t^2)^{1/2} \\ &= (7,2^2 + 40,2^2)^{1/2} \\ &= 40,84 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

$$\text{karena } M_e = \pi \cdot \tau_s \cdot d_t^3 / 16 \quad \dots \dots \dots (3.29)$$

$$\begin{aligned} \text{atau } d_t &= ((16 \cdot M_e) / (\pi \cdot \tau_s))^{1/3} \\ &= ((16 \cdot 40,84) / (3,14 \cdot 600))^{1/3} \\ &= 0,5066 \text{ cm} \\ &= 5,1 \text{ mm} < 7 \text{ mm (memenuhi)} \end{aligned}$$

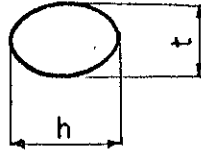
Jadi diameter poros diambil $d_t = 7 \text{ mm}$

*) Penentuan profil lever (tuas)

- modulus penampang tuas (z_t) :

$$\begin{aligned} z_t &= M_b / \sigma_B \\ &= 7,2 / 700 \\ &= 0,0574 \end{aligned}$$

- profil tuas (lever) :



dimana :

t = tebal tuas

h = lebar tuas

modulus penampang tuas :

$$z_t = \frac{\pi \cdot t \cdot h^2}{32} \quad \dots\dots\dots (3.30)$$

$$\text{rasio } h/t = 2 + 5 \quad \dots\dots\dots (3.31)$$

diambil $h = 2t$

maka :

$$z_t = \frac{\pi \cdot t \cdot (2t)^2}{32}$$

atau :

$$\begin{aligned} t &= \left(\frac{32 \cdot z_t}{4 \cdot \pi} \right)^{1/3} \\ &= \left(\frac{32 \cdot 0,0574}{4 \cdot 3,14} \right)^{1/3} \\ &= 0,5268 \text{ cm} \\ &= 5,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

dan $h = 2t$

$$= 2(5,3)$$

$$= 10,6 \text{ mm}$$

(3.30) R.S Khurmi & J.K Gupta, Machine Design,
hal 534
(3.31) Ibid, hal 534

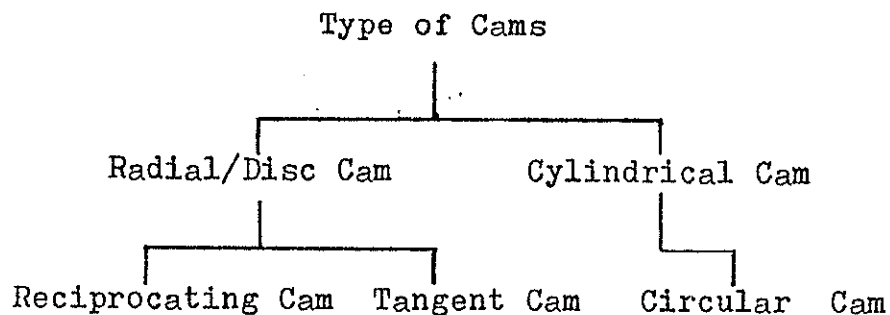
BAB IV
FUEL CAM

4.1 Pengertian fuel cams.

Suatu mekanisme cam biasanya terdiri atas sebuah cam (sebagai penggerak), follower (bagian yang digerakkan) dan frame (bagian yang menahan cam dan follower tersebut). Terdapat banyak jenis dari follower yang digunakan saat ini diantaranya yaitu : tipe knife-edge , flat-faced, roller follower dan sebagainya.

Sementara itu gerak dari follower dapat berupa gerak translasi ataupun gerak osilasi.

Sedangkan untuk camnya sendiri dapat digolongkan sebagai berikut :

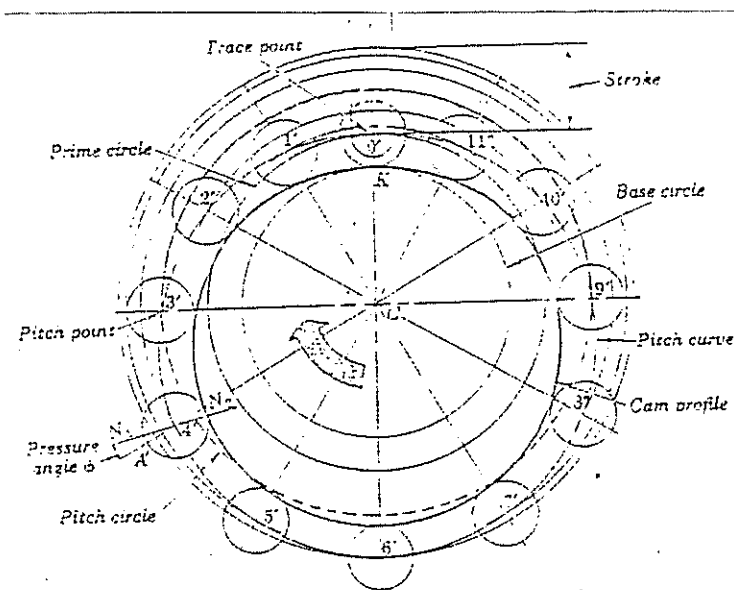


Seperti halnya namanya maka fuel cam ini berfungsi untuk menggerakkan pompa penyuntik bahan bakar (Injection Pump). Fuel cam ini biasanya diletakkan satu poros dengan cam untuk menggerakkan katup-katup pemasukan bahan bakar dan pengeluaran sisa hasil proses pembakaran dari silinder ruang bakar.

Jadi dalam sebuah poros nok (Cam Shaft) ada dua jenis cam yang digunakan/bekerja yaitu cam untuk katup (mek-

nisme membuka dan menutupnya katup pemasukan dan pembuangan) dan cam untuk mengalirkan bahan bakar kedalam silinder ruang bakar (Fuel Cam).

Berikut ini diperlihatkan bagian-bagian yang penting dari suatu cam.



Gb. 4.1 Lay out sebuah cam dan follower

Dari gambar diatas, bagian yang perlu mendapat perhatian khusus adalah lingkaran dasar (base circle) dimana bagian ini merupakan komponen utama untuk dapat menggambarkan sebuah profile cam (cam profile) disamping strokenya.

4.1.1 Kinematika dari cam.

Untuk mempelajari kinematika dari suatu cam biasanya dapat dibagi dalam dua kelompok yaitu :

- a. penggambaran profil cam didasarkan atas gerak dari follower.

b. gerak dari follower didasarkan atas bentuk atau profil dari cam yang digunakan.

Pada umumnya cara (a) banyak digunakan karena lebih mudah, yaitu dengan menganggap bahwa camnya dianggap diam sementara followernya bergerak sepanjang profil cam tersebut.

Gerak dari follower dimisalkan berupa gerak harmonik sederhana, gerak cycloida atau gerak yang lainnya dimana perpindahan dari follower akhirnya dapat diketahui. Profile cam ini selanjutnya dapat dibuat atau digambarkan berdasarkan perpindahan dari follower. Sedangkan cara (b) merupakan kebalikan dari (a), yaitu perpindahan dari follower baru diketahui setelah kita tahu profil dari cam yang digunakan.

4.1.2 Gerakan dari follower.

Dari tipe (a) diatas maka gerakan follower dapat digolongkan sebagai berikut :

- (i) Simple Harmonic motion
- (ii) Uniformly Velocity motion
- (iii) Cycloidal (Sine Acceleration Curve motion)

Pemilihan gerakan dari follower umumnya didasarkan pada putaran mesin yang digunakan.

Simple harmonic motion digunakan pada low speed engine dengan beban pengoperasian yang ringan.

Untuk uniformly motion digunakan dalam medium speed engine, dan cycloidal motion dipakai pada high speed

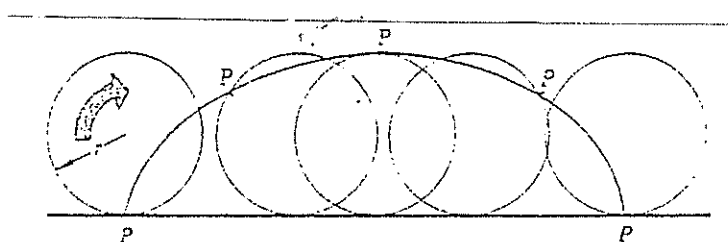
engine.

Jadi dalam tugas akhir ini gerakan dari follower dan tipe dari cam and follower yang digunakan adalah gerak cycloida dan tangent cam-roller follower dengan pertimbangan sebagai berikut :

- keausannya rendah
- gesekan antara cam dan follower rendah/kecil
- getaran yang ditimbulkan lebih kecil , sebab adanya gerakan rolling dan sliding dari follower.

4.2 Gerak cycloida.

Suatu kurva cycloida tidak lain merupakan lintasan (path) dari suatu titik pada sebuah lingkaran dimana menggelinding pada suatu bidang datar yang diam.



Gb. 4.2 Gerak dari suatu cycloida

Suatu persamaan matematis untuk gerak cycloidal dapat dipergunakan untuk menggambarkan diagram perpindahan (displacement). Jari-jari lingkaran ini tidak lain merupakan stroke (tinggi angkat maksimum dari follower) dibagi dengan 2 .

Alasannya yaitu lingkaran yang dibuat oleh suatu titik yang menggelinding tersebut dibuat dengan satu kali pu-

taran untuk memindahkan follower.

4.2.1 Diagram perpindahan (Displacement Diagram).

Penggambaran diagram perpindahan dari gerak cycloida dapat dibuat sebagai berikut :

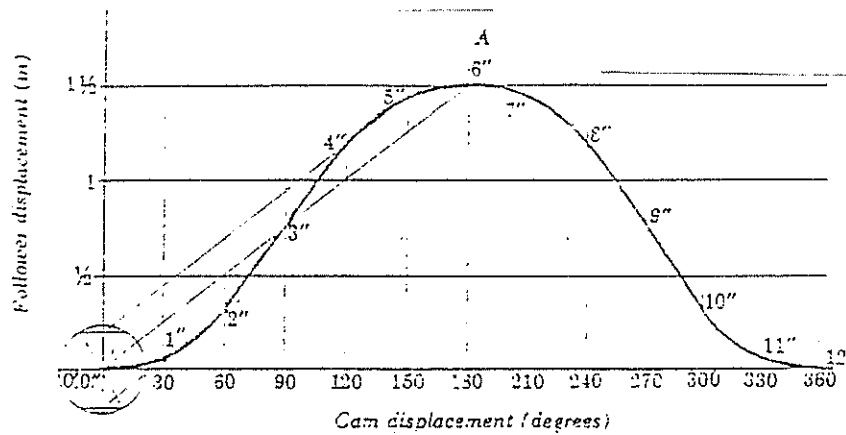
- buat jari-jari lingkaran (r) :

$$r = \frac{\text{tinggi angkat maksimum dari follower}}{2 \cdot \pi}$$

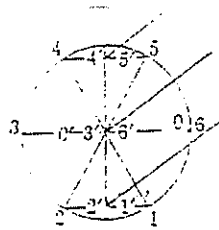
$$= S_{\max} / 2\pi$$

- displacement (perpindahan) maksimum terjadi pada sudut 180° dari putaran cam (fuel cam).
- buat sumbu absis menjadi 12 bagian (30° tiap bagian).
- buat sumbu ordinat sebagai stroke dari follower dimana S_{\max} terjadi pada 180° dari putaran fuel cam.
- bagilah lingkaran dengan jari-jari r tersebut menjadi 6 bagian (60° tiap bagian), seperti gambar 4.3a .
- tarik garis melalui pusat lingkaran r sampai perpotongan titik antara S_{\max} dan sudut 180° dari putaran fuel cam (titik A).
- tarik garis sejajar dengan garis OA untuk memperoleh titik 1" , 2" , 3" dan seterusnya sampai 12" , seperti gambar 4.3b . Dan terlihat bahwa sebenarnya diagram perpindahan tersebut simetri pada sudut 180° (setengah dari putaran fuel cam). Jadi sebenarnya kita dapat membuat setengahnya dari putaran fuel cam

(pada saat langkah pengangkatan dari follower), sedangkan langkah balik dari follower dapat dibuat simetris seperti pada langkah pengangkatan dari follower.



(a)



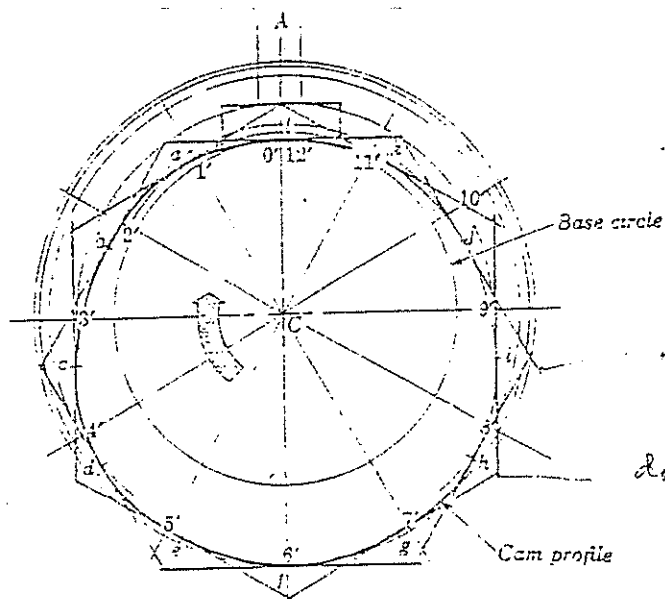
(b)

Gb. 4.3 Diagram perpindahan dari follower dengan gerak cycloida

4.2.2 Penggambaran profil cam .

Berdasarkan cara (a) dari sub bab 4.1.1 , maka profil cam dapat dibuat berdasarkan diagram perpindahan seperti pada sub bab 4.2.1 diatas. Dimana titik 1,2,3,4,5 dan 6 merupakan posisi stroke dari follower.

Langkah-langkah penggambaran profil cam dapat dilakukan sebagai beriku :



Gb. 4.4 Lay out profil cam dengan gerak
cycloida

Dengan memperhatikan gambar diatas maka :

- buat lingkaran dasar dengan pusat di C.
- buat lingkaran dengan jari-jari = stroke + jari jari lingkaran dasar + jari-jari roller follower (jika kita menggunakan tipe roller follower), dimana pusatnya juga titik C dan ini merupakan jari-jari terbesar untuk menggambar-kan suatu profil cam.
- buat segi enam pertama yang salah satu sisi-nya tegak lurus pada sumbu vertikal pada ling-karan dasar, dengan memperhatikan posisi stro-ke dari follower untuk menghasilkan titik b,d, f,h dan j.
- buat segi enam kedua yang salah satu sisinya tegak lurus dengan sumbu horisontal, untuk mem-

peroleh titik a, c, e, g dan k.

- posisi titik-titik tersebut diatas berada diantara (ditengah-tengah) dari panjang sisi-sisi segi enam yang terjadi.
- panjang sisi segi enam tersebut sama dengan jari-jari lingkaran dasar + stroke maksimum dari follower.

4.3 Perhitungan dimensi fuel cam dan penggambaran profil fuel cam.

Pada fuel cam dengan gerak follower berupa cycloida, pengangkatan/stroke dari follower (dalam hal ini merupakan stroke dari plunyer) dilakukan penuh selama 180° pertama dari putaran fuel cam. Sedangkan 180° berikutnya merupakan langkah balik dari follower yang diakibatkan karena gaya pegas.

4.3.1 Asumsi perhitungan.

Untuk dapat menghitung dan menggambarkan profil dari fuel cam, maka beberapa asumsi yang diambil adalah sebagai berikut :

- diameter cam shaft $d_{cs} = 1,8 \text{ cm}$
- diameter lingkaran dasar $d_{cb} = 2,8 \text{ cm}$
- tekanan penyuntikan $P_{inj} = 230 \text{ kg/cm}^2$
- tekanan awal langkah efektif plunyer $P_1 = 1 \text{ atm}$
- langkah efektif max. plunyer $S_{eff \text{ max}} = 0,5 \text{ cm}$
- diameter plunyer $d_p = 0,5 \text{ cm}$

- koefisien kompresibilitas bahan bakar (C) :

$$C = (4 + 5) 10^{-5} \text{ cm}^2/\text{kg} \dots\dots\dots (4.1)$$

- langkah plunyer max. diambil $S_{\text{max}} = 1,39 \text{ cm}$

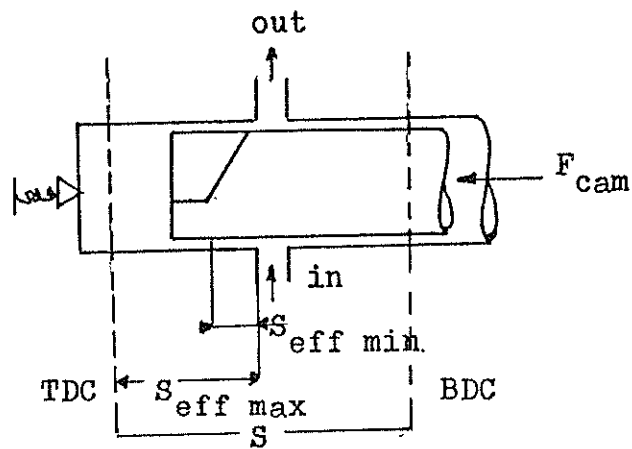
- volume bahan bakar yang disuntikkan tiap siklus, artinya volume bahan bakar yang disemprotkan dalam ruang bakar (V_{fuel}) :

$$\begin{aligned} V_{\text{fuel}} &= \frac{V_b + V_l}{f_p} \quad (\text{lihat bab II dan III}) \\ &= \frac{0,031 + 0,0048}{0,8} \\ &= 0,0448 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Volume ini ternyata \pm setengah dari volume efektif silinder plunyer, dan dengan mempertimbangkan adanya ruang kosong dalam silinder plunyer (untuk proses pengaturan) maka bahan bakar yang masuk tidak mengisi semua ruangan dalam silinder plunyer. Dengan kata lain plunyer akan bergerak dahulu sepanjang 1/2 langkah efektif maksimum, baru kemudian bahan bakar mengalir keluar melalui katup pengeluaran .

Langkah efektif merupakan langkah/stroke dari plunyer dimana bahan bakar mulai ditekan (lubang pemasukan dan pengeluaran bahan bakar sudah tertutup) sampai bahan bakar keluar lagi melalui lubang pengeluaran atau "by pass".

(4.1) N. Petrovsky , Marine Internal Combustion Engines , hal 124



Gb. 4.5 Langkah efektif plunyer

4.3.2 Perhitungan langkah efektif minimum ($S_{\text{eff min}}$).

Dari sifat atau kemampuan bahan bakar untuk ditekan (dikompresikan), maka koefisien kompresibilitas bahan bakar didefinisikan sebagai kemampuan bahan bakar untuk mengalami penyusutan volume sebesar ΔV , jika bahan bakar tersebut dikenai beban tekanan sebesar 1 kg/cm^2 .

Koef. kompresibilitas = $\frac{\text{perubahan vol. tiap unit vol}}{\text{perbedaan tekanan kompresi}}$

atau

$$C = \frac{(V_1 - V_2)/V_1}{P_2 - P_1} \dots \dots \dots (4.2)$$

atau pula $V_1 - V_2 = C \cdot V_1 (P_2 - P_1)$

$$\Delta V = C \cdot V_p (P_{\text{inj}} - P_1)$$

dimana V_p = volume total bahan bakar yang masuk ke dalam silinder plunyer

$$= 0,0931 \text{ cm}^3 \text{ (lihat sub bab 3.2.1)}$$

Harga C diambil = $5 \cdot 10^{-5} \text{ cm}^2/\text{kg}$

(4.2) M.L Mathur and R.P Sharma , Internal Combustion Engines, hal 356

$$\begin{aligned}\text{Jadi } \Delta V &= 5 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0931 (230 - 1,0333) \\ &= 0,00107 \text{ cm}^3\end{aligned}$$

Perubahan volume ini tidak lain merupakan perubahan volume yang mampu dilakukan oleh plunyer untuk mencapai tekanan penyuntikkan ($P_{inj} = 230 \text{ kg/cm}^2$) maka :

$$\begin{aligned}\Delta V &= (d_p)^2 \pi \cdot S / 4 \\ \text{atau } S &= (4 \cdot \Delta V) / (\pi \cdot d_p^2) \\ &= (4 \cdot 0,00107) / (3,14 \cdot 0,5^2) \\ &= 0,0054 \text{ cm}\end{aligned}$$

Sehingga langkah efektif minimum yang diperlukan untuk mencapai tekanan penyuntikkan (agar mampu membuka delivery valve) yaitu :

$$\begin{aligned}S_{\text{eff min}} &= \text{setengah langkah efektif} + S \\ &= 2,5 + 0,054 \\ &= 2,554 \text{ mm}\end{aligned}$$

4.3.3 Perhitungan dimensi fuel cam.

Berdasarkan asumsi-asumsi diatas maka dimensi dari fuel cam dapat dihitung sebagai berikut :

- diameter lingkaran dasar $d_{cb} = 2,8 \text{ cm}$
- diameter lingkaran pitch $d_{1p} = (1,3 + 2)d_{cb}$
diambil $d_{1p} = 1,79d_{cb} \dots\dots\dots (4.3)$
 $= 1,79(2,8)$
 $= 5,016 \text{ cm}$

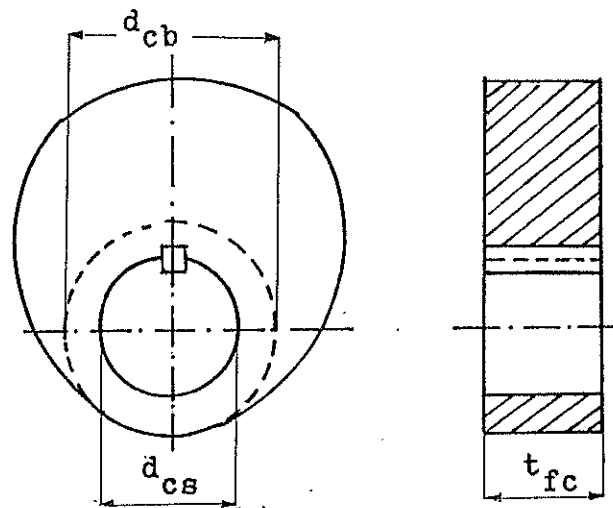
(4.3) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 356

- diameter roller $d_r = (0,3 + 0,5)d_{lp} \dots (4.4)$

diambil $d_r = 0,3d_{lp}$
 $= 1,5 \text{ cm}$

- tebal fuel cam $t_{fc} = (0,15 + 0,4)d_{cb} \dots (4.5)$

diambil $t_{fc} = 0,4d_{cb}$
 $= 1,12 \text{ cm}$



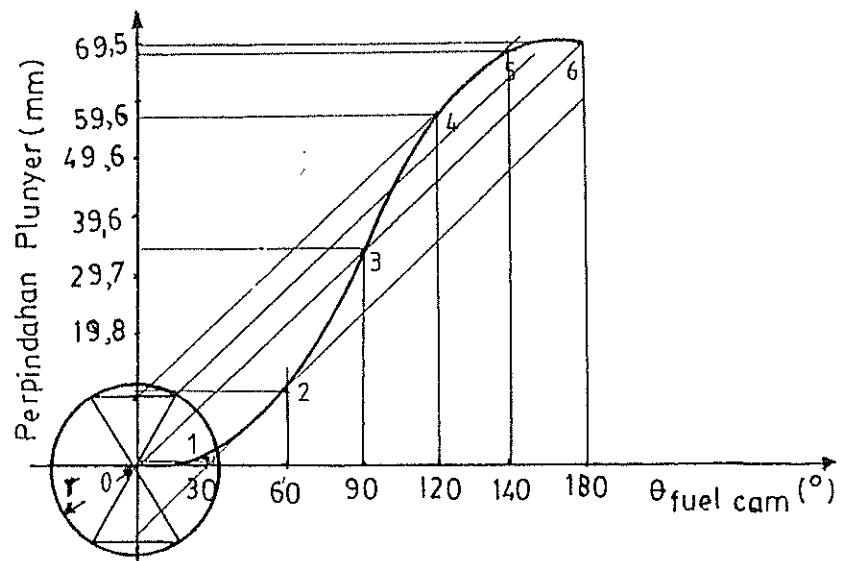
Gb. 4.6 Dimensi dari fuel cam

Dari hasil perhitungan diatas, maka profil dari fuel cam yang sebenarnya dapat dibuat seperti gambar dibawah ini :

Jari-jari lingkaran $r = 1,39/2.3,14$
 $= 0,22 \text{ cm}$

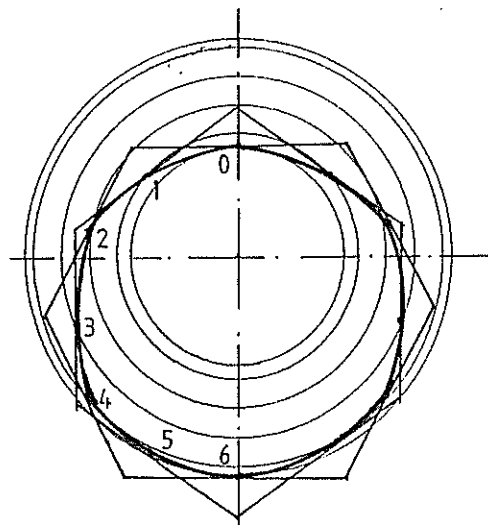
(4.4) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 415

(4.5) Ibid, hal 415



skala 5:1

(a)



Skala 1:1

(b)

Gb. 4.7 Profil dari fuel cam

4.4 Perhitungan perpindahan, kecepatan dan percepatan dari fuel cam.

Dari sub bab 4.2 telah ditentukan bahwa perpindahan dari follower berupa gerak cycloida. Maka perubahan perpindahan dari follower adalah sebagai berikut :

$$Y_f = S/\pi (\pi\theta/\theta_1 - 1/2.\sin 2\pi\theta/\theta_1) \dots \dots \dots (4.6)$$

sehingga kecepatan follower atau plunyer :

$$\begin{aligned} c &= dY_f/dt \\ &= S/\pi (\pi/\theta_1 - \pi/\theta_1.\cos 2\pi\theta/\theta_1)w \end{aligned}$$

$$\text{atau } c = S/\theta_1 (1 - \cos 2\pi\theta/\theta_1)w$$

Percepatan dari follower :

$$\begin{aligned} a &= dc/dt \\ &= (2\pi S/\theta_1^2.\sin 2\pi\theta/\theta_1)w^2 \end{aligned}$$

dimana :

S = stroke dari plunyer

θ = perubahan sudut akibat putaran fuel cam

θ_1 = sudut perputaran fuel cam saat langkah naik
(Compression stroke = 180°)

w = kecepatan sudut fuel cam

Dari analisis diatas maka kecepatan plunyer mencapai harga maksimum jika :

$$dY_f/dt = 0$$

$$\text{atau } \cos 2\pi\theta/\theta_1 = -1$$

$$2\pi\theta/\theta_1 = \pi \quad \longrightarrow \quad \theta = \theta_1/2$$

(4.6) Charles E Wilson, J. Peter Sadler and Walter J. Michels, Kinematic and Dynamics of Machinery, hal 305

$$\begin{aligned} \text{Jadi } c &= S/\theta_1 (1 - \cos 2\pi\theta/2\theta_1)w \\ &= 2.S.w/\theta_1 \end{aligned}$$

dimana pada umumnya $w = 1/2$ kecepatan putaran crank shaft (reduksi $i = 2$).

