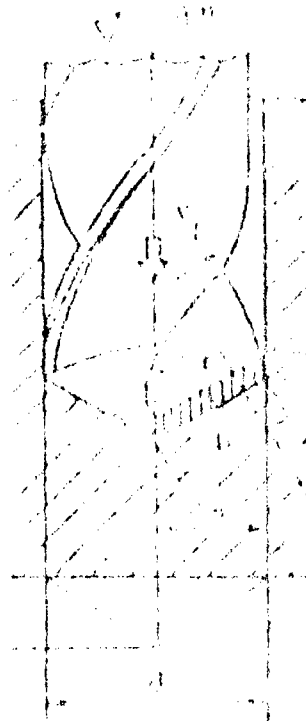


## II. TEORI DASAR

### 1. ELEMEN DASAR PROSES DRILING



GAMBAR 2-1 PROSES DRILING

Elemen dasar dari proses mengebor dapat diketahui atau dihitung dengan menggunakan rumus yang dapat diturunkan dengan memperhatikan gambar 2-1.

Kondisi pemotongan ditentukan sebagai berikut:

a. Benda kerja :  $\ell$  = panjang pemotongan benda kerja (mm)

Pahat :  $d$  = diameter gurdi (mm)

b.  $K_r$  = sudut potong utama

$$= \frac{1}{2} \text{ sudut ujung (point angle)}$$

c. Mesin Gurdi :  $n$  = putaran poros utama  $\left(\frac{r}{\text{min}}\right)$

$$v_f = \text{kecepatan makan} \quad \left(\frac{\text{mm}}{\text{min}}\right)$$

Sedangkan elemen dasar dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$1. \text{ Kecepatan potong} : v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} \quad (\text{m/min}) \quad (2-1)$$

$$2. \text{ Gerak makan} : f = \frac{v_f}{n} \quad (\text{mm/r}) \quad (2-2)$$

$$3. \text{ Kedalaman potong} : a = \frac{d}{n} \quad (\text{mm}) \quad (2-3)$$

$$4. \text{ Kecepatan penghasilan geram} : z = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot v_f}{4 \cdot 1000} \quad \left(\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}\right) \quad (2-4)$$

dimana :  $d$  = diameter mata bor (mm)

$K_r$  = sudut potong utama ( $^\circ$ )

$v_f$  = kecepatan makan (mm/min)

## 2. MEKANISME GENEVA

### 2.1 Pengertian Mekanisme Geneva

Di sini mekanisme *Geneva* mengatur gerakan berputar dari meja secara otomatis. Mekanisme *Geneva* : Mekanisme yang menggerakkan suatu gerakan *intermittent*, artinya pada waktu tertentu berhenti beberapa saat dan kemudian bergerak lagi.

Mekanisme *Geneva* terdiri dari dua bagian, yaitu:

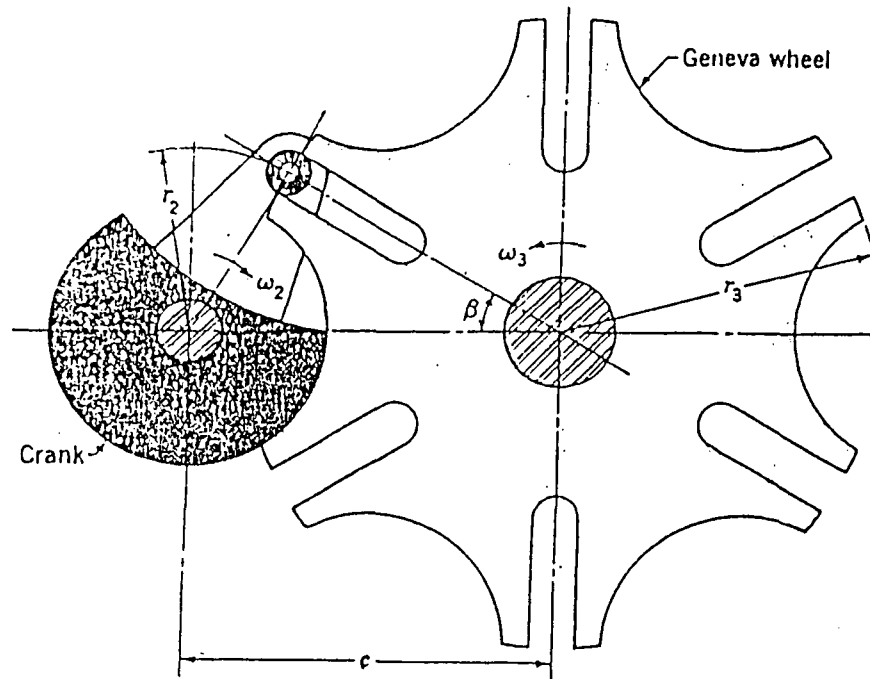
1. Crank :

Merupakan penggerak dari mekanisme *geneva* dan ada tuas yang dapat menyebabkan *geneva wheel* berputar pada saat tuas tersebut mengenai slot dari *geneva wheel*.