Harga kecepatan plunyer yang diijinkan untuk high speed engine $c = (100 \div 140) \text{ cm/s} \dots\dots\dots (4.7)$

$$\begin{aligned} \text{maka } c_{\max} &= (2.1,39.2/2.3,14.2200)/(180.3,14/180.60) \\ &= 101,9 \text{ cm/s (memenuhi)} \end{aligned}$$

Sekaligus ini merupakan pengecekan harga stroke/panjang langlah plunyer $S = 1,39 \text{ cm}$ (memenuhi)

Sedangkan percepatan maksimum dicapai bila $dc/dt = 0$

atau :

$$\begin{aligned} (2\pi S/\theta_1^2 \cdot \sin 2\pi\theta/\theta_1)w^2 &= 0 \\ \sin 2\pi\theta/\theta_1 &= 1 \\ 2\pi\theta/\theta_1 &= \pi/2 \\ \theta &= \theta_1/4 \end{aligned}$$

4.4.1 Analisis kecepatan dari plunyer (c) :

Dibagian depan telah diperoleh fungsi kecepatan plunyer, maka perhitungan kecepatan dari plunyer untuk berbagai perubahan sudut θ , dapat dihitung sebagai berikut :

$$\text{misal } \theta = 15^\circ$$

$$w = 1100 \text{ rpm}$$

$$= 115,19 \text{ rad/s (putaran pada daya maksimum)}$$

(4.7) N. Petrovsky , Marine Internal Combustion Engines, hal 437

maka :

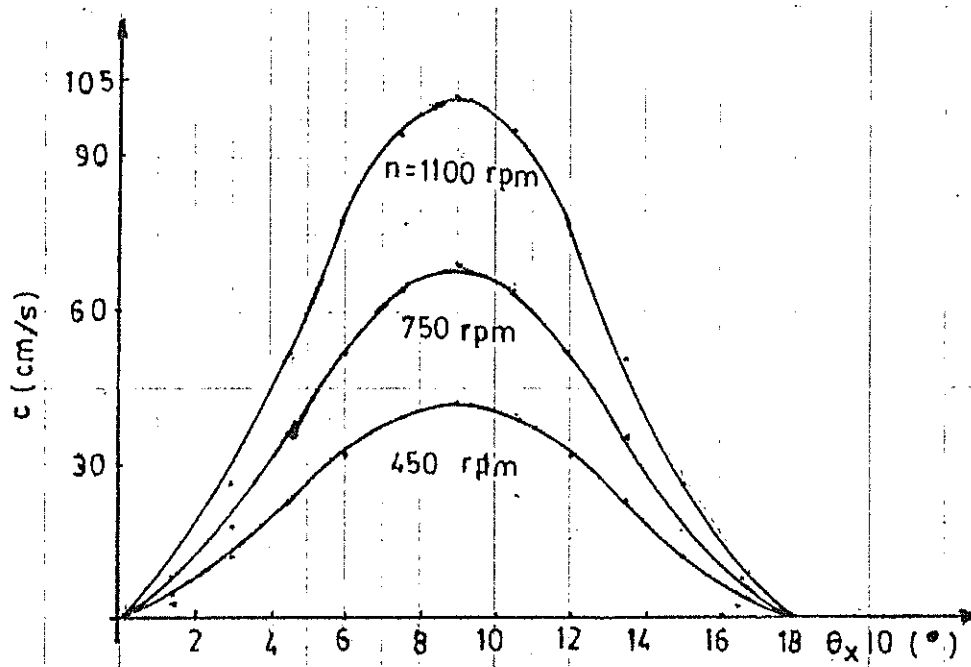
$$\begin{aligned}
 c &= S/r \left[(1 - \cos 2 \theta / \theta_1) \omega \right] \\
 &= ((1,39/3,14)(1 - \cos 2 \cdot 180 \cdot 15/180))115,19 \\
 &= 6,83 \text{ cm/s}
 \end{aligned}$$

Hasi perhitungan yang lain, untuk berbagai putaran (kecepatan sudut) fuel cam dan perubahan sudut akibat putaran tersebut dapat ditabelkan sebagai berikut:

$\theta_{\text{cam}} (^\circ)$	c (cm/s)		
	450 rpm	750 rpm	1100 rpm
0	0	0	0
15	2,8	4,67	6,83
30	10,43	17,38	25,48
45	20,85	34,76	50,97
60	31,28	52,13	76,45
75	38,91	64,85	95,11
90	41,71	69,51	101,9
105	38,91	64,85	95,11
120	31,28	52,13	76,45
135	20,85	34,76	50,97
150	10,43	17,38	25,48
165	2,8	4,67	6,83
180	0	0	0

catatan :

Harga kecepatan putaran diatas merupakan harga kecepatan putaran fuel cam.



Gb. 4.8 Kecepatan dari plunyer

4.4.2 Analisis percepatan dari plunyer (a).

Seperti halnya pada analisis kecepatan, maka perhitungan percepatan dari plunyer untuk berbagai perubahan sudut dan putaran fuel cam dapat dilakukan sebagai berikut :

misal $\theta = 15^\circ$

$$w = 115,19 \text{ rad/s} \quad (n_{\text{cam}} = 1100 \text{ rpm})$$

$$s = 1,39 \text{ cm}$$

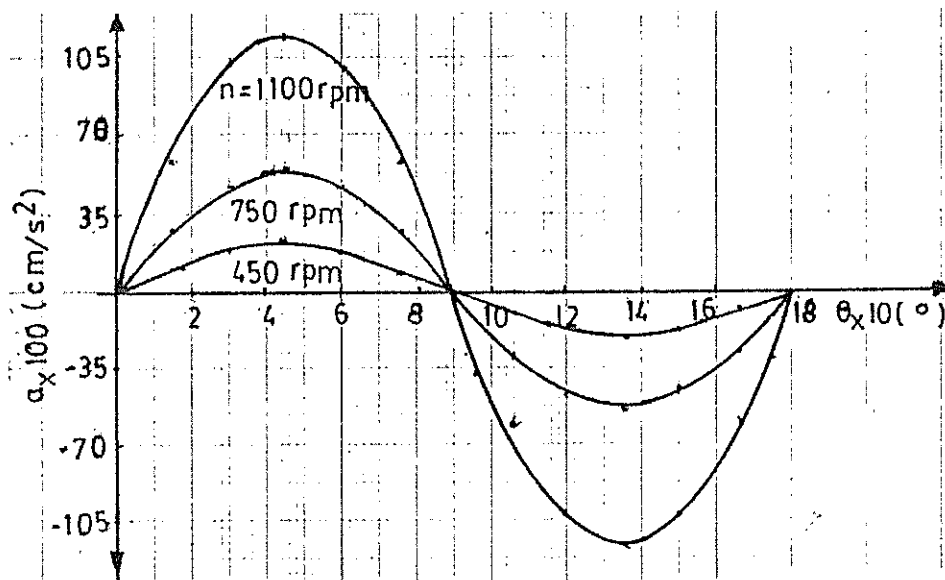
$$\theta_1 = 180^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{maka } a &= (2\pi s / \theta_1^2 \cdot \sin 2\pi\theta / \theta_1) w^2 \\ &= (2 \cdot \pi \cdot 1,39 / (180 \cdot \pi / 180)^2 \cdot \sin 2 \cdot \pi \cdot 15 / 180) \\ &\quad (115,19)^2 \\ &= 5870,76 \text{ cm}^2/\text{s} \end{aligned}$$

Hasil-hasil perhitungan yang lain dapat ditabelkan se-

bagai berikut :

$\theta_{cam} (^\circ)$	$a (cm/s^2)$		
	450 rpm	750 rpm	1100 rpm
0	0	0	0
15	982,51	2729,25	5870,76
30	1701,76	4727,21	10168,5
45	1965,03	5458,51	11741,5
60	1701,76	4727,21	10168,5
75	982,51	2729,25	5870,76
90	0	0	0
105	-982,51	-2729,25	-5870,76
120	-1701,76	-4727,21	-10168,5
135	-1965,03	-5458,51	-11741,5
150	-1701,76	-4727,21	-10168,5
165	-982,51	-2729,25	-5870,76
180	0	0	0



Gb. 4.9 Percepatan dari plunyer

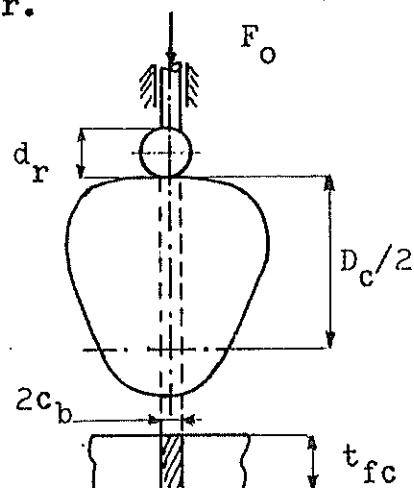
4.5 Pemilihan bahan dari fuel cam.

Dari hasil perhitungan dimensi fuel cam pada sub bab 4.3.3, telah diperoleh harga/besaran dari bagian-bagian yang penting diantaranya yaitu :

- diameter roller $d_r = 15 \text{ mm}$
- diameter maksimum cam $D_c = d_{cb} + S_{\max}$
 $= 2,8 + 1,39$
 $= 4,19 \text{ cm}$
- tebal dari fuel cam $t_{fc} = 11,2 \text{ mm}$

Asumsi perhitungan :

- tipe kontak antara follower dan fuel cam adalah steel on steel dimana $E = \frac{2E_1E_2}{(E_1 + E_2)}$
 $= 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2 \dots (4.8)$
- beban atau gaya yang bekerja pada fuel cam hanya berupa gaya pegas yaitu beban yang diakibatkan karena tekanan bahan bakar (P_o) pada langkah tekan dari plunyer.



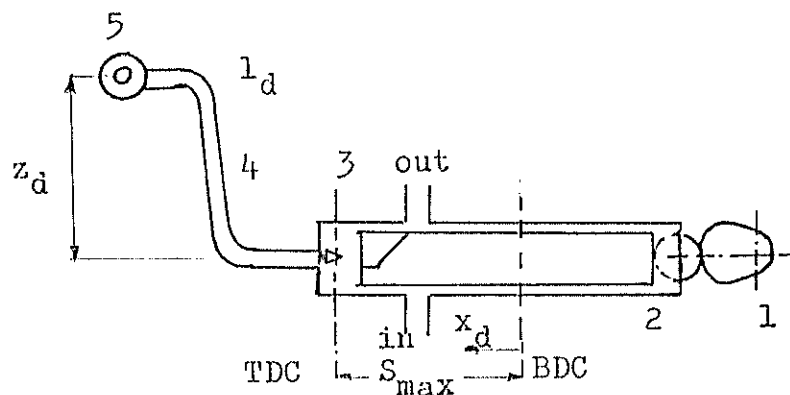
Gb. 4.10 Mekanisme beban pada fuel cam

dimana :

F_o = gaya akibat tekanan bahan bakar yang diterima oleh fuel cam

4.5.1 Perhitungan gaya (F_o) sebagai akibat tekanan bahan bakar.

Dengan menganggap bahwa Injection Pump ini merupakan sebuah pompa (walaupun sebenarnya bukan pompa) maka analisis gaya F_o sebagai akibat tekanan bahan bakar (P_o) dapat dilakukan sebagai berikut :



Gb. 4.11 Mekanisme pompa plunyer

dimana :

z_d = ketinggian nozel terhadap pompa plunyer

S = stroke dari pompa plunyer

x_d = perubahan posisi langkah plunyer pada langkah tekan

l_d = panjang pipa tekanan tinggi (High Pressure Pipe)

1 = fuel cam

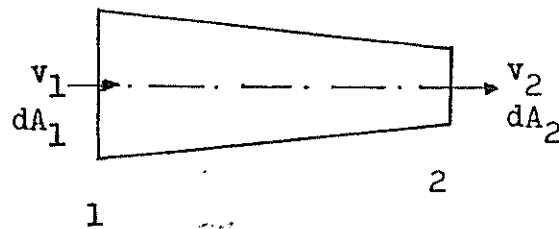
2 = plunyer

3 = katup searah (delivery valve)

4 = pipa tekanan tinggi

5 = nozel

Operasi pompa (pompa plunyer) dapat berlangsung secara normal apabila cairan/fluida dalam pompa selalu mengikuti atau menempel pada ujung plunyer sepanjang langkahnya (analisis perhitungan gaya F_0 ini hanya dilakukan pada langkah tekan dari plunyer saja).



Gb. 4.12 Volume atur untuk aliran unsteady
dalam pipa satu dimensi

Pompa plunyer yang digunakan disini merupakan pompa kerja tunggal dengan penggerak tak langsung, artinya tiap siklusnya hanya melakukan kerja tunggal (hanya menghasilkan sekali pengeluaran bahan bakar setiap langkah bolak-baliknya) dan pompa ini digerakkan secara tidak langsung, melalui roda gigi reduksi dan mekanisme Cam - Follower.

Berbeda dengan pompa sentrifugal, pompa plunyer

merupakan pompa dengan aliran yang tidak kontinue sehingga perubahan total (head) aliran zat cair (fluida) pada setiap titik didalam langkah tekan dapat dinyatakan dengan persamaan gerak unsteady satu dimensi. Perhatikan gambar 4.12 :

$$\frac{\partial}{\partial l} (z + P/\gamma_f + v^2/2g) + \frac{\partial v}{\partial t} (1/g) + \frac{\partial k}{\partial l} = 0 \quad \dots\dots\dots (4.9)$$

- suku pertama merupakan variasi energi (head) tiap unit panjang cairan.
- suku kedua menyatakan variasi energi karena gaya-gaya inersia tiap kg fluida pada tiap unit panjang perjalanan fluida yang tergantung pada hukum percepatan dv/dt fluida.
- suku ketiga bukan merupakan derivatif, sebab tahanan-tahanan hidraulis merupakan tahanan gesek sepanjang pipa dan tahanan-tahanan lokal yang bukan merupakan fungsi kontinue dari perjalanan fluida.

Untuk dapat menurunkan persamaan diatas, maka dapat kita anggap posisi pompa seperti gambar 4.11 .

Penyelesaian integral suku suku pertama :

$$\begin{aligned} \int_l \frac{\partial}{\partial l} (z + P/\gamma_f + v^2/2g) dl &= \int_{S-x_d}^{z_d} z/\partial l dl \\ &+ \int_{P_d}^{P_{inj}} \frac{\partial}{\partial l} (P/\gamma_f) dl + \int_c^{v_d} \frac{\partial}{\partial l} (v^2/2g) dl \\ &= z_d - (S - x_d) + P_{inj}/\gamma_f - P_d/\gamma_f + v_d^2/2g - c^2/2g \end{aligned}$$

Penyelesaian integral suku kedua :

$$1/g \int_i (dv/dt) dl = \bar{\sum}_{l_d} 1/g \int_{l_d} (dv/dt) dl$$

$$\begin{aligned}
 &= 1/g ((S - x_d) + (F/f_d)l_d) dc/dt \\
 &= 1/g ((d_p/d)^2 l_d + (S - x_d)) dc/dt
 \end{aligned}$$

Persamaan ini sengaja diturunkan untuk satu pipa (sebab dalam persoalan ini hanya ada satu high pressure pipe).

Penyelesaian suku ketiga :

$$\begin{aligned}
 \sum_{l_d} \partial k / \partial l dl &= \sum_{l_d} (l_{id}/d_{id}) v_{id}^2 / 2g + v_{id}^2 / 2g + H_d \\
 &= (\sum (F/f_{id})^2 \cdot l_{id}/d_{id} + \sum (F/f_{id})) c^2 / 2g \\
 &\quad + H_d
 \end{aligned}$$

untuk satu pipa :

$$\sum_{l_d} \partial k / \partial l dl = ((d_p/d)^4 \cdot l_d/d + (d_p/d)^4) c^2 / 2g + H_d$$

Jadi integrasi total persamaan diatas :

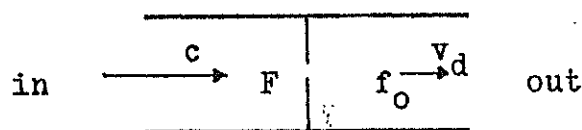
$$\begin{aligned}
 z_d - S + x_d + P_{inj}/\gamma_f - P_d/\gamma_f + v_d^2/2g + 1/g \\
 ((d_p/d)^2 \cdot l_d + (S - x_d)) dc/dt + ((d_p/d)^4 \cdot l_d/d \\
 + (d_p/d)^4) c^2/2g + H_d = 0
 \end{aligned}$$

atau :

$$\begin{aligned}
 P_d/\gamma_f &= P_{inj}/\gamma_f + (z_d - S + x_d) + ((d_p/d)^4 \cdot l_d/d \\
 &\quad + (d_p/d)^4 - 1) c^2/2g + v_d^2/2g + 1/g \\
 &\quad ((d_p/d)^2 \cdot l_d + S - x_d) dc/dt + H_d
 \end{aligned}$$

Laju aliran dari delivery valve dengan luas penampang

f_o :



atau :

$$c \cdot F = v_d \cdot f_o$$

$$v_d = c(F/f_o)$$

maka :

$$P_d/\gamma_f = P_{inj}/\gamma_f + (z_d - S + x_d) + ((d_p/d)^4 \cdot l_d/d + (d_p/p)^4 - 1) c^2/2g + (F/f_o)^2 c^2/2g + 1/g ((d_p/d)^2 l_d + S + x_d) dc/dt + H_d$$

atau :

$$P_d/\gamma_f = P_{inj}/\gamma_f + (z_d - S + x_d) + ((d_p/d)^4 \cdot l_d/d + (d_p/d)^4 - 1 + (F/f_o)^2) c^2/2g + 1/g((d_p/d)^2 \cdot l_d + S - x_d) dc/dt + H_d \dots \dots \dots (4.11)$$

Persamaan (4.11) diatas merupakan persamaan perubahan atau distribusi tekanan (P_o) karena perubahan langkah plunyer (x_d) didalam silinder plunyer.

Keterangan notasi :

c = kecepatan plunyer

v_d = kecepatan aliran fluida setelah melalui delivery valve (discharge speed)

d_p = diameter plunyer

F = luas penampang plunyer

d = diameter dalam pipa tekanan tinggi

f_o = luas penampang lubang delivery valve

a = dc/dt = percepatan plunyer

P_{inj} = tekanan awal (minimum) penyuntikan

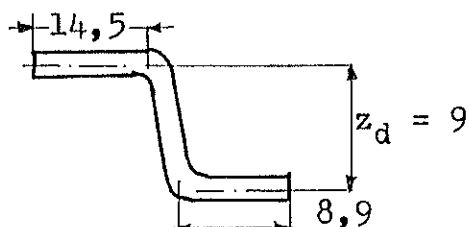
γ_f = berat jenis bahan bakar

index i dan d menyatakan posisi titik ke-i pada dis-

charge line (dipakai jika tipe pipa tekan lebih dari satu).

Untuk dapat menghitung persamaan (4.11), harus dihitung terlebih dahulu beberapa harga parameter sebagai berikut :

*) panjang pipa tekanan tinggi (l_d) :



$$l_d = 14,5 + 8,5 + 9$$

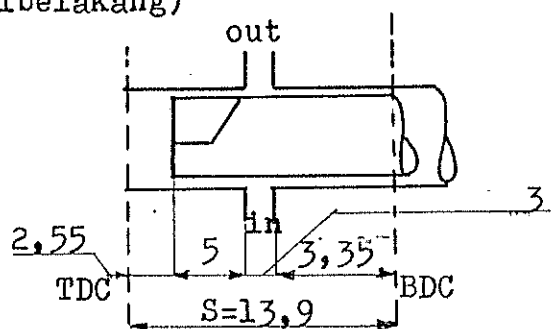
$$= 32 \text{ cm}$$

$$z_d = 9 \text{ cm}$$

catatan : harga dimensi diatas merupakan data perhitungan.

*) kerugian head pada pipa tekanan tinggi (H_p) :

- diameter lubang pemasukan $d_s = 3 \text{ mm}$ (lihat sub 5.2.1 dibelakang)



dari gambar diatas terlihat bahwa :

$$x_d \text{ min} = 8,904 \text{ mm (dari BDC plunyer)}$$

$$x_d \text{ max} = 11,35 \text{ mm (dari BDC plunyer)}$$

Jadi delivery valve terbuka pada $8,904 < x_d < 11,35$

dari BDC plunyer. Maka posisi fuel cam pada :

$$x_d = 8,904 \text{ mm}$$

$$Y_f = s/\eta (\eta\theta/\theta_1 - 1/2 \cdot \sin 2\eta\theta/\theta_1)$$

$$0,8904 = 1,39/3,14 (3,14 \theta/180 - 1/2 \sin 2\theta)$$

$$0,8904 = 0,4425 (3,14 \theta/180 - 1/2 \sin 2\theta)$$

dengan cara try and error diperoleh :

$$\theta = 102^\circ \longrightarrow 0,8904 \neq 0,8777$$

$$\theta = 102,4^\circ \longrightarrow 0,8904 \neq 0,8836$$

$$\theta = 102,8^\circ \longrightarrow 0,8904 = 0,8898 \text{ (mendekati)}$$

Jadi pada $x_d = 0,8904$ cm terhadap BDC, diperoleh

$$\theta = 102,8^\circ \text{ dari putaran fuel cam}$$

dan kecepatan plunyer pada $\theta = 102,8^\circ$:

$$c = 96,9286 \text{ cm/s}$$

sedangkan percepatan plunyer :

$$dc/dt = -5073,35 \text{ cm/s}^2$$

Untuk $x_d = 11,35$ mm dengan cara yang sama diperoleh :

$$\theta = 121,5^\circ$$

$$c = 73,4676 \text{ cm/s}$$

$$dc/dt = -10461,78 \text{ cm/s}^2$$

Hasil perhitungan yang lain dari kecepatan plunyer dapat ditabelkan sebagai berikut :

$\theta (^\circ)$	c (cm/s)
102,8	96,9286
107	88,64
111	83,40

θ (°)	c (cm/s)
115	79,63
120	75,70
121,5	73,4676

Harga rata-rata kecepatan plunyer untuk putaran
fuel cam $n_{cam} = 1100$ rpm :

$$c_{mean} = 82,9610 \text{ cm/s}$$

- laju aliaran bahan bakar (Q_{inj}) :

$$\begin{aligned} Q_{inj} &= F \cdot c_{mean} \\ &= 3,14 (0,5)^2 (82,9610) / 4 \\ &= 16,289 \text{ cm}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan kontinuitas , maka
laju aliran bahan bakar ini sama dengan laju
aliran bahan bakar pada delivery valve.
sehingga diperoleh :

$$\begin{aligned} Q_{inj} &= Q_{dv} \\ &= \pi (d_v)^2 \cdot c_v / 4 \end{aligned}$$

atau :

$$d_v = (4 \cdot Q_{inj} / \pi c_v)^{1/2}$$

dimana kecepatan aliaran yang diijinkan pada ka-
tup tekan (delivery valve) yaitu :

$$c_v = (2 + 4) \text{ m/s} \dots\dots\dots (4.12)$$

diambil $c_v = 4 \text{ m/s}$

maka :

$$\begin{aligned}d_v &= (4.16,289/3,14.400)^{1/2} \\ &= 0,2277 \text{ cm} \quad \text{atau diambil} \\ &= 2,3 \text{ mm}\end{aligned}$$

- kerugian head selama mengalir pada pipa tekanan tinggi (H_{pl}) :

viskositas absolut bahan bakar (μ)

$$\begin{aligned}\mu &= 2,7 \text{ centistoke} \dots\dots\dots (4.13) \\ &= 0,027 \text{ cm}^2/\text{s}\end{aligned}$$

diameter dalam pipa tekanan tinggi dibuat sama dengan diameter lubang delivery valve :

$$d = d_v = 2,3 \text{ mm.}$$

Dari prinsip kontinuitas aliran maka kecepatan bahan bakar saat melalui pipa tekanan tinggi (v_d) sama dengan kecepatan aliran pada katup tekan sehingga $v_d = c_v$

$$= 400 \text{ cm/s}$$

$$\begin{aligned}\text{Angka Reynold } R_e &= \gamma_f \cdot v_d \cdot d / \mu \\ &= 0,85 \cdot 10^3 \cdot 400 \cdot 0,23 / 981 \cdot 0,027 \\ &= 2952,4\end{aligned}$$

Bahan pipa tekanan tinggi umumnya adalah baja dimana $K/d = 0,0203$

Dari R_e dan K/d , pada Moody diagram diperbleh faktor gesekan dari pipa $f = 0,062$

$$\begin{aligned}\text{maka } H_{pl} &= (f \cdot l_d \cdot v_d^2) / (2 \cdot g \cdot d_v) \\ &= (0,062 \cdot 32 \cdot 400^2) / (2 \cdot 981 \cdot 0,23)\end{aligned}$$

$$= 719,0848 \text{ cm}$$

- kerugian head pada belokan pipa (H_{p2}) :

sudut tiap belokan 90° (siku standart), maka faktor kerugian $K = 0,9$ (4.14)

jumlah belokan = 2 buah

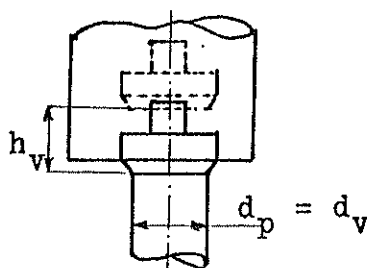
$$\begin{aligned} \text{maka } H_{p2} &= 2 \cdot K \cdot v_d^2 / 2 \cdot g \\ &= 2 \cdot 0,9 \cdot 400^2 / 2 \cdot 981 \\ &= 146,7889 \text{ cm} \end{aligned}$$

Jadi kerugian total selama mengalir dalam pipa tekanan tinggi (H_p) :

$$\begin{aligned} H_p &= H_{p1} + H_{p2} \\ &= 719,0848 + 146,7889 \\ &= 865,8737 \text{ cm} \end{aligned}$$

*) kerugian head pada katup pengaliran (delivery valve).

- tipe katup yang dipilih : helical-face with upper de stem (dengan pertimbangan amat sesuai untuk aliran fluida satu arah)



- tinggi angkat katup maksimum (h_v):

$$h_v = (0,1 + 0,8)d_v \text{ (4.15)}$$

(4.14) Victor L. Streeter and E. Benjamin Wilie, Mekanika Fluida, vol 1, hal 212

(4.15) Bambang Yuniyanto, Pompa Plunyer, hal 57

$$= 1,845 \text{ mm}$$

diambil $h_v = 2 \text{ mm}$

syarat $h_v \text{ max}$ yang diijinkan untuk pompa penggerak tak langsung $h_v \leq 10 \text{ mm}$ (4.16)

Jadi $h_v = 2 \text{ mm} < 10 \text{ mm}$ (memenuhi)

- koefisien tahan hidraulik katup (ζ_v) :

$$\begin{aligned} \zeta_v &= 2,6 - 0,8(d_v/h_v) + 0,14(d_v/h_v)^2 \dots (4.17) \\ &= 2,6 - 0,8(2,3/2) + 0,14(2,3/2)^2 \\ &= 1,8652 \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} H_v &= \zeta_v \cdot c_v^2 / 2g \dots (4.18) \\ &= 1,8652(400)^2 / 2 \cdot 981 \\ &= 152,106 \text{ cm} \end{aligned}$$

Jadi kerugian head total (H_d) :

$$\begin{aligned} H_d &= H_p + H_v \\ &= 865,8737 + 152,106 \\ &= 1017,9797 \text{ cm} \end{aligned}$$

*) tekanan penyuntikan $P_{inj} = 230 \text{ kg/cm}^2$

*) berat jenis bahan bakar = $0,85 \text{ kg/dm}^3$ (light diesel oil)

Dengan mensubstitusikan harga parameter-parameter diatas kedalam persamaan (4.11) diperoleh :

untuk $x_d = 0,8904 \text{ cm}$ maka :

$$P_d / \rho_f = 230 \cdot 10^3 / 0,85 + 9 - 1,39 + 0,8904 + ((5/2,3)^4)$$

(4.16) Bambang Yuniarto, Pompa Plunyer, hal 58

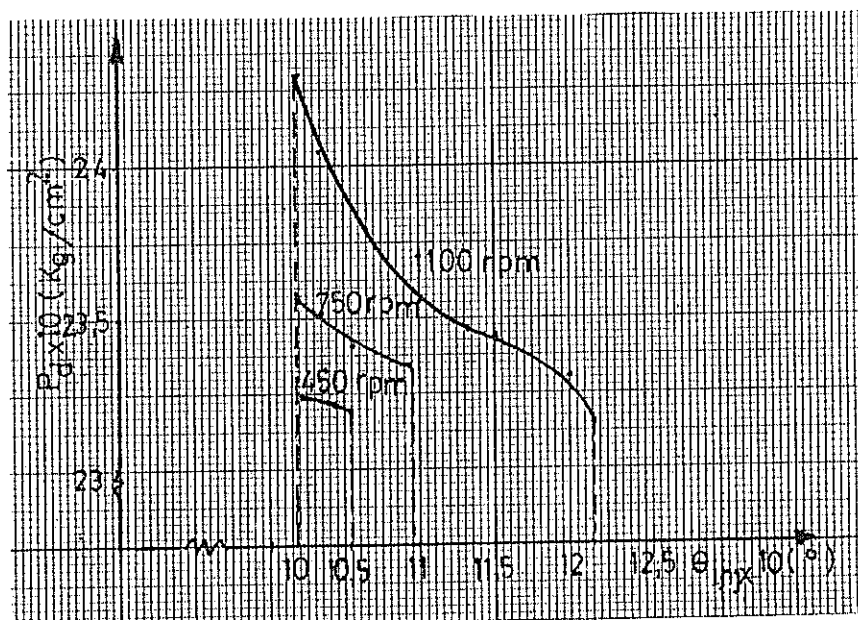
(4.17) Op. cit, hal 60

(4.18) Op. cit, hal 60

$$\begin{aligned}
& (32/0,23) + (5/2,3)^4 - 1 + (25/5,29)^2). \\
& (96,9286^2/2.981) + 1/981((5/2,3)^2.32 + 1,39 \\
& - 0,8904)(-5073,3453) + 1017,9797 \\
& = 285918,9 \text{ cm} \\
P_d & = 285918,9(0,85/1000) \\
& = 243,03 \text{ kg/cm}^2
\end{aligned}$$

Hasil perhitungan distribusi tekanan dalam silinder plunyer yang lain dapat ditabelkan sebagai berikut :

e_{cam} ($^{\circ}$)	x_d (mm)	P_d (kg/cm 2)	n_{cam} (rpm)
102,8	8,904	232,5	450
105,4	9,27	232,4	
108,5	9,71	232,06	
102,8	8,904	235,4	750
105,4	9,27	234,42	
109,4	9,84	233,9	
102,8	8,904	243,03	1100
107	9,5	238,24	
111	10,06	235,35	
115	10,6	234,26	
120	11,18	233,23	
121,5	11,35	232,76	



Gb. 4.13 Distribusi tekanan bahan bakar dalam silinder plunyer

Ternyata tekanan bahan bakar maksimum terjadi pada $n_{cam} = 1100$ rpm, saat awal bahan bakar mengalir keluar dari silinder plunyer. Meskipun setelah posisi plunyer $x_d > 11,35$ mm dari BDC tekanan bahan bakar masih diatas 230 kg/cm^2 (secara teoritis masih mampu mengangkat delivery valve), tetapi pada saat itu pula ($x_d = 11,35$ mm dari BDC) stroke plunyer efektif telah mencapai harga maksimum. Akibatnya bibir coakan plunyer telah mencapai lubang " by pass ", sehingga bahan bakar yang tidak sempat disuntikkan (bahan bakar yang tersisa dalam pompa penyuntik) keluar menuju fuel tank . Hal ini mengakibatkan terjadinya penurunan tekanan bahan bakar didalam silinder plunyer secara drastis (delivery valve mulai tertutup , sebab

tekanan bahan bakar 230 kg/cm^2 atau delivery valve ditutup oleh gaya pegas.

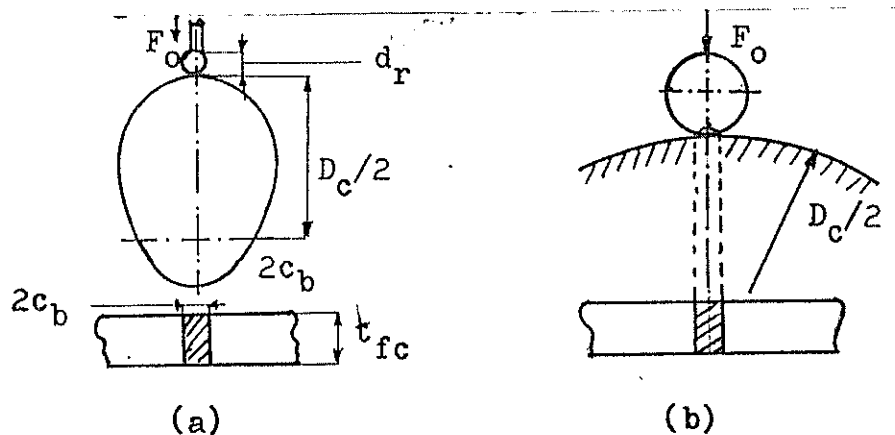
Proses penurunan tekanan ini terjadi sampai posisi plunyer mencapai TDC dari langkah sisanya.

Selanjutnya plunyer bergerak turun menuju BDC karena gaya pegas.

Dengan mengambil tekanan bahan bakar maksimum yang terjadi dalam silinder plunyer untuk putaran n_{cam} sebesar 1100 rpm yaitu $P_0 = 243,03 \text{ kg/cm}^2$, maka gaya yang diperlukan untuk mendorong atau menggerakkan plunyer (oleh fuel cam) :

$$\begin{aligned} F_0 &= P_0 \cdot \pi \cdot d_p^2 / 4 \\ &= 243,03 \cdot 3,14 (0,5)^2 / 4 \\ &= 47,72 \text{ kg} \end{aligned}$$

4.5.2 Perhitungan kekuatan fuel cam.



Gb. 4.14 Mekanisme Pembebanan pada Cam - Follower

Dari sub bab 4.5 telah diketahui dimensi utama Cam - Follower ini, maka untuk menghitung kekuatan dari camnya dapat dilakukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 - \text{ beban spesifik } L_o &= F_o / (d_r \cdot t_{fc}) \dots\dots\dots (4.19) \\
 &= 47,72 / (1,5 \cdot 1,12) \\
 &= 28,4 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 - \text{ conformity factor } C_f &= 1 / (1 + d_r / D_c) \dots\dots\dots (4.20) \\
 \text{dimana } D_c &= \text{ diameter maksimum dari fuel cam} \\
 &= 4,19 \text{ cm (lihat sub bab 4.5)}
 \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}
 C_f &= 1 / (1 + 1,5 / 4,19) \\
 &= 0,7364
 \end{aligned}$$

- tekanan kontak Stribeck (S_{pr}) :

$$\begin{aligned}
 S_{pr} &= L_o / C_f \dots\dots\dots (4.21) \\
 &= 28,4 / 0,7364 \\
 &= 38,57 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

- tekanan kontak Hertzian (H_{pr}) :

$$\begin{aligned}
 H_{pr} &= ((S_{pr} \cdot E) / 2,86)^{1/2} \dots\dots\dots (4.22) \\
 &= ((38,57 \cdot 2,1 \cdot 10^6) / 2,86)^{1/2} \\
 &= 5321,88 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

- lebar bidang kontak (c_b) :

$$\begin{aligned}
 c_b &= 1,075 \cdot d_r \cdot C_f (S_{pr} / E)^{1/2} \dots\dots\dots (4.23) \\
 &= 1,075 \cdot 1,5 \cdot 0,7364 (38,57 / 2,1 \cdot 10^6)^{1/2} \\
 &= 0,0051 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

Jadi lebar bidang kontak total = $2c_b$

$$= 0,0102 \text{ cm}$$

(4.19) Gustav Niemann, Machine Elements, Vol 1 ,
hal 231

(4.20) Ibid; hal 231

(4.21) Ibid; hal 231

(4.22) Ibid; hal 231

(4.23) Ibid; hal 231

Pengecekan tekanan kontak Hertzian (H_{pr}) :

tekanan rata-rata ($H_{pr \text{ mean}}$) :

$$\begin{aligned} H_{pr \text{ mean}} &= F_o / (2 \cdot c_b \cdot t_{fc}) \dots\dots\dots (4.24) \\ &= 47,72 / (2 \cdot 0,0051 \cdot 1,12) \\ &= 4260,7 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{pr} &= 1,27 H_{pr \text{ mean}} \dots\dots\dots (4.25) \\ &= 5311,11 \text{ kg/cm}^2 \\ &= \text{mendekati } 5321,88 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Jadi tekanan kontak Hertzian diambil :

$$H_{pr} = 5321,88 \text{ kg/cm}^2$$

Tegangan geser yang terjadi (τ_{max}) :

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= 0,304 H_{pr} \dots\dots\dots (4.26) \\ &= 0,304 (5321,88) \\ &= 1617,85 \text{ kg/cm}^2 \\ &= 16,18 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Karena beban dominan yang bekerja pada fuel cam berupa beban bending, maka tegangan tarik yang bekerja pada fuel cam adalah :

$$\begin{aligned} \sigma_B &= \tau_{max} / 0,45 \dots\dots\dots (4.27) \\ &= 16,18 / 0,45 \\ &= 35,96 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Bahan untuk cam biasanya merupakan baja yang dikeraskan (Hardening Steel), maka diambil bahan dengan

(4.24) Gustav Niemann, Machine Elements, Vol 1, hal 231

(4.25) Ibid, hal 231

(4.26) Op. cit, hal 235

(4.27) Op. cit, hal 62

standart DIN. 17210 (Carburising and Nitriding Steel)

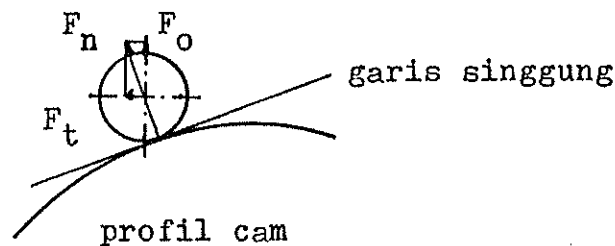
dan dipilih : C 15 , dimana

$$\sigma_B = (50 + 60) \text{ kg/mm}^2 \dots\dots\dots (4.28)$$

4.6 Perhitungan dimensi pasak.

Pasak disini diperlukan untuk mengikat/menghubungkan antara cam shaft dengan fuel camnya.

Pada umumnya gaya yang bekerja pada pasak adalah berupa gaya geser .



Gb. 4.15 Titik kontak antara
Cam-Follower

dimana :

F_o = gaya akibat tekanan bahan bakar

F_n = gaya normal

F_t = gaya tangensial yang diperlukan untuk menggerakkan fuel cam.

ϕ_c = sudut tekan cam

Sudut tekan cam disini merupakan sudut yang dibentuk oleh garis yang tegak lurus terhadap garis singgung antara roller dan profil cam dengan garis vertikal.

(4.28) gustav Niemann, Machine Elements , vol 1 ,
hal 100

Data perhitungan :

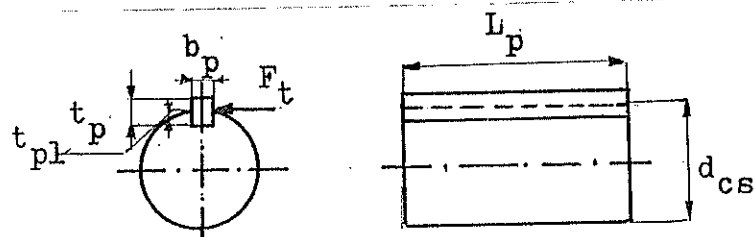
- diameter cam shaft $d_{cs} = 1,8 \text{ cm}$
- sudut tekan cam $\phi_c \leq 30^\circ \dots\dots\dots (4.29)$
diambil $\phi_c = 20^\circ$

*) gaya tekan akibat tekanan bahan bakar :

$$F_o = 47,72 \text{ kg}$$

maka :

$$\begin{aligned} F_t &= F_o \cdot \text{tg } \phi_c \\ &= 47,72 (\text{tg } 20^\circ) \\ &= 17,4 \text{ kg} \end{aligned}$$



Gb. 4.16 Gaya tangensial yang bekerja pada pasak

dimana :

- b_p = lebar pasak
- t_p = tinggi pasak
- t_{pl} = kedalaman alur pasak
- L_p = panjang pasak

*) lebar pasak $b_p = (0,13 + 0,2)d_{cs} \dots\dots\dots (4.30)$

$$\begin{aligned} \text{diambil } b_p &= 0,2d_{cs} \\ &= 3,6 \text{ mm} \approx 4 \text{ mm} \end{aligned}$$

(4.29) Charles E Wilson, J. Peter Sadler and Walter J. Michels, Kinematic and Dynamics of Machinery, hal 305

(4.30) Gustav Niemann, Machine Elements, Vol 1, hal 204

*) panjang pasak $L_p = (0,75 \div 1,5)d_{cs} \dots\dots\dots (4.31)$

diambil $L_p = 0,75d_{cs}$
 $= 13,5 \text{ mm}$

*) tekanan permukaan akibat gaya tangensial F_t :

$$P_{sur} = 4T / (L_p \cdot b_p \cdot d_{cs}) \dots\dots\dots (4.32)$$

$$= 4F_t \cdot d_{cs} / (2 \cdot L_p \cdot b_p \cdot d_{cs})$$

$$= 2F_t / (L_p \cdot b_p)$$

$$= 2 \cdot 17,4 / (1,35 \cdot 0,4) \cdot 1,8$$

$$= 64,4 \text{ kg/cm}^2$$

Jadi bahan pasak dipilih : ST 37 , dimana tekanan permukaan yang diijinkan $P_{a \text{ sur}} = 662,6 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots (4.33)$

Tipe pasangan antara pasak dan cam shaft yaitu steel on steel dimana syarat tekanan permukaan yang diijinkan

$$P_{ai \text{ sur}} \leq 900 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots (4.34)$$

Jadi $P_{a \text{ sur}} < P_{ai \text{ sur}}$ (memenuhi)

*) tinggi pasak (t_p) :

torsi yang ditransmisikan harus mampu ditahan oleh pasak.

$$F_t = P_{sur} \cdot L_p \cdot t_{pl}$$

atau :

$$t_{pl} = F_t / P_{sur} \cdot L_p$$

$$= 17,4 / 64,4 \cdot 1,35$$

$$= 0,2 \text{ cm}$$

$$\text{Pada umumnya } t_p = 2t_{pl}$$

$$= 0,4 \text{ cm}$$

(4.31) Gustav Niemann , Machine Elements , Vol 1 , hal 204

(4.32) Ibid, hal 204

(4.33) Op. cit; hal 205

(4.34) Op. cit, hal 334

4.7 Daya yang diperlukan untuk menggerakkan fuel cam.

Pada sub bab 4.6 diatas telah diketahui bahwa gaya tangensial untuk menggerakkan fuel cam $F_o = 17,4$ kg ini terjadi pada sudut $\theta_{cam} = 102,8^\circ$ (pada putaran fuel cam 1100 rpm) atau pada kedudukan/posisi $Y_f = 8,904$ mm dari BDC plunyer.

Maka jari-jari fuel cam terhadap sumbu putar (sumbu cam shaft) :

$$\begin{aligned} R_c &= \text{jari-jari lingkaran dasar} + 8,904 \text{ mm} \\ &= d_{cb}/2 + 8,904 \\ &= 28/2 + 8,904 \\ &= 22,904 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga torsi yang diperlukan untuk menggerakkan fuel cam adalah :

$$\begin{aligned} T &= F_o \cdot R_c \\ &= 17,4 (2,2904) \\ &= 39,85 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

Jadi daya yang diperlukan untuk menggerakkan fuel cam pada putaran $n_{cam} = 1100$ rpm yaitu :

$$\begin{aligned} N_{cam} &= T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{cam} / 60 \text{ kg cm/s} \\ &= 39,85 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 1100 / 60 \\ &= 4590,73 \text{ kg cm/s} \\ &= 0,598 \text{ Hp} \\ &= 0,6 \text{ Hp} \end{aligned}$$

BAB V
FUEL INJECTION PUMP

5.1 Pengertian fuel injection pump.

Sesuai dengan namanya fuel injection pump (pompa penyuntik bahan bakar) ini berfungsi untuk "menyuntik" atau menaikkan tekanan dan menakar kebutuhan bahan bakar pada mesin diesel.