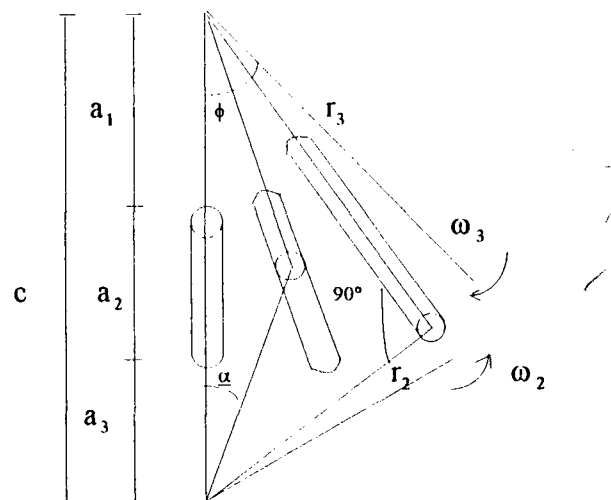
2. Geneva Wheel :

Putaran dari *geneva wheel* tergantung dari jumlah slot pada *geneva wheel*. Motor melalui poros akan menggerakkan *crank* yang memiliki tuas dan akan menggerakkan *geneva wheel* melalui slot yang ada pada *geneva wheel*. *Geneva wheel* ini akan mengatur perputaran dari meja tempat pelubangan kampas kopling.

## 2.2 Dasar Perencanaan



GAMBAR 2-2 MEKANISME GENEVA



GAMBAR 2-3 GAMBAR SLOT GENEVA

Dengan memperhatikan gambar 2-2 dan 2-3, maka akan diperoleh rumus-rumus untuk perencanaan mekanisme *geneva*.

1. Sudut  $b$  adalah merupakan setengah dari setiap slot:

$$b = \frac{360}{2 \times N} \quad (2-5)$$

dimana :  $N$  = jumlah slot yang direncanakan.

2. Jarak antara pusat geneva wheel dan Crank:

$$c = \frac{r_2}{\sin b} \quad (2-6)$$

dimana :  $r_2$  = radius Crank

3. Kecepatan sudut konstan dari Crank:

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (2-7)$$

dimana :  $n$  = putaran konstan Crank (rpm)

4. Panjang dari slot

$$\begin{aligned} a_2 &= r_2 + r_3 - c \\ &= c \left( \sin \frac{\pi}{N} + \cos \frac{\pi}{N} - 1 \right) \end{aligned} \quad (2-8)$$

5. Rasio dari radius Crank terhadap jarak antara pusat

$$\gamma = \frac{r_2}{c} = \sin \frac{\pi}{N} \quad (2-9)$$

6. Hentakan (shock) yang terjadi pada geneva wheel

$$J_3 = \frac{\gamma(\gamma - 1)(2\gamma \cos^2 \theta_2 + (1 + \gamma^2) \cos \theta_2 - 4\gamma)}{(1 + \gamma^2 - 2\gamma \cos \theta_2)^3} + \omega_2^3 \quad (2-10)$$

7. Hentakan saat  $\alpha = 0$

$$(J_3)_{\alpha=0} = \frac{\gamma(\gamma+1)}{(\gamma-1)^3} \omega_2^2 \quad (2-11)$$

8. Kecepatan maksimum geneva wheel terjadi bila  $\theta_2 = 0$

$$\omega_3 = \omega_2 \left( \frac{\gamma}{1-\gamma} \right) \quad (2-12)$$

9. Percepatan sudut didapat dengan mendiferensialkan ( $\omega_3$ ) terhadap waktu

$$\alpha_3 = \omega_2^2 \left[ \frac{\left( \frac{c}{r_2} \right) \sin \theta_2 \left( 1 - \frac{c^2}{r_2^2} \right)}{\left( 1 + \left( \frac{c}{r_2} \right)^2 - 2 \left( \frac{c}{r_2} \cos \theta_2 \right)^2 \right)} \right] \quad (2-13)$$

10. Gear Rasio (i)

$$i = \frac{\text{Perpindahan sudut oleh crank selama berotasi}}{\text{perpindahan sudut oleh geneva selama berotasi}} = \frac{N-2}{N} \quad (2-14)$$

11. Waktu total yang dibutuhkan untuk satu kali revolusi penuh dari crank

$$t = \frac{60}{n} \quad (2-15)$$

12. Index time ( $t_i$ )

$$t_i = \frac{N-2}{N} \left( \frac{60}{2n} \right) \quad (2-16)$$

$$13. \text{D well time} = \frac{N+2}{N} \cdot \frac{60}{2n} \quad (2-17)$$

### 3. WAKTU PRODUKSI

Waktu untuk menghasilkan produk atau waktu yang diperlukan untuk menyelesaikan sesuatu pekerjaan (memotong bagian tertentu produk) dengan cara yang tertentu (digunakan suatu jenis pahat) adalah merupakan variabel yang penting dalam rangka penentuan kondisi pemesinan optimum.

Untuk jumlah produk yang cukup besar maka secara kasar dapat ditentukan waktu pemesinan rata-rata untuk mengerjakan satu produk, yaitu dengan cara membagi seluruh waktu yang digunakan dengan jumlah produk yang dihasilkan.