Berdasarkan fluida yang disuntikkan ke dalam silinder ruang bakar mesin diesel (Compresi Ignition engine), maka dapat digolongkan dalam dua kelompok yaitu :

1. Air Injection
2. Solid Injection

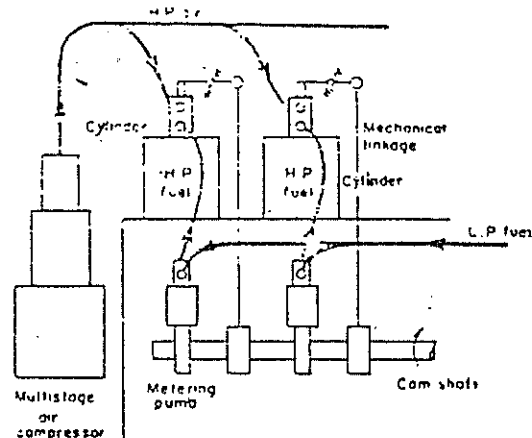
5.1.1 Air Injection

Pada sistem penyuntik ini bahan bakar dipompakan dengan tekanan tertentu ke dalam silinder ruang bakar. Sementara nozel (pengabut) dihubungkan dengan udara yang terdapat dalam tangki udara. Udara tekan tersebut dilayani oleh sebuah kompresor (bisa juga kompresor bertingkat banyak) agar diperoleh tekanan udara yang tinggi, kira-kira 60 s/d 70 kg/cm².

Konstruksi pengabut ini relatif sederhana yaitu hanya berbentuk katup yang digerakan secara mekanis.

Bila katup dibuka, udara tekan tersebut "menyeret" bahan bakar masuk ke dalam silinder ruang bakar dalam bentuk butiran-butiran. Jadi bahan bakar dimasukkan ke-

dalam ruang bakar bersama-sama dengan udara yang bertekanan tinggi.



Gb. 5.1 Diagram skematik sistim Air Injection

Keuntungan sistim ini adalah proses atomisasi yang baik, sebab campuran antara bahan bakar - udara dapat dilakukan atau dipersiapkan secara sempurna. Hal ini mengakibatkan proses pembakaran dalam ruang bakar dapat berlangsung secara lebih cepat dan lebih sempurna.

Disamping keuntungan tersebut diatas, sistim ini juga memiliki beberapa kelemahan antara lain :

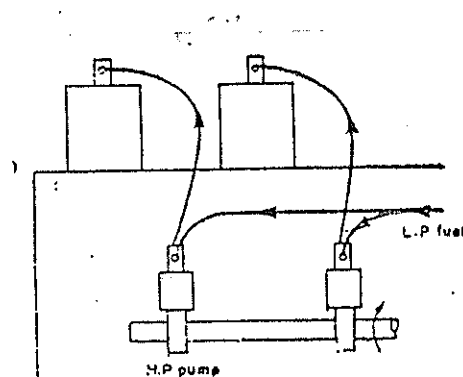
- dengan digunakannya unit kompresor (kompresor bertingkat) dan kelengkapannya, maka konstruksi mesinnya menjadi berat dan tidak sederhana (berat tiap satuan dayanya menjadi naik).
- penyekat katupnya harus benar-benar halus atau baik, agar tidak terjadi kebocoran dan hal ini mengakibatkan perawatannya menjadi sulit.

- daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor relatif besar ($\pm 5\%$ dari daya mesin yang harus dilayaninya).

Sampai dengan saat ini sistim yang demikian jarang digunakan, biasanya hanya dipakai untuk mesin - mesin dengan bahan bakar yang memiliki viskositas tinggi.

5.1.2 Solid Injection.

Pada sistim ini bahan bakar disuntikkan kedalam silinder ruang bakar. Jadi bahan bakar (dalam bentuk cair) disuntikkan langsung kedalam ruang bakar tanpa harus mengalami proses atomisasi terlebih dahulu atau proses atomisasi terjadi dalam ruang bakar. Sistim ini biasa juga disebut dengan Airless Mechanical Injection.



Gb. 5.2 Diagram skematik sistim Solid Injection

Pada prinsipnya sistim ini memanfaatkan sebuah piston (plunyer) yang dapat bergerak bolak-balik. Cara kerja sistim ini telah diterangkan pada sub bab 1.1 .

Pada tugas sarjana ini sistim fuel injection pump yang dipilih adalah Solid Injection (Airless Mechanical Injection). Disamping itu karena mesin diesel yang dianalisis hanya memiliki satu silinder, maka sistim pengaliran atau pendistribusian bahan bakar kedalam ruang bakar digunakan sistim pompa sendiri-sendiri (Individual Injection Pump) atau dengan kata lain satu silinder dilayani oleh sebuah fuel injection pump.

5.2 Pompa Plunyer.

Pompa plunyer disini merupakan pompa kerja tunggal (single acting) penggerak tak langsung. Artinya selama dua langkah (bolak balik) hanya melakukan satu kali kerja (pengeluaran bahan bakar) dan tidak digerakkan langsung oleh crank shaftnya, melainkan dengan mekanisme Fuel Cam.

Oleh karena kecepatan plunyeranya tidak tetap dan bergerak bolak-balik, dimana gerak tersebut amat tergantung pada profil dari fuel camnya maka pompa ini tidak dapat menghasilkan aliran yang steady serta kapasitas alirannya bervariasi atau tidak kontinue.

Seperti pada sub bab 4.5.1 telah disinggung bahwa meskipun namanya Injection Pump dan prinsip kerjanya seperti pompa (pompa plunyer), tetapi sebenarnya dia bukan pompa. Karena pada dasarnya injection pump ini tidak memiliki tekanan hisap yang tinggi (tekanan hi-

sapnya $P_s \approx$ tekanan atmosfer P_0).

5.2.1 Penentuan diameter lubang pemasukan bahan bakar.

Penentuan diameter lubang pemasukan ini digunakan untuk membuktikan bahwa sebenarnya injection pump ini bukan merupakan sebuah pompa.

Dengan menganggap kecepatan bahan bakar saat masuk ke dalam silinder plunyer seperti benda jatuh bebas :

$$v_s = (2 \cdot g \cdot z_s)^{1/2}$$

dimana z_s = ketinggian tangki bahan bakar terhadap posisi pompa plunyer.

$$= 87 \text{ mm (data perhitungan)}$$

$$v_s = (2 \cdot 981,8,7)^{1/2}$$

$$= 130,6499 \text{ cm/s}$$

Kecepatan bahan bakar yang diijinkan pada langkah hisap

$$v_s = (0,75 + 2) \text{ m/s} \dots\dots\dots (5.1)$$

Jadi $v_s = 1,31 \text{ m/s}$ (memenuhi).

Dengan menggunakan persamaan kontinuitas, maka laju aliran bahan bakar yang harus "dilayani" yaitu :

$$Q = 16,289 \text{ cm}^3/\text{s} \text{ (lihat sub bab 4.5.1) dapat}$$

dicapai dengan diameter lubang pemasukan (d_s) :

$$d_s = (4 \cdot Q / \pi v_s \cdot z')^{1/2} \dots\dots\dots (5.2)$$

dimana z' = jumlah lubang pemasukan

$$= (1 + 8) \text{ buah} \dots\dots\dots (5.3)$$

(5.1) Bambang Yuniyanto, Pompa Plunyer, hal 57

(5.2) Ibid, hal 57

(5.3) Ibid, hal 57

diambil $z' = 2$ buah

maka :

$$d_s = (4 \cdot 16,289 / 3,14 \cdot 130,6499 \cdot 2)^{1/2}$$

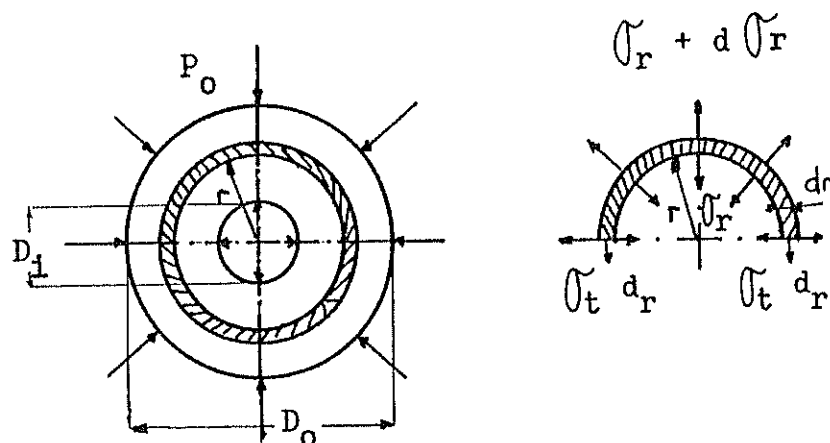
$$= 0,2817 \text{ cm}$$

diambil $d_s = 3 \text{ mm}$

5.2.2 Perhitungan tebal dinding silinder plunyer.

Perhitungan dinding silinder plunyer dapat dilakukan dengan menganggap bahwa dinding itu seperti dinding hidrolis (silinder berdinding tebal) dengan sumber tekanan berasal dari permukaan dalam silinder tersebut (dalam hal ini diakibatkan tekanan bahan bakar saja).

Analisis distribusi tegangan yang terjadi pada dinding silinder tebal dilakukan dengan menganggap bahwa tegangan yang terjadi atau bekerja pada silinder adalah tegangan tangensial σ_t (Hoop Stress) dan tegangan radial σ_r



Gb. 5.3 Diagram benda bebas silinder plunyer

$$\sigma_t = \frac{P_i (D_i/2)^2}{(D_o/2)^2 - (D_i/2)^2} \left[1 + (D_o/2)^2 \right] \dots (5.4)$$

$$\sigma_r = \frac{P_i (D_i/2)^2}{(D_o/2)^2 - (D_i/2)^2} \left[1 - (D_o/2)^2 \right] \dots (5.5)$$

Asumsi perhitungan :

*) dipilih bahan silinder Grey Cast Iron (GG 22) dengan pertimbangan :

- ketahanan aus, korosi dan panas yang tinggi
- mampu menahan tekanan kompresi yang tinggi

*) karakteristik material GG 22 (DIN 1691) ... (5.6)

- tegangan tarik yang diijinkan $\sigma_B = 24 \text{ kg/mm}^2$
- modulus elastisitas $E = (9500 \div 12000) \text{ kg/mm}^2$
- tebal dinding silinder yang diijinkan :

$$t_{sp} = (8 \div 15) \text{ mm}$$

*) tekanan maksimum bahan bakar $P_{inj} = 243,03 \text{ kg/cm}^2$

*) diameter dalam silinder $D_i = \text{diameter plunyer}$
 $= 5 \text{ mm}$

dengan mengambil $t_{sp} = 15 \text{ mm}$

maka diameter dinding luar yang terjadi (D_o) :

$$\begin{aligned} D_o &= D_i + 2t_{sp} \\ &= 5 + 2(15) \\ &= 35 \text{ mm} \end{aligned}$$

(5.4) Ernest C. Fitch J.R , Fluid Power and Control System; hal 172

(5.5) Ibid, hal 172

(5.6) Gustav Niemann , Machine Elements , Vol 1, hal 91

maka tegangan tarik yang terjadi untuk $r = D_i/2$:

$$\sigma_t = \frac{P_i (D_i/2)^2 ((D_o/2)^2 + (D_i/2)^2)}{((D_o/2)^2 - (D_i/2)^2) (D_i/2)}$$

$$\sigma_t = \frac{P_i ((D_o/2)^2 + (D_i/2)^2)}{(D_o/2)^2 + (D_i/2)^2}$$

$$= \frac{243,03 ((3,5/2)^2 + (0,5/2)^2)}{(3,5/2)^2 + (2,5/2)^2}$$

$$= 253,2 \text{ kg/cm}^2$$

Kriteria perhitungan silinder berdinding tebal :

$$P \gg \sigma_t/6 \quad \dots\dots\dots (5.8)$$

$$243,03 \gg 253,2/6$$

$$243,03 \gg 42,2 \text{ kg/cm}^2 \text{ (memenuhi)}$$

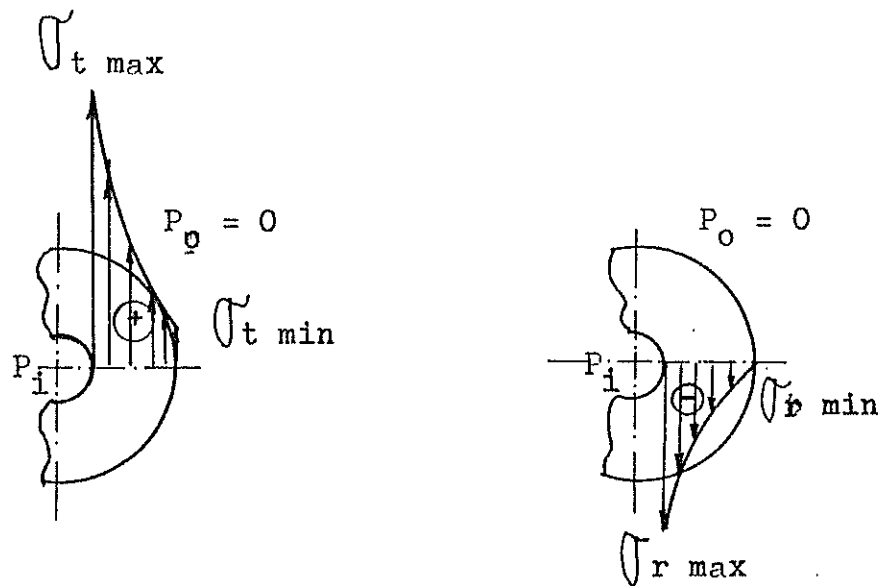
Tegangan radial yang terjadi pada $r = D_i/2$:

$$\sigma_r = -243,03 \text{ kg/cm}^2$$

Hasil-hasil perhitungan yang lain dapat ditabelkan sebagai berikut :

r (mm)	σ_t (kg/cm ²)	σ_r (kg/cm ²)
2,5	253,2	-243,03
5	67,1	-56,9
8	29,3	-19,2
10	20,1	-10,4
14	12,9	-2,8
17,5	10,13	0

(5.8) Ernest C. Fitch J.R , Fluid Power and Control System , hal 172



(a) Tegangan tarik (b) Tegangan radial

Gb. 5.4 Distribusi tegangan silinder plunyer

Tanda negatif pada tegangan radial tersebut berarti bahwa raha tegangan yang terjadi berlawanan dengan arah tekanan yang menimbulkan tegangan tersebut atau

$$P_i = \sigma_r$$

Karena material yang dipilih merupakan material getas, maka untuk pengecekan tebal dinding silinder dapat dilakukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 t_{sp} &= D_i/2 \left[\sqrt{\frac{\sigma_t + P_i}{\sigma_t - P_i}} - 1 \right] \dots\dots\dots (5.9) \\
 &= 0,5/2 \left[\sqrt{\frac{253,2 + 243,03}{253,2 - 243,03}} - 1 \right] \\
 &= 1,4963 \text{ cm} \\
 &= 14,963 \text{ mm} \quad (\text{mendekati } t_{sp} = 15 \text{ mm})
 \end{aligned}$$

(5.9) Ernest C. Fitch J.R , Fluid Power and Controle System , hal 173

*) pengecekan harga regangan (ξ_t) :

regangan yang diijinkan $\xi_t \leq 0,1778 \text{ mm} \dots (5.10)$

regangan yang terjadi akibat tegangan tarik :

$$\xi_t = \sigma_t / E, \text{ dimana diambil } E = 9500 \text{ kg/mm}^2$$

maka :

$$\begin{aligned} \xi_t &= 253,2 / 950.000 \\ &= 0,00027 \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} \xi_t \cdot D_1 &= (0,00027)5 \\ &= 0,00135 \text{ mm} < 0,1778 \text{ mm (memenuhi)} \end{aligned}$$

5.3 Perhitungan dimensi katup pengeluaran (Delivery Valve).

Pada sub bab 4.5.1 telah disinggung bahwa perhitungan dimensi katup hanya didasarkan pada diameter lubang delivery valve itu sendiri. Berdasarkan perhitungan tersebut didapatkan:

- diameter delivery valve $d_v = 2,3 \text{ mm}$
- tinggi angkat katup maksimum $h_v = 2 \text{ mm}$
- lebar dudukan katup $e_v = (0,2 + 0,253)d_v \dots (5.11)$

$$\begin{aligned} \text{diambil } e_v &= 0,253d_v \\ &= 0,5819 \text{ mm} \\ &\approx 1 \text{ mm} \end{aligned}$$

(5.10) Ernest C. Fitch J.R , Fluid Power and Control System, hal 174

(5.11) Bambang Yudianto , Pompa Plunyer , hal 57

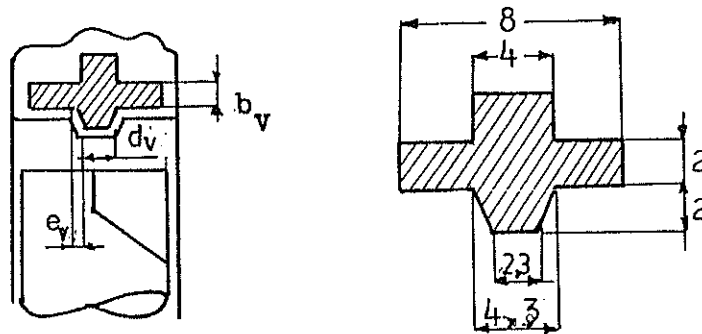
- tebal katup $b_v = (0,1 + 0,8)d_v \dots\dots\dots (5.12)$

diambil $b_v = 0,8d_v$

$= 1,84 \text{ mm}$

$\approx 2 \text{ mm}$

- bahan katup dipilih : Phosphor Bronze , dimana tekanan yang diijinkan yaitu $(200 + 600) \text{ kg/cm}^2 \dots\dots (5.13)$



Gb. 5.5 Dimensi lengkap delivery valve

5.4 Perhitungan dimensi pegas.

Pegas yang dipergunakan disini ada dua buah yaitu :

1. Plunyer spring, untuk mengatur langkah plunyer (saat langkah balik).
2. Delivery valve spring, digunakan untuk mengatur delivery valve.

5.4.1 Plunyer spring.

Cara perhitungan pegas disini adalah analog seperti pada sub bab 3.7 .

Asumsi perhitungan :

$$d_{ex} = 20 \text{ mm}$$

(5.12) Bambang Yuniyanto, Pompa Plunyer, hal 57

(5.13) Ibid, hal 57

$$d_{in} = 18 \text{ mm}$$

$$d_s = 1,0 \text{ mm}$$

$$D_m = 19 \text{ mm}$$

$$C = 19$$

$$K = 1,10$$

- gaya pegas = gaya inersia dari plunyer (pegas ini hanya dipergunakan untuk mengatur gerak plunyer saat langkah balik saja).

asumsi berat plunyer $m_p = 0,013 \text{ kg}$ dan percepatan plunyer maksimum $dc/dt = 117,4152 \text{ m/s}^2$ (lihat sub bab 4.4.2)

$$\begin{aligned} \text{maka gaya pegas } F &= 0,013 (117,4152/9,81) \\ &= 0,1795 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_s &= (8 \cdot 1,1 \cdot 0,1795 \cdot 1,9) / (3,14(0,1)^3) \\ &= 955,3 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

dipilih bahan pegas : Carbon Steel , dimana :

$$\tau_s = 4200 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$G = 8 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$$

- deformasi pegas maksimum $f_{max} = 13,9 \text{ mm}$
- $$\begin{aligned} i_{ac} &= (1,39(0,1)^4 \cdot 8 \cdot 10^5) / (8 \cdot 0,1795(1,9)^3) \\ &= 11,2585 \end{aligned}$$
- diambil $i_{ac} = 11$
- $$\begin{aligned} n' &= i_{ac} + 2 \text{ , tipe squared and ground} \\ &= 13 \end{aligned}$$

- panjang pegas bebas maksimum (l_{max}) :

$$l_{max} = n' \cdot d_s + f_{max} + (n' - 1)0,1$$

$$= 13 \cdot 1 + 13,9 + 1,2$$

$$= 28,1 \text{ mm}$$

- jarak pitch (p) :

$$p = 2,55 \text{ mm}$$

5.4.2 Delivery Valve Spring.

Asumsi perhitungan :

$$d_{ex} = 8 \text{ mm}$$

$$d_{in} = 4 \text{ mm}$$

$$d_s = 2 \text{ mm}$$

$$D_m = 6 \text{ mm}$$

$$C = 3$$

$$K = 1,59$$

$$\begin{aligned} \text{- gaya pegas } F &= P_{inj} (3,14 \cdot 0,23^2/4) \\ &= 10,08 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_s &= (8 \cdot 1,59 \cdot 10,08 \cdot 0,6) / (3,14 (0,2)^3) \\ &= 2908,8 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

bahan pegas dipilih : Phosphor Bronze

$$\tau_s = 3060 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1,05 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$G = 4,4 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$$

- deformasi pegas maksimum $f_{max} = 2 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} i_{ac} &= (0,2(0,2)^4 \cdot 4,4 \cdot 10^5) / (8 \cdot 10,08(0,6)^3) \\ &= 8,7 \text{ atau diambil} \end{aligned}$$

$$= 9$$

$$n^i = 11 \text{ (untuk tipe squared and ground)}$$

- panjang pegas bebas $l_{max} = 25 \text{ mm}$

- jarak pitch $p = 2,3 \text{ mm}$

5.5 Perhitungan roda gigi

Roda gigi disini dipergunakan untuk mengubah atau memindahkan posisi plunyer dengan memanfaatkan pengaruh (efek) sentrifugal dari poros governor.

Roda gigi tersebut terdiri dari rack (control rack) dan pinion (control sleeve).

Pada dasarnya perhitungan roda gigi rack dan pinion ini sama seperti perhitungan roda gigi biasa, yaitu dengan menganggap bahwa sebuah rack merupakan suatu pasangan roda gigi dengan jari-jari tak terhingga. Jadi urutan pemindahan gaya yang dipergunakan untuk mengubah posisi plunyer adalah :

Efek sentrifugal governor shaft \longrightarrow perubahan posisi rack \longrightarrow perubahan posisi plunyer melalui pinionnya. Dalam hal ini pasangan roda gigi yang dipergunakan merupakan roda gigi lurus.

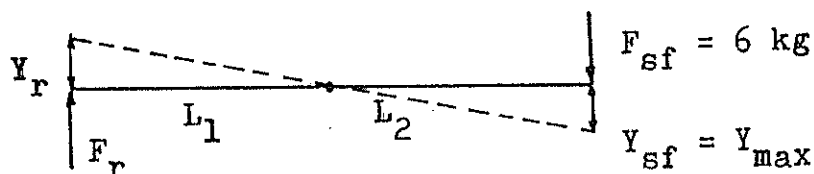
Data perhitungan :

diameter sementara $d_1 = 20$ mm

rasio putaran $i = 1$

rasio $b/d_{b1} = 0,212$ (5.14)

Momen atau torsi yang ditimbulkan akibat gaya sentrifugal :



Gb. 5.6 Mekanisme pembebanan governor lever

$$F_r/Y_r = F_{sf}/Y_{max} \rightarrow F_r = (Y_r/Y_{max})F_{sf}$$

diambil perbandingan tuas (lever) :

$$Y_r/Y_{max} = 1 \text{ atau } L_1 = L_2$$

sehingga $F_r = F_{sf}$, dengan kata lain gaya yang dipergunakan untuk menggerakkan rack adalah sama dengan gaya sentrifugal yang terjadi.

$$M_t = F_r \cdot L_1 \text{ , dimana } L_1 = L_2 = 58 \text{ mm (lihat sub bab 3.8)}$$

maka :

$$\begin{aligned} M_t &= 6(5,8) \\ &= 34,8 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

Daya yang mampu ditimbulkan (N_1) :

$$\begin{aligned} N_1 &= (0,34,8 \cdot 1,014)/75 \\ &= 0,0048 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Putaran roda gigi penggerak (rack) :

$$M_t = 71620 (N_1/n_1)$$

atau

$$\begin{aligned} n_1 &= 71620 (N_1/M_t) \\ &= 71620 (0,0048/34,8) \\ &= 9,9 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\text{Jumlah gigi } z = 18 \quad \dots \dots \dots (5.15)$$

$$\begin{aligned} \text{Modul } m &= d_1/z \\ &= 20/18 \\ &= 1,1111 \end{aligned}$$

$$\text{diambil modul roda gigi normal } m_n = 1,25 \dots \dots (5.16)$$

(5.15) Gustav Niemann, Machine Elements, vol 2, hal 155
 (5.16) Op. cit, hal 130

Pemilihan bahan : (5.17)

roda gigi rack : 16 Mo Cr 5 , $k_o = 5 \text{ kg/mm}^2$, dan

$$\sigma_o = 42 \text{ kg/mm}^2$$

roda gigi pinion: 16 Mo Cr 5, $k_o = 5 \text{ kg/mm}^2$

$$\sigma_o = 42 \text{ kg/mm}^2$$

Penentuan kecepatan roda gigi (v) :

$$v = 3.14 \cdot d_1 \cdot n_1 / 60$$

$$= 3,14 \cdot 20 \cdot 9,6 / 60$$

$$= 10,05 \text{ mm/s}$$

*) Kekuatan ketahanan permukaan (K_D) :

$$K_D = Y_G \cdot Y_H \cdot Y_V \cdot Y_S \cdot k_o \quad \dots \dots \dots (5.18)$$

$$Y_G = 0,5 + 2,1 \cdot 10^4 / 2E \quad \dots \dots \dots (5.19)$$

$$= 0,5 + 2,1 \cdot 10^4 / (2 \cdot 2,1 \cdot 10^4)$$

$$= 1$$

$$Y_H = 1 \text{ (faktor kekerasan material)} \quad \dots \dots \dots (5.20)$$

$$Y_V = 0,7 + (0,6 / (1 + (8/v)^2)) \quad \dots \dots \dots (5.21)$$

$$= 0,7 + (0,6 / (1 + (8/0,01005)^2))$$

$$= 0,7$$

$$v_{50} \approx 300 \text{ cSt (viskositas)} \quad \dots \dots \dots (5.22)$$

$$Y_S = 1,35$$

$$\text{maka } K_D = 1 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1,35 \cdot 5$$

$$= 4,725 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{faktor beban kejut } C_s = 1,75 \quad \dots \dots \dots (5.23)$$

(5.17) Gustav Niemann, Machine Elements , vol 2 ,
hal 35

(5.18) Op. cit, hal 136

(5.19) Op. cit, hal 136

(5.20) Op. cit, hal 136

(5.21) Op. cit, hal 136

(5.22) Op. cit, hal 137

(5.23) Op. cit, hal 131

*) Faktor keamanan terhadap pitting , $S_G \gg 1$

$$B_o = B_{zul} = (0,35K_D \cdot i) / ((\cos^3 \beta_o)^{1/2} C_s \cdot S_G (1 + i))$$

dimana $S_G = 1,3$ untuk long life gear (5.24)

$$\beta_o = 0^\circ \text{ (roda gigi lurus)}$$

maka :

$$\begin{aligned} B_{zul} &= (0,35 \cdot 4,725 \cdot 1) / (1,75 \cdot 1,3 (1 + 1)) \\ &= 0,3635 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

diameter rolling (d_{bl}) :

$$\begin{aligned} d_{bl} &\gg 113((d_{bl} \cdot N_1) / (b \cdot n_1 \cdot B_{zul}))^{1/3} \dots \dots (5.25) \\ &= 113((0,0048) / (0,212 \cdot 9,9 \cdot 0,3635))^{1/3} \\ &= 21,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pengecekan kecepatan roda gigi :

$$\begin{aligned} v &= 3,14 \cdot 21,9 \cdot 9,9 / (60 \cdot 1000) \\ &= 0,0114 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Ternyata harga kecepatan tersebut tidak sama dengan harga kecepatan yang diasumsikan, maka perlu dilakukan iterasi untuk menentukan harga kecepatan yang sebenarnya.

Dengan cara dan rumus yang sama seperti diatas maka :

$$Y_G = 1$$

$$Y_H = 1$$

$$Y_v = 0,7$$

$$Y_s = 1,35$$

$$\begin{aligned} \text{maka } K_D &= 1 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1,35 \cdot 5 \\ &= 4,725 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

$$B_{zul} = 0,3635 \text{ kg/mm}^2$$

(5.24) Gustav Niemann, Machine Elements, vol 2, hal 129
(5.25) Op.cit, hal 117

$$d_{b1} = 21,9 \text{ mm}$$

$$v = 0,114 \text{ m/s (sama dengan pemisalan)}$$

Maka jumlah gigi (z) :

$$\text{arah penampang lintang } z_1 = d_{b1}/m_n \dots\dots\dots (5.26)$$

$$= 21,9/1,25$$

$$= 17,52$$

$$= 18$$

$$= z_2 \text{ (karena } i = 1)$$

$$\text{arah normal } z_n = z/(\cos^2 \beta_g \cdot \cos \beta_o) \dots\dots\dots (5.27)$$

$$z_{n1} = z_{n2} = 18/(1 \cdot \cos 20^\circ)$$

$$= 19,2 \text{ (} \beta_g = 0, \text{ roda gigi lurus)}$$

$$\text{Lebar roda gigi } b = 0,212d_{b1}$$

$$= 0,212(21,9)$$

$$= 3,816 \text{ mm atau diambil}$$

$$= 8 \text{ mm}$$

Diameter pitch :

$$\text{normal } d_{on} = z_n \cdot m_n \dots\dots\dots (5.28)$$

$$\text{maka } d_{o1} = d_{o2} = 19,2(1,25)$$

$$= 24 \text{ mm}$$

Faktor korigasi (x) :

$$x_1 + x_2 = 3,5 - (80/(z_{n1} + z_{n2} + 10)) \dots\dots (5.29)$$

$$= 3,5 - (80/(2 \cdot 19,2 + 10))$$

$$= 1,85$$

(5.26) Gustav Niemann, Machine Elements , vol 2 ,
hal 118

(5.27) Op. cit, hal 106

(5.28) Op. cit, hal 106

(5.29) Op. cit, hal 114

$$\begin{aligned}
 x_2 &= (x_1 + x_2) - x_1 \\
 &= 1,85 - 0,92 \\
 &= 0,93
 \end{aligned}$$

Diameter puncak gigi (d_k) :

$$\begin{aligned}
 d_k &= d_b + 2h_k \quad \dots\dots\dots (5.30) \\
 d_{k1} &= d_{b1} + 2m_n \\
 &= 21,9 + 2(1,25) \\
 &= 24,4 \text{ mm} \\
 &= d_{k2}
 \end{aligned}$$

Diameter kaki gigi (d_{kg}) :

$$\begin{aligned}
 d_{kg} &= d_k - 2 \cdot \text{tinggi gigi} \\
 &= d_k - 2(1,85m_n) \\
 d_{kg1} &= d_{k1} - 3,96(1,25) \\
 &= 20,7 \text{ mm} \\
 &= d_{kg2}
 \end{aligned}$$

*) Intensitas beban efektif (B_w) :

$$\begin{aligned}
 \text{gaya keliling } U &= M_t / (d_{b1} / 2) \quad \dots\dots\dots (5.31) \\
 &= 2.34,8 / (2,19) \\
 &= 31,8 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

gaya keliling/lebar gigi $u = U/b$

$$= 31,8/8$$

$$= 3,975 \text{ kg/mm}$$

(5.30) Gustav Niemann , Machine Elements , vol 2 ,
hal 118

(5.31) Op. cit, hal 88

Intensitas beban nominal (B) :

$$\begin{aligned} B &= U/(d_{b1} \cdot b) \dots\dots\dots (5.32) \\ &= 31,8/(21,9 \cdot 8) \\ &= 0,1815 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Efek pembebanan :

faktor beban kejut $C_s = 1,75$
 untuk $v = 0,0114 \text{ m/s}$, diperoleh :
 Kualitas DIN 3962 (kwalitas 12) (5.33)

$$g_e = 16$$

$$g_R = 4$$

kesalahan arah lingkaran dasar :

$$\begin{aligned} f_e &\leq g_e (3 + 0,3m_n + 0,2(d_{o1})^{1/2}) \dots\dots\dots (5.34) \\ &= 16 (3 + 0,3 \cdot 1,25 + 0,2(24)^{1/2}) \\ &= 69,5784 \text{ } \mu\text{m} \end{aligned}$$

kesalahan arah gigi :

$$\begin{aligned} f_R &\leq g_R (b)^{1/2} \dots\dots\dots (5.35) \\ &= 4(8)^{1/2} \\ &= 11,3137 \text{ } \mu\text{m} \end{aligned}$$

kesalahan arah gigi efektif :

$$f_{Rw} \leq 0,75 \cdot f_R + g_k \cdot u \cdot C_s \dots\dots\dots (5.36)$$

dimana $g_k = 0,3$ untuk over hanging (5.37)

(5.32) Gustav Niemann , Machine Elements , vol 2,
 hal 88

(5.33) Op. cit, hal 129
 (5.34) Op. cit, hal 129
 (5.35) Op. cit, hal 129
 (5.36) Op. cit, hal 129
 (5.37) Op. cit, hal 129

maka :

$$f_{Rw} = 0,75(11,3137) + 0,3 \cdot 3,975 \cdot 1,75$$

$$= 10,0504 \mu\text{m}$$

Faktor kesalahan gigi dipilih $f_{\text{max}} = 69,5784 \mu\text{m}$

$$u \cdot C_s + 0,25 \cdot f_{\text{max}} = 3,975 \cdot 1,75 + 0,25 \cdot 69,5784$$

$$= 24,3509$$

overlap ratio $\zeta_{\text{sp}} = 0$ (untuk roda gigi lurus)

Faktor dinamik (C_D) :

$$u_{\text{dyn}} = 0,47 \quad \dots\dots\dots(5.38)$$

$$C_D = 1 + (u_{\text{dyn}} / (u \cdot C_s (\zeta_{\text{sp}} + 1)))$$

$$\leq 1 + (0,3 \cdot u \cdot C_s + f_{\text{max}}) / (u \cdot C_s (\zeta_{\text{sp}} + 1)) \dots(5.39)$$

$$= 1 + (0,47) / (3,975 \cdot 1,75 \cdot 1)$$

$$\leq 1 + (0,3 \cdot 3,975 \cdot 1,75 + 69,5784) / (3,975 \cdot 1,75 \cdot 1)$$

$$= 1,0676 < 11,3023 \quad (\text{memenuhi})$$

Jadi $C_D = 1,0676$

Faktor distribusi beban (C_T) :

$$T = C_z \cdot f_{Rw} \cdot b/U \cdot C_s \cdot C_D \dots\dots\dots(5.40)$$

$$\text{dimana } C_z = 1 \quad \dots\dots\dots(5.41)$$

maka :

$$T = 1 \cdot 10,0504 \cdot 8 / (34,8 \cdot 1,75 \cdot 1,0676)$$

$$= 1,2367$$

$$C_T = 1,7264 \quad (\text{interpolasi}) \dots\dots\dots(5.42)$$

$$C = 1 \quad (\text{spur gear})$$

(5.38) Gustav Niemann, Machine Elements, vol 2, hal 131

(5.39) Ibid, hal 131

(5.40) Op. cit, hal 132

(5.41) Op. cit, hal 132

(5.42) Op. cit, hal 132

$$\begin{aligned}
 \text{Jadi } B_w &= C_s \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_\beta \cdot B \dots\dots\dots (5.43) \\
 &= 1,75 \cdot 1,0676 \cdot 1,7264 \cdot 0,1815 \\
 &= 0,5854 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

*) Tegangan kaki gigi (σ_w) :

rasio kontak (ϵ)

$$\begin{aligned}
 \cos \alpha_{kl} &= (d_{bl}/d_{kl}) \cos \beta_b \\
 &= (21,9/24,4) \cos 20^\circ
 \end{aligned}$$

$$\alpha_{kl} = 32,5^\circ$$

$$\epsilon_1 \cdot m_b / h_{kl} = d_{bl} (\text{tg } \alpha_{kl} - \text{tg } \alpha_b) / (2 \pi h_{kl}) \dots (5.44)$$

$$\begin{aligned}
 \text{atau } \epsilon_1 &= d_{bl} (\text{tg } \alpha_{kl} - \text{tg } \alpha_b) / (2 \pi m_b) \\
 &= 21,9 (\text{tg } 32,5 - \text{tg } 20) / (2 \cdot 3,14 \cdot 1,25) \\
 &= 0,7615
 \end{aligned}$$

$$= \epsilon_2$$

$$\begin{aligned}
 \text{maka } \epsilon &= \epsilon_1 + \epsilon_2 \quad (\text{untuk roda gigi lurus}) \\
 &= 1,523
 \end{aligned}$$

rasio kontak normal (ϵ_n) :

$$\epsilon_n = \epsilon / \cos^2 \beta_o \quad (\beta_o = 0, \text{ untuk roda gigi lurus})$$

$$= 1,523$$

$$\begin{aligned}
 \epsilon_w &= 1 + (\epsilon_n - 1)(m_n + v/4) / (m_n + f/6) \quad 2 \\
 &= 1 + (1,523 - 1)(1,25 + 0,0114/4) / (1,25 \\
 &\quad + 69,5784/6) \quad 2 \dots\dots\dots (5.45) \\
 &= 1,051 < 2 \quad (\text{memenuhi})
 \end{aligned}$$

(5.43) Gustav Niemann, Machine Elements, vol 2, hal 88

(5.44) Op. cit, hal 138

(5.45) Op. cit, hal 134

faktor kaki gigi (q_{ξ}) :

$$\begin{aligned} q_{\xi 1} &= 1,4 / (\xi_n + 0,4) \dots\dots\dots (5.46) \\ &= 1,4 / (1,523 + 0,4) \\ &= 0,728 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{\xi 2} &= 1,4 / (\xi_w + 0,4) \dots\dots\dots (5.47) \\ &= 1,4 / (1,051 + 0,4) \\ &= 0,9649 \end{aligned}$$

untuk $z_1 = z_2 = 18$ dan $x_1 = x_2 = 0,93$

maka :

$$\begin{aligned} q_{k1} &= q_{k2} \dots\dots\dots (5.48) \\ &= 1,7 \end{aligned}$$

dan

$$\begin{aligned} q_w &= q_{\xi} \cdot q_k \dots\dots\dots (5.49) \\ q_{w1} &= q_{\xi 1} \cdot q_{k1} \\ &= 0,728 \cdot 1,7 \\ &= 1,2376 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{w2} &= q_{\xi 2} \cdot q_{k2} \\ &= 0,9649 \cdot 1,7 \\ &= 1,6403 \end{aligned}$$

Jadi tegangan kaki gigi (σ_w) :

$$\begin{aligned} \sigma_w &= B_w \cdot z \cdot q_w \dots\dots\dots (5.50) \\ \sigma_{w1} &= B_w \cdot z_1 \cdot q_{w1} \end{aligned}$$

(5.46) Gustav Niemann , Machine Elements , vol 2, hal 134

(5.47) Ibid; hal 134

(5.48) Ibid; hal 134

(5.49) Ibid, hal 134

(5.50) Op. cit, hal 98

$$\begin{aligned}\sigma_{w1} &= 0,5854 \cdot 18 \cdot 1,2376 \\ &= 13,0342 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w2} &= B_w \cdot z_2 \cdot q_{w2} \\ &= 0,5854 \cdot 18 \cdot 1,6403 \\ &= 17,2842 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

*) Faktor keamanan terhadap kepatahan kaki gigi :

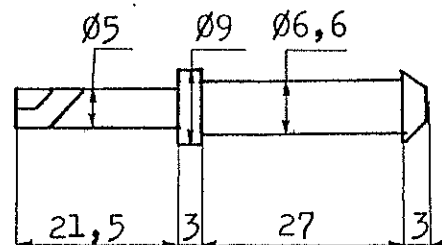
$$S_B = \sigma_o / \sigma_w \quad \dots\dots\dots (5.51)$$

$$\begin{aligned}S_{B1} &= 42/13,0342 \\ &= 3,2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}S_{B2} &= 42/17,2842 \\ &= 2,43\end{aligned}$$

5.6 Dimensi plunyer.

Gambar lengkap atau dimensi dari plunyer adalah sebagai berikut :



Gb. 5.7 Plunyer dan dimensinya

Pengecekan berat plunyer (m_p) :

dengan melihat gambar 5.7 maka volume total plunyer yang terjadi :

$$V_{pl} = (\pi \cdot 0,5^2 \cdot 2,15/4) + (\pi \cdot 0,9^2 \cdot 0,3/4) + (\pi \cdot 0,66^2 \cdot 3/4) \\ = 1,6395 \text{ cm}^3$$

$$\text{massa jenis plunyer } \rho_p = 0,0079 \text{ kg/cm}^3 \dots\dots\dots (5.52)$$

sehingga berat plunyer :

$$m_p = V_{pl} \cdot \rho_p \\ = 1,6395 (0,0079) \\ = 0,01295 \text{ kg (mendekati } 0,013 \text{ kg)}$$

5.7 Pengkajian dimensi plunyer terhadap tegangan Buckling.

- bahan plunyer GG 22 (sama seperti silinder plunyer) dimana :

tegangan buckling yang diijinkan (σ_p) :

$$\sigma_p = 1540 \text{ kg/mm}^2 \dots\dots\dots (5.53)$$

- slenderness ratio $\lambda \geq 80$

- panjang tekuk bebas $L_K = 20(d_p) \\ = 100 \text{ mm}$



Gb. 5.8 Mekanisme pembebanan pada plunyer

(5.52) G.L Tuve and L.C Domhody , Engineering Experimentation , hal 284

(5.53) Gustav Niemann, Machine Elements, vol 1, hal 54

- slenderness ratio $\lambda = L_K/i \dots\dots\dots (5.54)$

momen inersia polar plunyer $I = 3,14(0,5)^4/4$
 $= 0,0061 \text{ cm}^4$

luas penampang plunyer rata-rata $A_p = 0,4448 \text{ cm}^2$

Jari-jari inersia penampang melintang plunyer (i):

$$i = (I/A_p)^{1/2}$$

$$= (0,0061/0,4448)^{1/2}$$

$$= 0,1171 \text{ cm}$$

maka

$$= 10/0,1171$$

$$= 85,4 > 80 \text{ (memenuhi)}$$

- tegangan buckling yang terjadi (σ_k) :

$$\sigma_k = 9,87 \cdot 10^6 / 2^2 \dots\dots (5.55)$$

$$= 9,87 \cdot 10^6 / (85,4)^2$$

$$= 1353,3 \text{ kg/cm}^2$$

karena $\sigma_k < \sigma_p$ (memenuhi)

- tegangan beban yang mengakibatkan terjadinya

Buckling $\sigma = 243,03 \text{ kg/cm}^2$ (tekanan penyuntikkan bahan bakar maksimum).

- angka keamanan terhadap buckling (S_F) :

$$S_F = A_p \cdot \sigma_k / F \dots\dots\dots (5.56)$$

$$= A_p \cdot \sigma_k / (A_p \cdot \sigma)$$

$$= \sigma_k / \sigma$$

$$= 1353,3 / 243,03$$

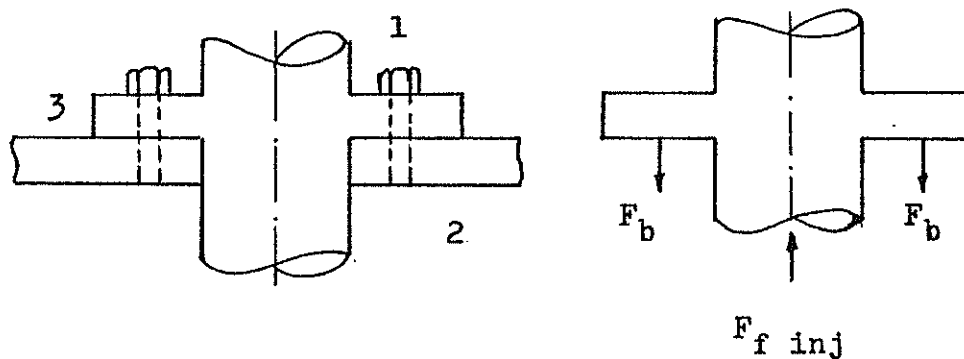
$$= 5,6$$

(5.54) Gustav Niemann , Machine Elements , Vol 1,
 hal 54

(5.55) Ibid; hal 54

(5.56) Ibid; hal 54

5.8 Perhitungan dimensi baut pemegang body Fuel Injection Pump.



Gb. 5.9 Gaya-gaya pada baut pemegang
body fuel injection pump

dimana :

1 = baut pemegang body fuel injection pump

2 = cover box

3 = body fuel injection pump

Dari sub bab 4.5.1 telah dihitung gaya yang diperlukan untuk mendorong plunyer. Sehingga gaya tersebut harus mampu ditahan baut pemegang body fuel injection pump. Jadi beban baut akibat tekanan bahan bakar :

$$\begin{aligned} F_{f \text{ inj}} &= F_o \\ &= 47,72 \text{ kg} \end{aligned}$$

Beban baut pada proses pengencangan :

$$F_{bs \text{ inj}} = 284 d_b \quad \dots\dots\dots (5.57)$$

dimana d_b = diameter nominal baut.

Karena disini tipe sambungan yang digunakan adalah metal to metal (packing atau shimnya terbuat dari logam)

maka faktor sambungan (K_j) :

$$K_j = 0,00 + 0,1 \dots\dots\dots (5.58)$$

diambil $K_j = 0,1$

sehingga beban total yang terjadi pada baut :

$$\begin{aligned} F_b &= K_j \cdot F_{f \text{ inj}} + F_{bs \text{ inj}} \dots\dots\dots (5.59) \\ &= 0,1(47,72) + 284d_b \end{aligned}$$

Tegangan tarik yang terjadi pada tiap baut (σ_t) :

$$\sigma_t = 4F_b / (\pi \cdot d_c^2 \cdot n_b) \dots\dots\dots (5.60)$$

dimana :

n_b = jumlah baut = 3 buah (diambil)

d_c = diameter minor baut

$$= 0,84d_b \dots\dots\dots (5.61)$$

maka :

$$\begin{aligned} \sigma_t &= 4(4,772 + 284d_b) / (\pi \cdot 0,84^2 \cdot d_b^2 \cdot 3) \\ &= (2,87 + 170,8239d_b) / d_b^2 \end{aligned}$$

dengan mengambil diameter nominal baut $d_b = 6$ mm maka :

$$\sigma_t = 297,7 \text{ kg/cm}^2$$

Jadi dipilih bahan baut : St 38,13 $\dots\dots\dots$ (5.62)

dimana tegangan tarik yang diijinkan :

$$\sigma_B = (38 \div 45) \text{ kg/mm}^2 \dots\dots\dots (5.63)$$

Dimensi standart baut M 6 $\dots\dots\dots$ (5.64)

(5.58) R.S Khurmi and J.K Gupta , Machine Design ,
hal 322

(5.59) Op. cit; hal 328

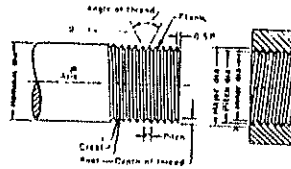
(5.60) Op. cit; hal 322

(5.61) Op. cit, hal 325

(5.62) Gustav Niemann , Machine Elements , Vol 1 ,
hal 193

(5.63) Op. cit, hal 194

(5.64) R.S Khurmi and J.K Gupta , Machine Design ,
hal 320



diameter mayor (diameter nominal)	$d_b = 6 \text{ mm}$
diameter pitch (diameter efektif)	$d_{pt} = 5,350 \text{ mm}$
jarak pitch	$p = 1 \text{ mm}$
diameter minor	$d_c = 4,773 \text{ mm}$
depth of thread	$l_t = 0,613 \text{ mm}$

Gb. 5.10 Dimensi standart baut M 6

Panjang baut yang diijinkan $L_b = (5 + 150)\text{mm} \dots (5.65)$

diambil $L_b = 15 \text{ mm}$

Tebal dudukan body fuel injection pump :

$$b_{inj} = 1,4d_b \dots (5.66)$$

$$= 1,4(6)$$

$$= 8,4 \text{ mm}$$

(5.65) Gustav Niemann , Machine Elements , vol 1 ,
hal 194

(5.66) Ibid, hal 194

BAB VI

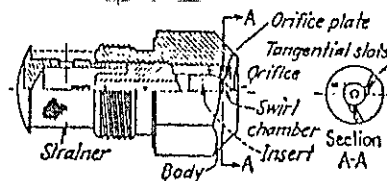
INJECTOR (NOZEL)

Setelah bahan bakar dialirkan dari fuel injection pump melalui pipa tekanan tinggi dan sampai ke injector (nozél), maka bahan bakar tersebut siap dikabutkan dalam ruang bakar. Berdasarkan fungsinya, nozel dapat dibedakan sebagai berikut:

1. Open Injection Nozzles.
2. Closed Injection Nozzles.

6.1 Open Injection Nozzles.

Pada prinsipnya nozel tipe ini digunakan untuk memperoleh proses pembakaran yang kontinue. Contoh pemakaian nozel ini adalah burner nozel pada turbin gas.



Gb. 6.1 Injection Nozzles turbin gas

Bahan bakar mengalir melalui strainer (pengarah), kemudian melalui sumbu nozzles insert dan berputar pada tangensial slots (timbul efek pusaran) untuk selanjutnya keluar melalui lubang orifice.

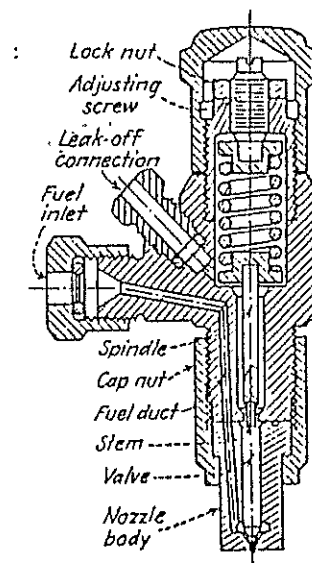
Tekanan penyemprotan minimum yang digunakan berkisar antara $(3,5 + 7,0) \text{ kg/cm}^2$. Akibat tekanan penyemprotan yang

rendah ini mengakibatkan proses atomisasi yang terjadi kurang sempurna.

6.2 Closed Injection Nozzles.

Nozel tipe ini memanfaatkan gaya pegas untuk menggerakkan katupnya, dimana pengoperasiannya dapat dilakukan secara hidrolis atau dalam beberapa hal bisa juga secara mekanis.

Pada prinsipnya nozel ini terdiri terdiri atas sebuah katup (katup jarum), dimana pada ujung bawahnya terdapat dua bidang kerucut. Kerucut yang pertama "tetap" padaudukannya dan kerucut yang kedua menerima beban tekanan bahan bakar.



Gb. 6.2 Closed Injection Nozzles

Jika tekanan bahan bakar melebihi gaya pegas, maka katup akan terangkat keatas sehingga membuka ujung/lubang nozel. Akibatnya bahan bakar memancar keluar sesuai dengan

tekanan yang diterimanya dan bentuk pengabutan yang terjadi sesuai pula dengan bentuk lubang orifice (perhatikan gambar 6.3).

Berbeda dengan tipe open injection nozel, maka tipe nozel ini digunakan untuk memperoleh proses pembakaran yang tidak kontinue (untuk waktu tertentu saja).

Jadi dalam tugas sarjana ini dipilih tipe Closed Injection Nozzles, sebab nozel tipe ini amat tepat digunakan dalam proses pembakaran motor bakar.

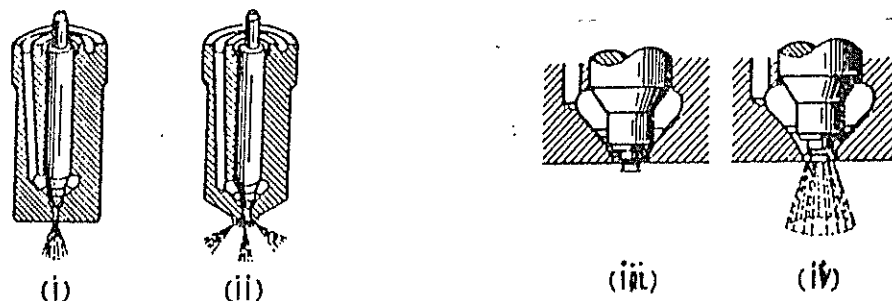
Berdasarkan bentuk ujungnya (lubang orifice), maka closed injection nozzle ini dibedakan sebagai berikut :

1. Hole nozzle (nozel katup jarum).

Pada nozel jenis ini bisa memiliki lebih dari satu lubang orifice. Umumnya digunakan pada sistim pembakaran langsung (Direct Injection).

2. Pintle nozzle (nozel pasak).

Berbeda dengan hole nozzle, maka nozel ini hanya memiliki satu lubang orifice. Pada umumnya pintle nozzle ini digunakan pada sistim pembakaran tidak langsung (Indirect Injection).



Gb. 6.3 Bentuk-bentuk lubang orifice nozel

Gambar 6.3 (i) dan (ii) diatas masing-masing memperlihatkan nozel lubang tunggal dan lubang banyak. Pada gambar 6.3 (iii) dan (iv) disebut nozel pasak atau pintle nozzle. Ujung katup pasak pada nozel ini berbentuk silinder dan menonjol keluar pada ujung nozel, sehingga dengan lubang nozel ini terbentuk rongga silinder. Dengan demikian apabila katup pasaknya membuka lubang nozel, bahan bakar akan mengalir melalui rongga tersebut dan membuat pancaran dengan bentuk kerucut berlubang.

Jadi perbedaan bentuk dari nozel ini sebenarnya merupakan perbedaan bentuk lubang orifice. Dimana pemilihan tipe nozel yang akan dipergunakan sangat dipengaruhi oleh bentuk ruang bakar yang digunakan (sistim penyalaan/pembakaran) dan tekanan penyemprotannya.

Diantara kedua jenis injector seperti tersebut diatas yang membedakannya adalah karena masing-masing memiliki karakteristik sendiri-sendiri.

Karakteristik jenis Hole nozzle :

- tekanan penyemprotannya minimum 200 kg/cm^2 , agar diperoleh ukuran butiran yang kecil dan jarak pancar (Penetration) yang panjang serta menghindari terjadinya penyumbatan lubang orifice.
- distribusi campuran bahan bakar-udara dalam ruang bakar lebih baik.
- digunakan untuk sistim ruang bakar terbuka atau Open Combustion Chamber atau lebih dikenal dengan sistim Direct Injection.

Karakteristik Pintle nozzle :

- tekanan penyemprotan minimal 120 kg/cm^2
- digunakan pada sistim ruang bakar kamar muka (pre-combustion Chamber) atau lebih dikenal dengan sistim Indirect Injection.
- adanya ruang bakar kamar muka mengakibatkan gerakan bahan bakar dalam ruang bakar menjadi cepat (efek turbulensi) dan proses pencampuran bahan bakar-udara lebih baik (proses atomisasi lebih baik tetapi distribusi campuran bahan bakar-udara kurang baik).
- mengurangi detonasi, proses pencampuran bahan bakar - udara dapat dilakukan secara lebih sempurna dan dalam waktu yang singkat sehingga waktu persiapan pembakaran (ignition delay) dapat dikurangi juga.

Karena dalam tugas sarjana ini digunakan mesin dengan sistim pembakaran langsung (Direct Injection), maka nozel yang dipilih adalah nozel tipe lubang (Hole nozzle).

6.3 Waktu pengapian (Ignition Timing).

Pada sub bab 4.5.1 telah dihitung bahwa waktu yang diperlukan untuk penyuntikan bahan bakar (Injection Timing) adalah $8,9 \leq x_d \leq 11,345 \text{ mm}$ (dari BDC plunyer) atau $102,8^\circ \leq \theta \leq 121,5^\circ$ (dari putaran fuel cam)

$$\begin{aligned} \text{Injection timing } t_{in}^{\dagger} &= (121,5 - 102,8) 60 / 360 \cdot 1100 \\ &= 0,0028 \text{ s} \end{aligned}$$

Agar bahan bakar dapat mencapai nozel, maka bahan bakar tersebut harus dialirkan melalui pipa tekanan tinggi. Sehingga diperlukan waktu untuk mengalirkan bahan bakar pada pipa tekanan tinggi (t_f).

Kecepatan accoustic bahan bakar pada pipa tekanan tinggi (c_a):

$$c_a = (E_f \cdot g/\gamma_f)^{1/2} \dots\dots\dots (6.1)$$

dimana:

$$\begin{aligned} E_f &= \text{modulus elastisitas bahan bakar} \\ &= 19686,3 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots (6.2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \gamma_f &= \text{berat jenis bahan bakar} \\ &= 0,00085 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} c_a &= (19686,3 \cdot 981/0,00085)^{1/2} \\ &= 150732,6 \text{ cm/s} \end{aligned}$$

Sehingga waktu yang diperlukan untuk mengalirkan bahan bakar pada pipa tekanan tinggi dengan panjang pipa yaitu $l_d = 32 \text{ cm}$ (lihat sub bab 4.5.1):

$$\begin{aligned} t_f &= l_d/c_a \\ &= 32/150732,6 \\ &= 0,0002 \text{ s} \end{aligned}$$

Atau dengan kata lain waktu sebenarnya yang diperlukan untuk proses penyuntikan bahan bakar dalam silinder ruang bakar (Injection Timing yang sesungguhnya):

$$\begin{aligned} t_{inj} &= t'_{inj} - t_f \\ &= 0,0028 - 0,0002 \end{aligned}$$

(6.1) L.C Lychty, Internal Combustion Engines, hal. 262
(6.2) Ibid, hal 262

$$= 0,0026 \text{ s}$$

Ternyata injection timing ini dapat ditempuh untuk putaran crank shaft $n = 2200 \text{ rpm}$:

$$\begin{aligned} \theta_{cr} &= (360 \cdot 0,0026 \cdot 2200) / 60 \\ &= 34,32^\circ \text{ dari putaran crank shaft.} \end{aligned}$$

Secara ideal bahwa injection timing adalah sama dengan ignition timing, atau $t_{inj} = t_{ig}$.

Tetapi kenyataannya bahan bakar akan tertunda terlebih dahulu sebelum terbakar (bahan bakar membutuhkan waktu "persiapan" untuk melakukan proses pembakaran itu sendiri atau sering disebut Ignition Lag).

Ignition itu sendiri dipengaruhi beberapa hal yaitu :

- sifat bahan bakar
- tekanan penyuntikan (Injection Pressure)
- homogenitas campuran antara bahan bakar - udara
- distribusi campuran bahan bakar - udara dalam ruang bakar.

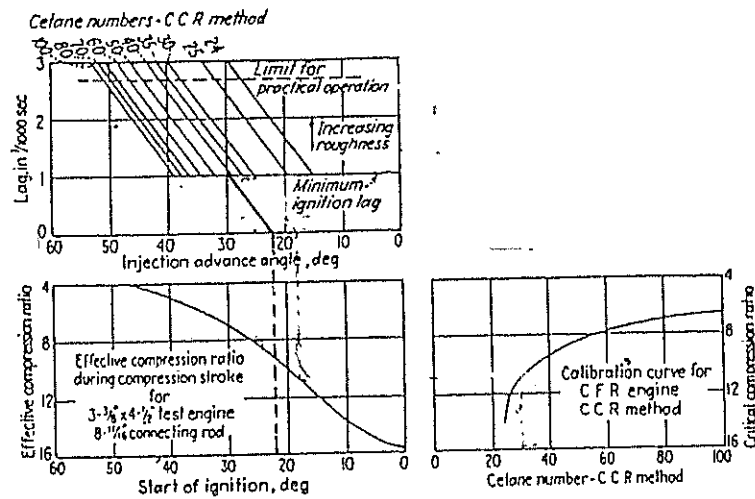
Dalam motor bakar (mesin diesel) ignition lag ini harus direncanakan sesingkat mungkin untuk mengurangi terjadinya detonasi.

Ignition lag yang diijinkan : $(0,001 \text{ s/d } 0,0027) \text{ s} \dots (6.3)$

diambil ignition lag = $0,001 \text{ s}$

$$= 13,2^\circ \text{ dari putaran crank shaft.}$$

Berdasarkan sifat bahan bakar dan putaran mesin, maka ignition timing (t_{ig}) :



Gb. 6.4 Hubungan antara sifat bahan bakar, putaran mesin terhadap Ignition Timing

Untuk high speed & stasioner engine biasanya dipergunakan Light Diesel Oil dengan angka cetane rata - rata yaitu 41,4 (6.4)

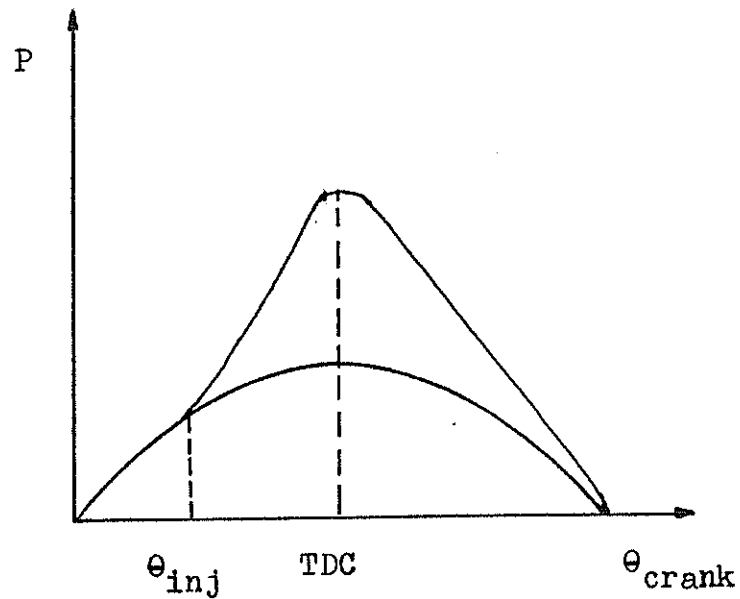
Maka dari gambar 6.4 diperoleh :

$$t_{ig} = 20,5^{\circ} \text{ BTDC dari crank shaft}$$

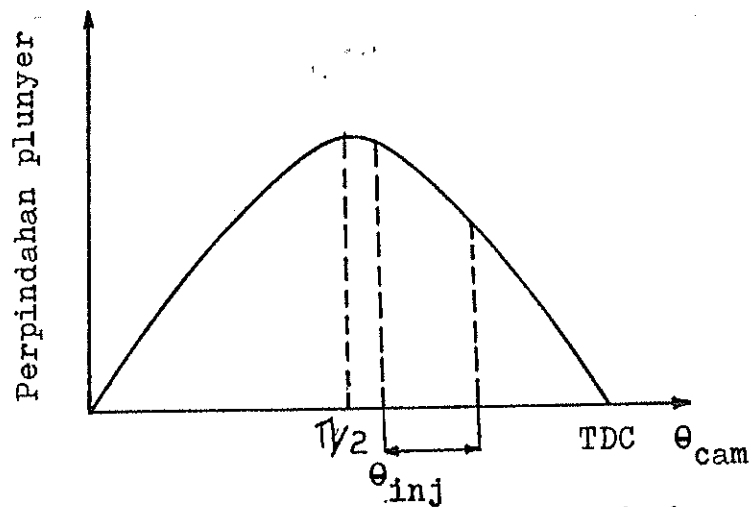
Atau secara lengkap :

$$\begin{aligned} t_{inj} &= t_{ig} + \text{ignition lag} \\ &= 20,5^{\circ} + 13,2^{\circ} \\ &= 33,7^{\circ} \text{ BTDC dari crank shaft.} \end{aligned}$$

(6.4) Colin R. Ferguson, Internal Combustion Engines, hal 449



Gb. 6.5 Hubungan tekanan gas dalam ruang bakar
terhadap sudut engkol

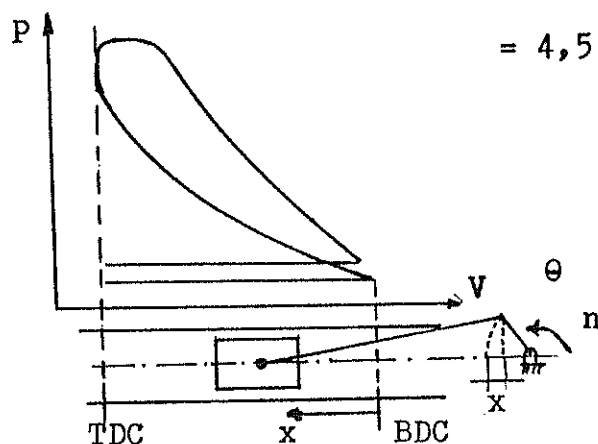


Gb. 6.6 Hubungan posisi plunyer terhadap
injection timing

6.4 Tekanan gas dalam silinder ruang bakar saat terjadinya penyuntikan (P_x).

Pada bab 2 telah dihitung beberapa parameter yang mempengaruhi terjadinya tekanan gas dalam silinder (selama langkah kompresi), dimana tekanan gas saat terjadinya penyuntikan bahan bakar berarti terjadi sebelum proses pembakaran itu sendiri berlangsung (akhir langkah kompresi). Dari sub bab 6.3 diatas telah ditentukan bahwa Injection Timing dimulai $33,7^\circ$ sebelum TDC dari crank shaft ($\theta_{cr} = 326,3^\circ$) maka tekanan gas dalam silinder ruang bakar :

koefisien kompresi politropis	$n_1 = 1,376$
tekanan awal kompresi	$P_a = 0,9506 \text{ kg/cm}^2$
volume silinder	$V_{cc} = 547 \text{ cm}^3$
rasio kompresi	$\epsilon = 14$
volume kelonggaran	$V_{cl} = V_{cc}/14$ $= 547/14$ $= 39,0714 \text{ cm}^3$
jari-jari crank shaft	$r = L/2$ $= 90/2$ $= 4,5 \text{ cm}$



Gb. 6.7 Mekanisme perubahan posisi piston karena perubahan sudut crank shaft

Perubahan posisi piston $x = r(1 - \cos \theta)$

maka perubahan volume silinder akibat perubahan posisi piston :

$$\begin{aligned} V &= D^2 \cdot x / 4 \\ &= D^2 \cdot r(1 - \cos \theta) \\ &= (8,8)^2 \cdot 4,5 (1 - \cos 326,3^\circ) / 4 \\ &= 45,9934 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} V_x &= V_{c1} + V \\ &= 39,0714 + 45,9934 \\ &= 85,0648 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Jadi tekanan gas dalam silinder (P_x) :

$$\begin{aligned} P_x &= P_a (V_{cc} / V_x)^{n_1} \\ &= 0,9506 (547 / 85,0648)^{1,376} \\ &= 12,3064 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Sedangkan volume dan tekanan gas dalam silinder (ruang bakar) saat mulai terjadi proses pembakaran :

$\theta_{cr} = 20,5^\circ$ BTDC crank shaft ($\theta_{cr} = 339,5^\circ$ dari putar crank shaft).

$$\begin{aligned} V_x &= 56,4039 \text{ cm}^3 \\ P_x &= 21,6604 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

6.5 Perhitungan diameter lubang orifice (d_o) .

Kecepatan pengabutan bahan bakar dari lubang orifice maksimum yang terjadi (w_s) :

$$w_s = \sqrt{\frac{2 \cdot g(P'_{inj} - P_x)}{\gamma_f}}^{1/2} \dots \dots \dots (6.15)$$

(6.15) N. Petrovsky , Marine Internal Combustion Engines, hal 437

dimana :

$$\zeta_s = \text{koefisien kecepatan} = 0,8 + 0,9 \dots\dots (6.16)$$

$$\text{diambil } \zeta_s = 0,9$$

$$P_{inj} = \text{injection pressure pada } c_{max}$$

$$= 243,03 \text{ kg/cm}^2 \text{ (untuk } n = 2200 \text{ rpm)}$$

$$\rho_f = \text{berat jenis bahan bakar} = 0,0085 \text{ kg/cm}^3$$

$$P_x = \text{tekanan gas dalam silinder} = 12,3064 \text{ kg/cm}^2$$

maka :

$$w_s = 0,9(2.981(243,03 - 12,3064)/0,0085)^{1/2}$$

$$= 20754,6 \text{ cm/s}$$

$$= 207,55 \text{ m/s}$$

Kecepatan pengabutan yang diijinkan untuk high speed

$$\text{engines } w_s = (200 \div 250) \text{ m/s} \dots\dots\dots (6.17)$$

$$\text{Jadi } w_s = 207,55 \text{ m/s (memenuhi)}$$

Berdasarkan persamaan kontinuitas maka :

$$Q_s = K_d \cdot a_s \cdot w_s \dots\dots\dots (6.18)$$

atau :

$$a_s = Q_s / (K_d \cdot w_s)$$

dimana :

$$Q_s = \text{laju aliran bahan bakar rata-rata yang disuntikkan}$$

$$= \text{laju aliran bahan bakar yang dikabutkan}$$

(6.16) N. Petrovsky , Marine Internal Combustion Engines , hal 437

(6.17) Ibid, hal 437

(6.18) Ibid, hal 437

$$Q_{inj} = Q_s \\ = 16,289 \text{ cm}^3/\text{s} \text{ (lihat sub bab 4.5.1)}$$

$$K_d = \text{koefisien kontraksi} = 0,8 \div 0,85 \\ \text{diambil } K_d = 0,82 \dots\dots\dots (6.19)$$

a_s = luas penampang total orifice

maka :

$$a_s = 16,289 / (0,82 \cdot 20754,6) \\ = 0,00096 \text{ cm}^3$$

Untuk multihole nozzles, jumlah lubang orifice yang diijinkan $n_o = (2 \div 6)$ buah $\dots\dots\dots (6.20)$

Diameter lubang orifice yang diijinkan :

$$d_o = (0,15 \div 0,6) \text{ mm} \dots\dots\dots (6.21)$$

dengan mengambil $d_o = 0,203 \text{ mm}$, maka luas penampang sebuah lubang orifice :

$$a_o = 3,14(0,0203)^2/4 \\ = 0,00032 \text{ cm}^2$$

Sehingga jumlah lubang orifice yang terjadi :

$$n_o = a_s/a_o \\ = 0,00096/0,00032 \\ = 3 \text{ buah } (2 \leq n_o \leq 6, \text{ memenuhi})$$

Secara teoritis jumlah lubang orifice yang mampu dicapai adalah 5,4 buah (dengan $d_o = 0,15 \text{ mm}$), tetapi sebenarnya masalah yang kita hadapi cukup rumit.

(6.19) N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, hal 437

(6.20) K. Newton, W.S Steeds and T.K Garrets, The Motor Vehicle, hal 187

(6.21) M. Khovakh, Motor Vehicle Engines, hal 310

Karena dengan perencanaan lubang orifice yang kecil berarti faktor pembuatannya menjadi lebih sulit dan kemungkinan terjadinya penyumbatan lubang orifice tersebut karena adanya kotoran atau debu yang ikut mengalir bersama-sama dengan bahan bakar menjadi bertambah besar. Sebaliknya dengan membuat lubang orifice yang kecil dan jumlah lubang yang banyak (pada tekanan penyemprotan yang sama/tetap) berarti akan membantu mempercepat proses atomisasi, pendistribusian campuran bahan bakar-udara dalam ruang bakar(6.21*)

Idealnya bahan bakar tersebut harus dikabutkan dalam ukuran butiran yang halus (mengurangi Ignition Lag) dan tersebar merata keseluruh ruang bakar sehingga bahan bakar tersebut dapat dibakar/dinyalakan secara lebih sempurna. Sekaligus pula dalam tugas sarjana ini telah dibuktikan bahwa jumlah lubang orifice dapat diperbanyak dengan jalan mengurangi/menurunkan diameter orifice untuk tekanan penyuntikan dan sistim pembakaran yang sama ini.

6.6 Perhitungan tebal dinding nozel.

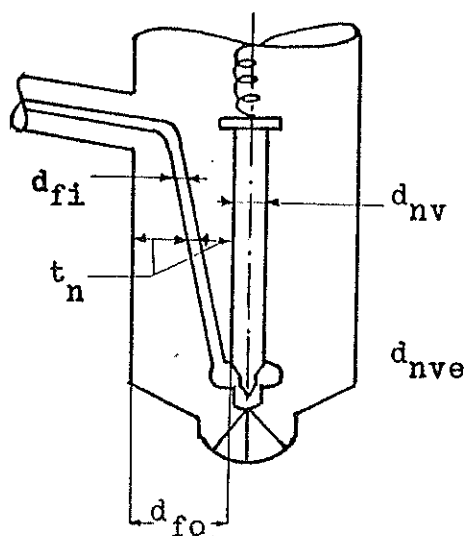
Analog seperti perhitungan tebal dinding silinder plunyer, maka perhitungan tebal dinding nozel dapat dilakukan sebagai berikut :

*) dengan mengasumsikan diameter Fuel Feed Passage

(d_{fi}) = diameter dalam pipa tekanan tinggi

= 2,3 mm

(6.21*) Wiranto Arismunandar, Motor Diesel Putaran Tinggi, hal 85



Gb. 6.8 Komponen-komponen Multihole Nozzle
yang akan dianalisa

dimana :

d_{fi} = diameter dalam fuel feed passage

t_n = tebal dinding nozel

d_{nv} = diameter katup jarum

d_{nve} = diameter ujung katup jarum

*) tekanan penyuntikkan maksimum bahan bakar :

$$P_{inj} = 243,03 \text{ kg/cm}^2$$

*) dipilih material GG 18 (DIN 1691) (6.22)

- tegangan tarik yang diijinkan $\sigma_B = 22 \text{ kg/mm}^2$

- modulus elastisitas $E = (8000 + 10.500) \text{ kg/mm}^2$

- tebal dinding yang diijinkan $t_n = (4 + 8) \text{ mm}$

diambil $t_n = 6 \text{ mm}$

*) diameter luar dinding nozel d_{fo} (lihat gambar 6.8):

$$\begin{aligned} d_{fo} &= d_{fi} + 2t_n \\ &= 2,3 + 2(6) \\ &= 14,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka tegangan tarik yang terjadi (σ_t) :

$$\begin{aligned}\sigma_t &= P_i \left[\frac{(d_{fo}/2)^2 + (d_{fi}/2)^2}{(d_{fo}/2)^2 - (d_{fi}/2)^2} \right] \dots\dots\dots (6.23) \\ &= 243,03 \left[\frac{(1,43/2)^2 + (0,23/2)^2}{(1,43/2)^2 - (0,23/2)^2} \right] \\ &= 255,9135 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

Kriteria perhitungan silinder berdinding tebal :

$$P \gg \sigma_t/6 \quad \longrightarrow \quad 243,03 > 255,9135/6$$

$$243,03 > 42,65 \text{ kg/cm}^2$$

Pengecekan tebal dinding silinder nozel (t_n) :

$$\begin{aligned}t_n &= d_{fi}/2 \left[\frac{\sqrt{\sigma_t + P_i}}{\sqrt{\sigma_t - P_i}} - 1 \right] \dots\dots\dots (6.24) \\ &= 0,23/2 \left[\frac{\sqrt{255,9135 + 255,9135}}{\sqrt{255,9135 - 255,9135}} - 1 \right] \\ &= 0,6006 \text{ cm} \\ &= 6 \text{ mm (memenuhi)}\end{aligned}$$

Regangan ayang terjadi (ϵ_t) :

$$\begin{aligned}\epsilon_t &= \sigma_t/E \text{ , dimana } E = 8000 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 255,9135/800.000 \\ &= 0,00032\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{maka } \epsilon_t \cdot d_{fi} &= (0,00032)2,3 \\ &= 0,00074 \text{ mm} < 0,1778 \text{ mm (memenuhi)}\end{aligned}$$

(6.23) Ernest C. Fitch J.R , Fluid Power and Control System, hal 172

(6.24) Op. cit, hal 173

6.7 Laju pembakaran bahan bakar (\dot{m}_f).

Bahan bakar yang dikabutkan dalam ruang bakar sebelum dibakar ternyata tidak sempurna dalam pencampurannya dengan udara (gas dalam ruang bakar), sehingga laju campuran bahan bakar-udara yang sebenarnya terjadi (\dot{m}_f) adalah :

$$\dot{m}_f/m_f = w/(\theta_d \cdot \Gamma(n))(\theta - \theta_s/\theta_d)^{n-1} \exp((-\theta - \theta_s)/\theta_d) \dots\dots\dots (6.25)$$

dimana :

- * syarat pemakain persamaan (6.25) $\theta > \theta_s$ dan $n > 1$
- * \dot{m}_f = laju campuran bahan bakar-udara yang terjadi
- * w = putaran mesin
- * θ = sudut putaran crank shaft selama proses pengabutan.
- * θ_s = sudut putaran crank shaft saat awal proses pengabutan
- * θ_d = faktor yang tergantung pada sistim ruang bakar yang digunakan
- * $\Gamma(n)$ = fungsi Gamma
- * n = faktor bentuk ruang bakar

$$1 \leq n \leq 2 \dots\dots\dots (6.26)$$
 diambil $n = 1,5$
- * m_f = laju penyuntikan bahan bakar

$$= \gamma_f \cdot Q_{inj}$$

(6.25) Colin R. Ferguson , Internal Combustion Engines, hal 180
 (6.26) Op. cit, hal 181

$$= 0,00085 \cdot 16,289$$

$$= 0,0139 \text{ kg/s}$$

$$w = 2200 \text{ rpm}$$

$$= 230,19 \text{ rad/s}$$

Fungsi Gamma ($\Gamma(n)$) (6.27)

$$\begin{aligned} \ln \Gamma(n) &= (n - 1/2) \ln(n) - n + 1/2 \ln(2\pi) + 1/(12n) \\ &\quad - 1/(360n^3) + 1/(1260n^5) - 1/(1680n^7) \\ &= 1 \ln(1,5) - 1,5 + 1/2 \ln(2 \cdot 3,14) + \\ &\quad 1/12 \cdot 1,5 - 1/(360 \cdot 1,5^3) + 1/(1260 \cdot 1,5^5) \\ &\quad - 1/(1680 \cdot 1,5^7) \end{aligned}$$

$$\Gamma(n) = 0,8063$$

$$\theta = 34,32^\circ$$

$$\theta_s = 33,7^\circ$$

$$\longrightarrow \theta > \theta_s \text{ (memenuhi)}$$

$$\theta_{99}/\theta_d = 5,51 \quad \dots \dots \dots (6.28)$$

atau :

$$\theta_d = \theta_{99}/5,51$$

$$= 50/5,51$$

$$= 9,0909$$

maka :

$$\begin{aligned} \dot{m}_f/m_f &= (230,19/9,0909 \cdot 0,8063) ((34,32 - 33,7)/ \\ &\quad 9,0909)^{1/2} \exp((-34,32 - 33,7)/9,0909) \\ &= 6,9929 \end{aligned}$$

atau :

$$\dot{m}_f = m_f \cdot 6,9929$$

$$= 0,0968 \text{ kg/s}$$

(6.27) Colin R. Ferguson, Internal Combustion Engines, hal 181

(6.28) Ibid, hal 181

Maka laju pembakaran bahan bakar yang terjadi (\dot{m}_f):

$$\dot{m}_f/d\theta = 1/w ((\dot{m}_f - (\dot{m}_c \cdot \phi \cdot F_g / 1 + \phi \cdot F_g))) \dots (6.29)$$

dimana \dot{m}_c = laju kerugian kalor

ϕ_{ek} = rasio ekivalensi

F_r = residual fraction

*) temperatur gas dalam ruang bakar saat terjadi "pengapian" ($\theta_{cr} = 339,5^\circ$ dari putaran crank shaft) perubahan volume silinder dalam ruang bakar.

$$\begin{aligned} V_x &= 56,4039 \text{ cm}^3 \text{ (lihat sub bab 6.4) sehingga} \\ \text{temperatur gas } T_x &= T_a (V_{cc}/V_x)^{\gamma-1} \\ &= 323,2 (547/56,4039)^{0,376} \\ &= 759,3854 \text{ }^\circ\text{K atau } 762,2141 \text{ }^\circ\text{R} \end{aligned}$$

konstanta gas universal $R = 21360,75 \text{ kg cm/mole }^\circ\text{R}$

maka $PV = MRT \dots \dots \dots (6.30)$

$$P/\rho_u = MRT$$

atau $\rho_u = P/(MRT)$

dimana $M = 0,833 \text{ mole/kg}$ (lihat sub bab 2.3.3)

sehingga :

$$\begin{aligned} \rho_u &= 12,306 / (0,833 \cdot 21360,75 \cdot 762,2141) \\ &= 9,0737 \cdot 10^{-7} \text{ kg/cm}^3 \end{aligned}$$

*) laju aliran campuran total antara bahan bakar dan

udara (\dot{m}_{mix}) :

$$\dot{m}_{mix} = \dot{m}_a + \dot{m}_f$$

(6.29) Colin R. Ferguson, Internal Combustion Engines, hal 181

(6.30) L.C Lychty, Internal Combustion Engines, hal 12

$$\dot{m}_{mix} = \rho_u \cdot V_h + m_f$$

dimana $V_h = 31,44 \text{ m}^3/\text{jam}$

$$= 8737,8 \text{ cm}^3/\text{s} \text{ (lihat sub bab 2.4)}$$

maka :

$$\dot{m}_{mix} = 9,0737 \cdot 10^{-7} (10511,1111) + 0,0139$$

$$= 0,0234 \text{ kg/s}$$

*) koefisien kerugian kalor (C_c) :

$$0,9752 = \exp((-C_c(\theta + \eta)/w) \dots \dots \dots (6.31)$$

atau :

$$C_c = -(w/\theta + \eta) \ln 0,9752$$

$$= -(230,19/34,32 + 3,14) \ln 0,9752$$

$$= 0,1541$$

*) laju kenaikan kalor (\dot{m}_c) :

$$\dot{m}_c = C_c \cdot \dot{m}_{mix} \dots \dots \dots (6.32)$$

$$= 0,1541(0,0234)$$

$$= 0,0037 \text{ kg/s}$$

*) rasio ekivalensi (ϕ_{ek}) :

$$\phi_{ek} = 0,8 + 1 \dots \dots \dots (6.33)$$

diambil $\phi_{ek} = 0,9$

*) residual fraction (F_r) :

$$F_r = m_f / (\phi_{ek} \cdot m_a) \dots \dots \dots (6.34)$$

$$= 0,0139 / (0,9 \cdot 0,0079)$$

$$= 1,6193$$

(6.31) Colin R. Ferguson , Internal Combustion Engines , hal 91

(6.32) Op. cit, hal 182

(6.33) Op. cit, hal 382

(6.34) Op. cit, hal 182

Dengan mengasumsikan bahwa massa jenis gas dalam ruang bakar dianggap konstan maka :

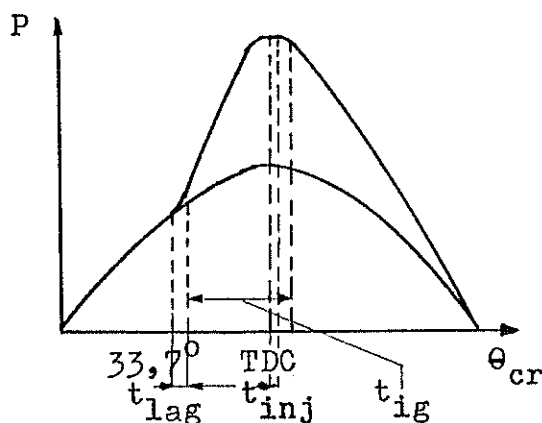
$$dm_f/d\theta = 1/230,19 \left((0,0968 - (0,0036 \cdot 0,9 \cdot 1,6193) / (1 + 0,9 \cdot 1,5)) \right)$$

$$= 0,0004 \text{ kg/s-putaran crank shaft}$$

Atau dengan kata lain proses pembakaran itu sendiri dapat dilakukan atau ditempuh :

$$\theta = 0,0139/0,0004$$

$$= 34,75^\circ \text{ putaran erank shaft}$$



Gb. 6.9 Diagram lengkap Injection dan Ignition Timing

6.8 Perhitungan dimensi komponen-komponen nozel.

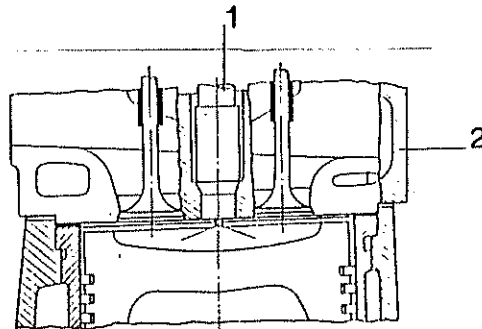
Komponen-komponen yang akan dihitung disini yaitu pegas katup jarum dan baut pemegang body nozel.

Diameter katup jarum (Nedle Valve) diambil sama dengan diameter dalam pipa tekanan tinggi. Tetapi diameter bagian ujung katup jarum $d_{nve} = (1 + 2) \text{ mm} \dots\dots (6.35)$

$$\text{diambil } d_{nve} = 1,5 \text{ mm}$$

(6.35) M. Khovakh, Motor Vehicle Engines, hal 310

Panjang katup jarum diambil $l_{nv} = 62$ mm dengan memper-
 timbangkan tebal cover head silinder $l_{ch} = 48$ mm (da-
 ta perhitungan)



Gb. 6.10 Posisi nozel pada cover head
silinder

dimana :

1 = nozel

2 = cover head silinder

6.8.1 Dimensi pegas katup jarum (Needle Valve Spring)

Analog seperti perhitungan delivery valve spring atau pegas - pegas pengatur yang lain, maka perhitungan pegas katup jarum dapat dilakukan sebagai berikut :

*) asumsi perhitungan :

$$d_{ex} = 8 \text{ mm}$$

$$d_{in} = 4 \text{ mm}$$

$$d_s = 2 \text{ mm}$$

$$D_m = 6 \text{ mm}$$

$$C = 3$$

$$K = 1,6$$

tinggi angkat katup jarum maksimum yang diijinkan $h_{nv} = (0,35 + 0,5) \text{ mm} \dots\dots\dots (6.36)$

*) gaya pegas yang terjadi (F):

katup jarum yang dipilih adalah tipe poppet (kerucut), maka luas permukaan katup saat terangkat setinggi $h_{nv \text{ max}} = 0,5 \text{ mm}$ adalah a_{nv} .

Pada prinsipnya jika katup terangkat, ruangan/volume yang dibebaskan tidak lain merupakan perubahan volume akibat proses kompresibilitas bahan bakar.

jadi $C = \Delta V/V_p \cdot \Delta P$ (lihat sub bab 4.3.1)

$$V = C \cdot \Delta P \cdot V_p$$

$$a_{nv} \cdot h_{nv} = C \cdot \Delta P \cdot V_p$$

atau :

$$h_{nv} = C \cdot \Delta P \cdot V_p / a_{nv}$$

dimana :

C = koefisien kompresibilitas bahan bakar
= 0,00005 cm²/kg

ΔP = perubahan tekanan antara tekanan penyuntikan (P_{inj}) dan tekanan pegas pengatur (P_{sp})

$$= P_{inj} - P_{sp}$$

$$= P_{inj} - 230 \text{ kg/cm}^2 + 12,306 \text{ kg/cm}^2$$

$$= P_{inj} - 217,69 \text{ kg/cm}^2$$

V_p = volume bahan bakar yang mengisi pipa tekanan tinggi dan fuel feed passage

$$\begin{aligned}
 V_p &= (3.14 d^2/4)(38,2) \\
 &= (3,14 \cdot 0,23^2/4)(38,2) \\
 &= 1,5040 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

a_{nv} = luas penampang katup jarum nozel saat terbuka/terangkat.

maka :

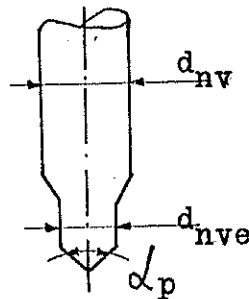
$$\begin{aligned}
 a_{nv} &= 0,00005(243,03 - 217,69)1,5040/0,05 \\
 &= 0,0285 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

diameter ujung katup jarum yang terjadi (d_{nve}) :

$$\begin{aligned}
 d_{nve} &= (4 \cdot 0,0285/3,14)^{1/2} \\
 &= 0,19 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

sehingga dimensi nozel yang terjadi :

$$\begin{aligned}
 a_{nv} &= \pi h_{nv} \sin \alpha_p (d_{nve} - h_{nv} \sin \alpha_p \cos \alpha_p) \\
 &\dots\dots\dots (6.37)
 \end{aligned}$$



Gb. 6.11 Dimensi katup jarum

$$0,0285 = 3,14 \cdot 0,05 \sin \alpha_p (0,19 - 0,05 \sin \alpha_p \cos \alpha_p)$$

$$0,0285 = 0,1571 \sin \alpha_p (0,19 - 0,05 \sin \alpha_p \cos \alpha_p)$$

dengan cara try and error diperoleh :

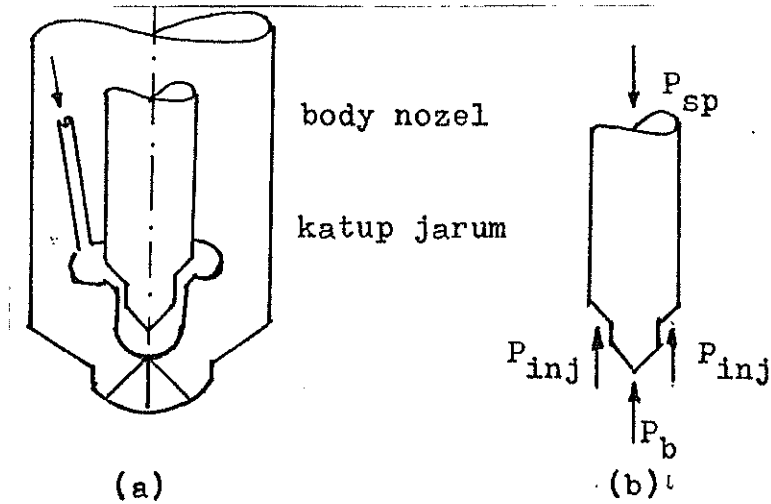
$$\alpha_p = 75^\circ \longrightarrow 0,0285 \neq 0,0163$$

(6.37) Ernest C. Fitch J.R , Fluid Power and Controle System, hal 181

$$\alpha_p = 80^\circ \longrightarrow 0,0285 \neq 0,0281$$

$$\alpha_p = 82^\circ \longrightarrow 0,0285 = 0,02849 \text{ (mendekati)}$$

Jadi sudut ujung katup jarum $\alpha_p = 82^\circ$



Gb. 6.12 Mekanisme pembebanan katup jarum

sehingga :

$$F = P_{inj} \cdot a_{nv}$$

$$= 243,03 (0,0285)$$

$$= 6,93 \text{ kg}$$

*) tegangan geser yang terjadi (τ_s) :

$$\tau_s = 8 \cdot 1,6 \cdot 6,93 \cdot 0,6 / (3,14 \cdot 0,2^3)$$

$$= 2117,65 \text{ kg/cm}^2$$

Jadi bahan pegas dipilih : Carbon steel, dimana :

$$\tau_s = 4200 \text{ kg/cm}^2$$

$$G = 8 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$*) i_{ac} = 0,05(0,2)^4 \cdot 8 \cdot 10^5 / (8 \cdot 6,93 \cdot 0,6^3)$$

$$= 5,6 \text{ atau diambil}$$

$$= 6$$

$$\begin{aligned}
 n' &= i_{ac} + 2, \text{ tipe squared and ground} \\
 &= 6 + 2 \\
 &= 8 \text{ buah}
 \end{aligned}$$

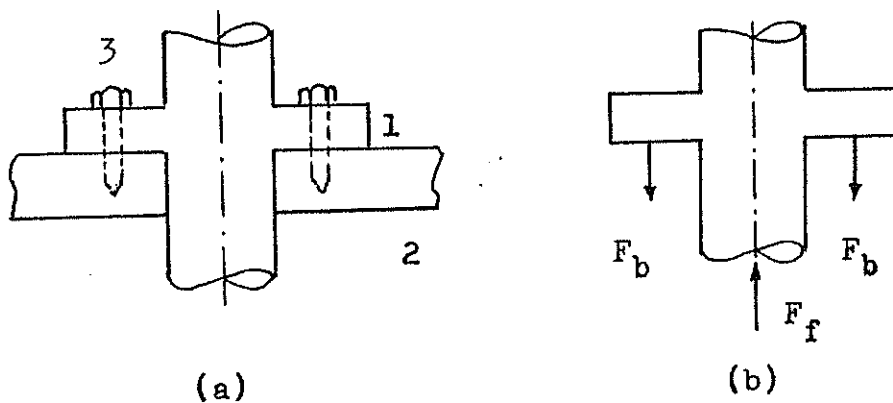
panjang pegas bebas maksimum (l_{max}):

$$\begin{aligned}
 l_{max} &= d_s \cdot n' + f_{max} + (n' - 1)0,1 \\
 &= 2,8 + 0,5 + 0,7 \\
 &= 17,2 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

jarak pitch (p):

$$\begin{aligned}
 p &= l_{max} / n' - 1 \\
 &= 17,2 / 7 \\
 &= 2,5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

6.8.2 Dimensi baut pemegang body nozel.



Gb. 6.13 Mekanisme pembebanan baut pemegang
body nozel

dimana :

- 1 = body nozel
- 2 = cover head silinder
- 3 = baut pemegang body nozel

Dari sub bab 6.5 telah dihitung luas penampang total orifice $a_s = 0,00096 \text{ cm}^2$, maka beban baut akibat tekanan pengabutan bahan bakar $F_f = P_{inj} \cdot a_s$

$$= 243,03(0,00096)$$

$$= 0,2333 \text{ kg}$$

Beban baut akibat proses pengencangan baut :

$$F_{bs} = 284d_b \quad \dots\dots\dots (6.38)$$

dimana :

d_b = diameter baut

Karena disini tipe sambungan yang digunakan adalah metal to metal (tanpa packing), maka faktor sambungan

$$K_j = 0,00 + 0,1 \quad \dots\dots\dots (6.39)$$

diambil $K_j = 0,1$

Jadi beban total yang terjadi/diterima oleh baut :

$$F_b = K_j \cdot F_j + F_{bs} \quad \dots\dots\dots (6.40)$$

$$= 0,1(0,2333) + 284d_b$$

Tegangan tarik yang terjadi pada tiap baut (σ_t) :

$$\sigma_t = 4F_b / (3,14 \cdot d_c^2 \cdot n_b) \quad \dots\dots\dots (6.41)$$

dimana :

n_b = jumlah baut diambil = 2 buah

d_c = diameter minor baut

$$= 0,84d_b \quad \dots\dots\dots (6.42)$$

maka
$$\sigma_t = 4(0,0233 + 284d_b) / (0,84^2 \cdot d_b^2 \cdot 2)$$

$$= (0,0661 + 256,24d_b) / d_b^2$$

(6.38) R.S Khurmi and J.K Gupta, Machine Design, hal 322

(6.39) Op. cit, hal 328

(6.40) Op. cit, hal 328

(6.41) Op. cit, hal 323

(6.42) Op. cit, hal 322

Dengan mengambil diameter nominal baut $d_b = 6 \text{ mm}$ maka:

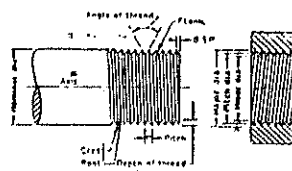
$$\sigma_t = 427,3 \text{ kg/cm}^2$$

dipilih bahan baut ST 38,13 (6.43)

dimana tegangan tarik yang diijinkan :

$$\sigma_B = (38 + 45) \text{ kg/mm}^2$$

diambil diameter standart baut M 6 (6.44)



diameter mayor (diameter nominal)	$d_b = 6 \text{ mm}$
diameter pitch (diameter efektif)	$d_{pt} = 5,350 \text{ mm}$
jarak pitch	$p = 1 \text{ mm}$
diameter minor	$d_c = 4,773 \text{ mm}$
depth of thread	$l_t = 0,613 \text{ mm}$

Gb. 6.14 Dimensi standart baut M 6.

- panjang baut yang diijinkan $l_b = (5 + 150) \text{ mm}$

$$\text{diambil } l_b = 32 \text{ mm} \dots\dots\dots (6.45)$$

- tebal dudukan body nozel $b_n = 1,46d_b \dots\dots\dots (6.46)$

$$= 8,4 \text{ mm}$$

6.9 Karakteristik nozel.

6.9.1 Laju aliran bahan bakar yang dikabutkan dalam ruang bakar (Q_g).

Bentuk alur (coakan) dari plunyer dibuat sedemi-

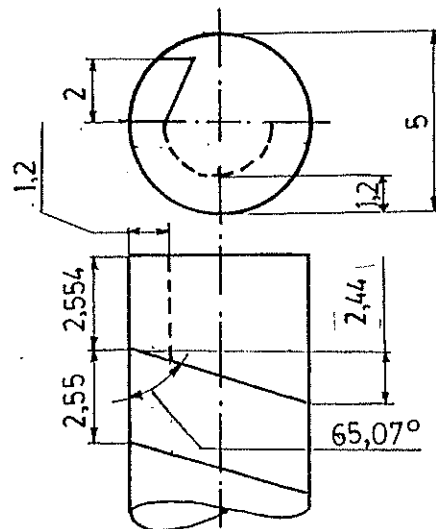
(6.43) Gustav Niemann, Machine Elements , vol 1 , hal 193

(6.44) Op. cit, hal 194

(6.45) Op. cit, hal 194

(6.46) Op. cit, hal 194

kian sehingga saat awal proses penyuntikkan bahan bakar selalu tetap, tetapi akhir proses penyuntikkan berubah-ubah (tergantung pada putaran mesin).



skala 5:1

Gb. 6.15 Bentuk alur plunyer

$$\begin{aligned} \text{sudut alur plunyer } \theta_p &= \text{arc } 5 / (5 - 2,554) \\ &= 65,07^\circ \end{aligned}$$

Laju aliran bahan bakar yang dikabutkan oleh nozel :

$$Q_s = a_s \cdot w_s \cdot (\theta_{inj} \cdot 60 / 360 \cdot n_{cr}) \cdot 8,6 \cdot N \dots (6.47)$$

dimana :

a_s = luas penampang total orifice

w_s = kecepatan pengabutan bahan bakar

θ_{inj} = sudut penyuntikkan bahan bakar

n_{cr} = putaran crank shaft (engine)

N = jumlah penyuntikkan tiap detik

(6.47) M.L Mathur and R.P Sharma , Internal Combustion Engines, hal 350

contoh perhitungan :

$$a_s = 0,00096 \text{ cm}^2 \text{ (lihat sub bab 6.5)}$$

$$w_s = 20755 \text{ cm/s (lihat sub bab 6.5)}$$

$$\theta_{inj} = 0,625^\circ \text{ (untuk posisi } 326,92^\circ \text{ dari putaran crank shaft).}$$

$$\theta_{cr} = 34,32^\circ \text{ (untuk putaran } n = 2200 \text{ rpm, lihat sub bab 6.2).}$$

$$N = 2200 \text{ rpm}/60 \text{ detik}$$

$$= 36,6 \text{ kali/detik (dengan asumsi tiap satu kali putaran terjadi satu kali proses penyuntikkan).}$$

maka :

$$Q_s = 0,00096 \cdot 20755 (34,32/6 \cdot 2200) \cdot 36,6 \cdot 8,6$$

$$= 16,301 \text{ cm}^3/\text{s}$$

*) Pengecekan laju aliran pengabutan bahan bakar :

Dari persamaan kontinuitas maka laju aliran pengabutan bahan bakar = laju aliran penyuntikkan bahan bakar. Berdasarkan gambar 6.15 diatas maka laju aliran penyuntikkan bahan bakar (Q_{inj}) :

- pengaruh gaya sentrifugal untuk $n = 2200$ rpm

$$Y_s = 7,85 \text{ mm (lihat sub bab 3.2.2)}$$

$$\begin{aligned} \text{- stroke efektif plunyer } S_{eff} &= 2Y_s / (\pi \text{tg } \phi_p) \\ &= 2 \cdot 0,785 / (\text{tg } 65,07) \\ &= 0,244 \text{ cm} \end{aligned}$$

- volume bahan bakar yang disuntikkan :

$$V_{inj} = \pi \cdot 0,25 \cdot 0,244 / 4$$

$$= 0,0456 \text{ cm}^3$$

- injection timing $t_{inj} = 0,0028$ s

maka :

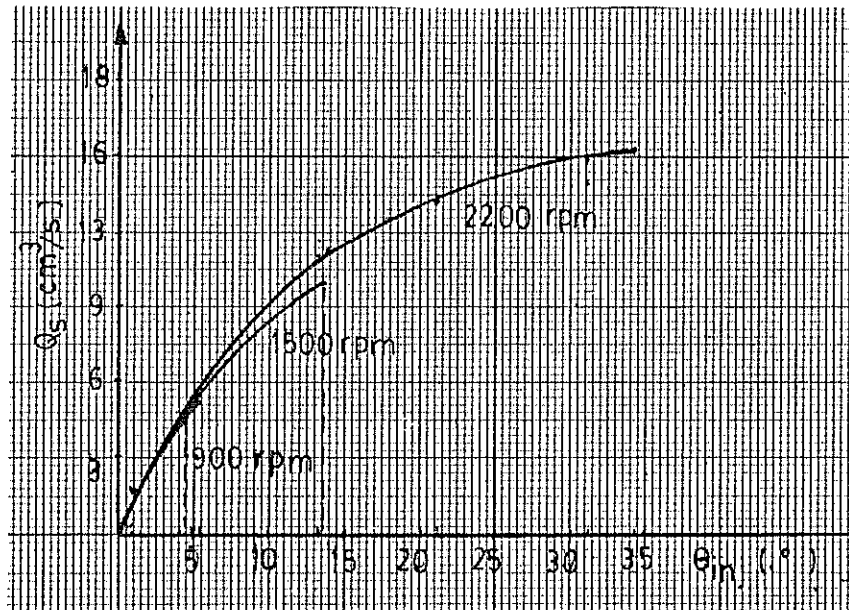
$$\begin{aligned} Q_{inj} &= V_{inj}/t_{inj} \\ &= 0,0456/0,0028 \\ &= 16,289 \text{ cm}^3/\text{s} \end{aligned}$$

sehingga :

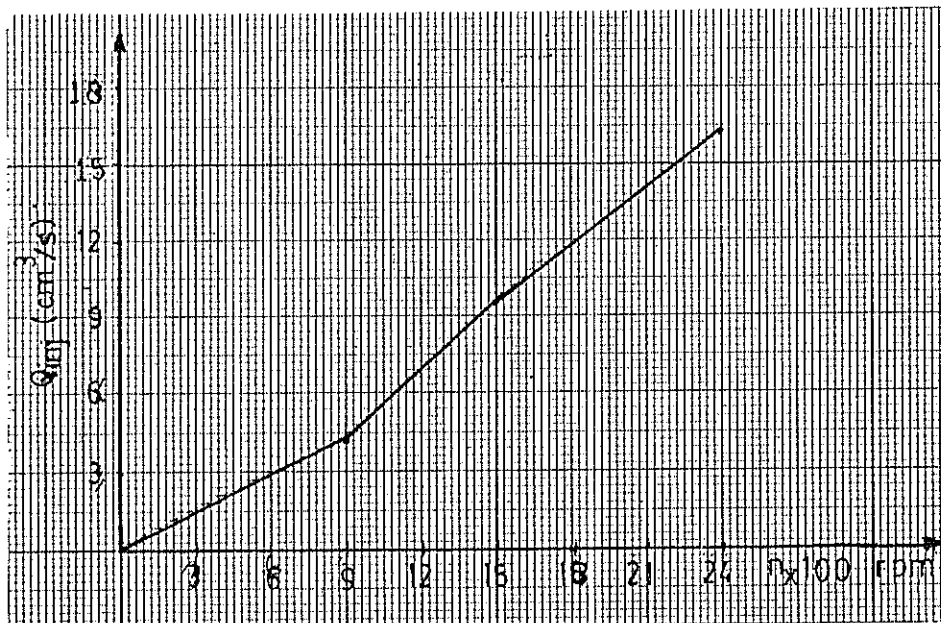
$$\begin{aligned} Q_B &= Q_{inj} \\ 16,301 &= 16,289 \text{ cm}^3/\text{s} \text{ (mendekati)} \end{aligned}$$

Hasil-hasil perhitungan yang lain dapat ditabelkan sebagai berikut :

θ_{inj} ($^{\circ}$)	P_{inj} (kg/cm^2)	P_b (kg/cm^2)	w_B (cm/s)	Q_B (cm^3/s)	Q_{inj} (cm^3/s)	n (rpm)
0,625	232,4	12,306	20401,2	0,043	4,316	900
1,32	232,3	13,4	20322,1	1,61		
4,4	232,06	14,61	20211,3	4,316		
0,625	235,25	12,306	20408,1	0,054	9,62	1500
5,32	234,42	15,5	20231,4	4,51		
13,2	232,8	20,72	20119,2	9,623		
0,625	240,45	12,306	20638,1	0,065	16,289	2200
5,32	238,24	15,5	20407,1	5,1		
13,32	235,35	21,8	19981,7	11,33		
21,32	234,26	29,2	19580,3	13,2		
31,32	233,2	35,6	19221,1	15,82		
34,32	231,46	77,5	17298,8	16,301		



Gb. 6.16 Kebutuhan bahan bakar tiap perubahan posisi engkol



Gb. 6.17 Kebutuhan bahan bakar tiap putaran mesin

6.9.2 Pengkajian nozel terhadap Ignition Lag.

Dari sub bab 6.5 dan 6.9.1 telah dihitung luas penampang lubang nozel dan laju aliran pengabutan bahan bakar yaitu $a_o = 0,00032 \text{ cm}^2$ dan $Q_s = 16,3 \text{ cm}^3/\text{s}$ maka kecepatan pengabutan yang terjadi :

$$\begin{aligned} w_{so} &= Q_s/a_o \\ &= 16,3/0,00032 \\ &= 50360 \text{ cm/s} \end{aligned}$$

Ukuran butiran bahan bakar yang mampu terjadi :

$$d_{df} = 585 \sqrt{(\sigma_f)} / (w_{so} \cdot \sqrt{(\gamma_f)}) \dots\dots\dots (6.48)$$

dimana σ_f = tegangan permukaan bahan bakar

$$\begin{aligned} &= (19 + 73) \text{ dyne/cm} \dots\dots\dots (6.49) \\ &= 46 \text{ dyne/cm} \text{ (diambil)} \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} d_{df} &= 585(46)^{1/2} / (503,6 \cdot 0,85)^{1/2} \\ &= 8,5 \text{ m} \\ &= 0,00085 \text{ cm} \end{aligned}$$

Angka Reynold $R_{ed} = \rho_f \cdot w_{so} \cdot d_{df} / \mu_f$

dimana $\rho_f = 0,009 \text{ kg/cm}^3$ (pada $P = 232,0087 \text{ kg/cm}^2$
dan $T = 300^\circ\text{K}$)

$$\begin{aligned} \text{maka } R_{ed} &= 0,009 \cdot 50360 \cdot 0,00085 / 0,027 \\ &= 14,3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Coeficien drag } CD &= 27 / (R_{ed}^{0,84}) \dots\dots\dots (6.50) \\ &= 27 / (14,3^{0,84}) \\ &= 2,9 \end{aligned}$$

(6.48) L.C Lichty, Internal Combustion Engines ,
hal 232

(6.49) Ibid, hal 232

(6.50) Kenneth K. Kuo, Principles of Combustion,
hal 579

$$\begin{aligned}
 *) \text{ jet invariants } I_u &= (w_{so}^2 \cdot d_{df}^2 / 8) / \mu_f \dots\dots (6.51) \\
 &= (50360^2 \cdot 0,00085^2 / 8) / 0,027 \\
 &= 4886276,4 \text{ cm}^2/\text{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_f &= I_u / w_{so} \\
 &= 97,037 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

*) panjang konsentrasi flame (x_f) :

$$\begin{aligned}
 x_f &\gg 3 I_u / (4 w_{so}) \dots\dots (6.52) \\
 &= 3 \cdot 4886276,4 / (4 \cdot 50360) \\
 &= 72,8 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \xi &\approx (3 I_u / 8 f)^{1/2} (d_{df} / 2 x_f) \dots\dots (6.53) \\
 &= (3 \cdot 4886276,4 / 8 \cdot 0,027)^{1/2} (0,00085 / 2 \cdot 72,8) \\
 &= 0,048
 \end{aligned}$$

*) fraksi campuran (f_m):

$$\begin{aligned}
 f_m &= 3 I_u (1 + \xi^2 / 4)^{-2} / (4 x_f) \dots\dots (6.54) \\
 &= 3 \cdot 4886276,4 (1 + 0,048^2 / 4)^{-2} / (4 \cdot 72,8) \\
 &= 0,9999
 \end{aligned}$$

massa jenis campuran (campuran antara udara-bahan bakar) :

$$\rho = (f_m / \rho_a + (1 - f_m) / \rho_f)^{-1} \dots\dots (6.55)$$

dimana :

$$\rho_a = 9,07 \cdot 10^{-7} \text{ kg/cm}^3 \text{ (saat awal penyuntikkan)}$$

$$\rho_f = 0,009 \text{ kg/cm}^3 \text{ (saat awal penyuntikkan)}$$

$$\begin{aligned}
 \text{maka } \rho &= (0,9999 / 9,07 \cdot 10^{-7} + (1 - 0,9999) / 0,009)^{-1} \\
 &= 9,071 \cdot 10^{-7} \text{ kg/cm}^3
 \end{aligned}$$

(6.51) Kenneth K. Kuo, Principles of Combustion, hal 362

(6.52) Op. cit, hal 363

(6.53) Op. cit, hal 362

(6.54) Op. cit, hal 362

(6.55) Op. cit, hal 547

$$\begin{aligned}\Delta\rho &= \rho_f - \rho_a \\ &= 0,009 - 9,07 \cdot 10^{-7} \\ &= 0,0089 \text{ kg/cm}^3\end{aligned}$$

*) jarak antara kepala piston dan cover head silinder pada saat terjadi pengabutan bahan bakar :

$$L_{cl} = 1,57 \text{ cm}$$

angka Prandtl udara pada $T = 650,7^\circ \text{ K}$:

$$P_r = 0,6925 \text{ (interpolasi) } \dots\dots\dots (6.56)$$

viskositas udara pada $T = 650,7^\circ \text{ K}$:

$$v_a = 58,3 \cdot 10^8 \text{ cm}^2/\text{s} \text{ (interpolasi) } \dots\dots\dots (6.57)$$

$$\text{angka Grashof } G_r = \frac{(\Delta\rho/\rho)g \cdot L_{cl}}{v_a} \dots\dots\dots (6.58)$$

$$= \frac{(0,0089/9,07 \cdot 10^{-7})981 \cdot 1,57}{58,3 \cdot 10^8}$$

$$= 1,1071 \cdot 10^{-12}$$

$$G_r \cdot P_r = 1,1071 \cdot 10^{-12} \cdot 0,6925$$

$$= 7,67 \cdot 10^{-13} \text{ sehingga angka Nusselt } (N_u)$$

$$N_u = 2 + K(G_r \cdot P_r) \dots\dots\dots (6.59)$$

dimana $K = 0,3$

maka :

$$N_u = 2 + 0,3(7,67 \cdot 10^{-13})$$

$$= 2,00028$$

Kalor yang diberikan oleh udara panas (gas) = kalor yang dikonveksikan ke butiran bahan bakar + kalor yang dikonduksikan ke dinding silinder + kalor yang diperlukan untuk menguapkan butiran bahan bakar.

(6.56) D.K Edwards, V.E Denny & A.F Mills ,
Transfer Processes, hal 379

(6.57) Ibid, hal 379

(6.58) Op. cit; hal 171

(6.59) Op. cit, hal 166

$$\dot{q}_{\text{tot}} = \dot{q}_{\text{cf}} + \dot{q}_{\text{kd}} + \dot{q}_{\text{evap}}$$

$$m_a \cdot C_p \cdot \Delta T = h_c \cdot \Delta T - k \cdot \eta \cdot D \cdot L \cdot \Delta T / x + m_f \cdot h_{\text{evap}} \cdot \Delta T$$

atau :

$$h_c = m_a \cdot C_p + k \cdot \eta \cdot D \cdot L / x - m_f \cdot h_{\text{evap}}$$

dimana :

$$C_p = 1050,9 \text{ J/kg } ^\circ\text{K} \quad \dots\dots\dots (6.60)$$

$$k = 16,3 \cdot 10^{-2} \text{ W/cm } ^\circ\text{K} \quad \dots\dots\dots (6.61)$$

$$h_{\text{evap}} = 42,94 \text{ J/kg} \quad \dots\dots\dots (6.62)$$

D = diameter piston = 8,8 cm

L = panjang langkah piston = 9 cm

m_f = laju massa bahan bakar = 0,0142 kg/s

m_a = laju massa udara = 0,0079 kg/s

x = tebal dinding silinder = 4 mm

maka :

$$\begin{aligned} h_c &= 0,0079 \cdot 1050,9 + 16,3 \cdot 10^{-2} \cdot (8,8)^2 \cdot 9 / 0,4 - \\ &\quad 0,0142(42,94) \\ &= 291,71 \text{ W/ } ^\circ\text{K} \end{aligned}$$

*) konduksi panas dari udara (λ_g) :

$$\begin{aligned} \lambda_g &= h_c \cdot d_{\text{df}} / N_u \quad \dots\dots\dots (6.63) \\ &= 291,71(0,00085) / 2,00028 \\ &= 0,124 \text{ W cm/ } ^\circ\text{K} \end{aligned}$$

difusi panas udara (α_g) :

$$\begin{aligned} \alpha_g &= \lambda_g / (\rho_a \cdot C_p) \\ &= 0,124 / (9,07 \cdot 10^{-7} \cdot 1050,9) \end{aligned}$$

(6.60) D.K Edwards, V.E Denny and A.F Mills ,
Transfer Processes, hal 379

(6.61) Op. cit, hal 376

(6.62) Colin R. Ferguson, Internal Combustion
Engines, hal 152

(6.63) Kenneth K. Kuo, Principles of Combustion,
hal 373

$$= 130,1 \text{ cm}^2/\text{s}$$

*) untuk ukuran butiran yang berbentuk bulatan atau spherical maka :

$$N_u = 2 + 0,6 \left(\frac{|U_g - U_p| d_{df}}{101,29 \lambda_g} \right)^{1/2} \left(\frac{101,29 \lambda_g}{\alpha_g} \right)^{1/3} \dots \dots \dots (6.64)$$

dimana :

$|U_g - U_p|$ = kecepatan relatif antara butiran bahan bakar dengan gas

atau :

$$\begin{aligned} |U_g - U_p| &= \left(\frac{\alpha_g}{101,29 \lambda_g} \right)^3 (N_u - 2) / 0,6^2 \\ &= \left(\frac{130,1}{101,29 \cdot 0,124} \right)^3 (2,00028 - 2) / 0,6^2 \left(\frac{101,29 \cdot 0,124}{0,00085} \right) \\ &= 3974,75 \text{ cm/s} \end{aligned}$$

*) waktu persiapan pembakaran (Ignition Lag).

$$\begin{aligned} t_{lag} &= 4 \cdot \rho_f \cdot d_{df} / (3 \cdot \rho \cdot CD \cdot |U_g - U_p|) \dots \dots \dots (6.65) \\ &= 4 \cdot 0,09 \cdot 0,00085 / (3 \cdot 9,07 \cdot 10^{-7} \cdot 2,9 \cdot 3974,75) \\ &= 0,000976 \text{ s} \\ &= \text{mendekati } 0,001 \text{ s} \end{aligned}$$

ini berarti asumsi $t_{lag} = 0,001 \text{ s}$ seperti dalam sub bab 6.3 adalah benar.

(6.64) Kenneth K. Kuo, Principles of Combustion, hal 373
 (6.65) Op. cit, hal 584

BAB VII
KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan analisis yang telah dilakukan maka dapat disimpulkan bahwa :

- pada mesin diesel stationer pengaturan kebutuhan bahan bakar dengan memanfaatkan suatu governor pengatur kecepatan adalah mutlak diperlukan.
- pengaturan kebutuhan bahan bakar ini dimaksudkan untuk mengurangi masalah pencemaran udara yang diakibatkan asap hitam yang keluar dari mesin diesel terutama jika mesin tersebut bekerja pada putaran tinggi dan pada beban penuh.
- dengan memperkecil lubang orifice nozel atau : memperbanyak jumlah lubang nozel (pada tekanan penyuntikkan yang tetap) maka dapat ditingkatkan distribusi campuran bahan bakar-udara (homogenitas campuran bahan bakar-udara) dan waktu persiapan pembakaran (ignition lag) dapat dipersingkat sehingga kecenderungan untuk mengalami detonasi dapat dikurangi.

DAFTAR PUSTAKA

1. Arismunandar Wiranto, Tsuda Koichi, Motor Diesel Putaran Tinggi, P.T Pradnya Paramita, Jakarta, 1983.
2. C. Fitch JR. Ernest, Fluid Power and Control Systems, Mc. Graw-Hill Book Company, New York, 1966.
3. Doughty Samuel, Mechanics of Machines, John Wiley and Sons Inc, New York, 1988.
4. Edwards D.K, Denny V.E & Mills A.F, Transfer Processes, second edition, Mc. Graw-Hill Book Company, New York , 1979.
5. E. Wilson Charles, Sadler J. Peter, J. Michels Walter, Kinematic and Dynamic of Machinery, Harper and Row Publishers, New York, 1983.
6. Kovakh M, Motor Vehicle Engines, Mir Publishers, 1979.
7. K. Kuo Kenneth, Principles of Combustion, John Wiley and Sons Inc, New York, 1986.
8. Lichty L.C, Internal Combustion Engines, sixth edition, Mc. Graw-Hill Book Company, New York, 1951.
9. Maleev V.L, Internal Combustion Engines, second edition, Mc. Graw-Hill Book Company, New York, 1945.
10. Mathur M.L , Sharma R.P , Internal Combustion Engines, thirth edition, Dhanpat Rai & Sons, 1980.
11. Newton K, Steeds W, Garret T.K , The Motor Vehicle , tenth edition, Butterworth Scientific, 1983.
12. Niemann Gustav, Machine Elements, volume 1 , Springer Verlag Berlin-Heidelberg, New York, 1978.

13. Niemann Gustav, Machine Elements, volume 2 , Springer Verlag Berlin-Heidelberg, New York, 1978.
14. Patranabis D, Principles of Industrial Instrumentation, Tata Mc. Graw-Hill Publishing Company Limited , New Delhi, 1980.
15. Paul Burtan, Kinematic and Dynamics of Planar Machinery, Prentice-Hall Inc, Englewood Cliffs, 1979.
16. Petrovsky N , Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers, Moskow.
17. R. Ferguson Colin, Internal Combustion Engines, John Wiley & Sons, New York, 1986.
18. Shah J.M , Jadvany H.M , Theory of Machines , Dhanpat Rai & Sons, New Delhi, 1986.
19. Staff Pusklat, Buku Petunjuk Perawatan dan Pemeliharaan Mesin Diesel Kubota, P.T Kubota Indonesia, 1984.
20. Surbakty B.M , Motor Bakar 2, edisi 2, Mutiara Solo, Jakarta, 1985.
21. Tuve G.L , Domhold L.C , Engineering Experimentation, Mc. Graw-Hill Book Company, New York, 1966.
22. Yunianto Bambang, Pompa Plunyer, Staff F.T Mesin Universitas Diponegoro, Semarang.