Akan tetapi, cara ini tidak mungkin dilaksanakan karena tidak memberikan informasi yang jelas mengenai komponen waktu (bagian waktu total) yang berkaitan dengan setiap langkah pengerjaan. Sesuai dengan tujuan optimasi maka diinginkan pembagian waktu menurut komponennya sehingga dapat diketahui komponen waktu yang mana yang mungkin dapat diperkecil.

Penghematan Waktu Produksi :

$$\frac{t_{\ell} - t_b}{t_{\ell}} \times 100 \% \quad (2-18)$$

dimana :

$t_{\ell}$  = waktu produksi secara manual

$t_b$  = waktu produksi secara semi otomatis

Laju Produksi :

$$R_p = \frac{1}{T_p} \quad (2-19)$$

dimana :

$R_p$  = laju produksi

$T_p$  = waktu produksi

Peningkatan Laju Produksi :

$$\frac{R_{p_2} - R_{p_1}}{R_{p_2}} \times 100 \% \quad (2-20)$$

dimana :

$R_{p_1}$  = laju produksi mesin manual

$R_{p_2}$  = laju produksi mesin semi otomatis

## 4. POROS

### 4.1 Dasar Perencanaan

Untuk desain poros di sini digunakan dasar teori penunjang untuk poros dengan beban puntir dan beban lentur. Di sini berat poros diabaikan.

#### 4.2 Poros dengan Beban Puntir dan Beban Lentur

Untuk menentukan diameter dari poros harus diketahui momen *bending* dan torsi pada poros tersebut. Diameter poros akan tergantung pada kombinasi tegangan geser dan diagram momen sangat diperlukan untuk menentukan momen maksimum.

Tegangan geser maksimum dari poros yang padat karena beban *bending* dan torsi.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (2-21)$$

$$\sigma_x = \frac{32.M}{\pi.D^3} \quad (2-22)$$

$$\tau = \frac{16.T}{\pi.D^3} \quad (2-23)$$

dimana:

M = Momen bending maksimum

D = Diameter poros

$\tau$  = Momen Puntir

Untuk poros yang berongga:

$$\sigma_x = \frac{32.M}{\pi.D_0^3 \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^4\right)} \quad (2-24)$$

$$\tau = \frac{16.T}{\pi.D_0^3 \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^4\right)} \quad (2-25)$$

Dengan menggunakan kelelahan tegangan geser maksimum dan mengganti  $\sigma_x$  dan  $\tau$ , kita mendapatkan persamaan :

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 S_{yp}}{N} = \frac{16}{\pi \cdot D_o^3 \left( 1 - \left( \frac{D_1}{D_o} \right)^4 \right)} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (2-26)$$

dimana:

- $\tau_{\max}$  = Tegangan geser maksimum
- $S_{yp}$  = Kekuatan luluh dari material
- $N$  = Angka keamanan
- $D_o$  = Diameter luar poros
- $D_1$  = Diameter dalam poros
- $M$  = Momen bending yang terjadi
- $T$  = Torsi yang terjadi

## 5. BEARING

Pembahasan di sini akan ditunjukan pada cara pemilihan dan perhitungan faktor umur berdasarkan aksial dan radial yang terjadi pada masing-masing *bearing* tersebut.

### 5.1 Kapasitas Beban Bearing

Ukuran daripada *bearing* yang akan digunakan untuk suatu aplikasi dipilih berdasarkan kapasitas beban yang mampu diterimanya dan kebutuhan akan faktor umur dan kepercayaan. Nilai-nilai yang digunakan dalam perhitungan untuk menunjukkan kapasitas beban dinamakan *basic dynamic load rating* (kapasitas nominal) yang terbagi atas *basic dynamic load rating* (kapasitas nominal dinamik spesifik) dan *basic static load rating* (kapasitas nominal statik spesifik).

*Basic dynamic load rating* digunakan untuk perhitungan yang menyangkut tegangan dinamis *bearing* misalnya, untuk memilih *bearing* yang berputar pada beban tertentu. Maka nilai ini akan menunjukkan kapasitas beban daripada *bearing* sehingga dapat dihitung *basic rating life* (umur nominal *bearing*) daripada per-1.000.000 putaran.

*Basic static load rating* digunakan dalam perhitungan ketika *bearing* berputar sangat pelan diberikan gerakan ayunan atau diberi beban tetap untuk suatu periode waktu tertentu dan pada titik kontak yang menerima tegangan maksimal besarnya deformasi permanen pada elemen gelinding ditambah besarnya deformasi cincin mencapai 0.0001 kali diameter elemen gelinding, maka beban tersebut dinamakan *basic dynamic load rating* ( $c$ ) dan *basic static load rating* ( $c_0$ ).

## 5.2 Umur Bearing

Umur daripada *bearing* ini didefinisikan jumlah putaran yang mampu dilakukan oleh *bearing*. Hubungan antara *basic rating life*, *basic dynamic load rating*, dan beban *bearing* ditunjukkan persamaan berikut:

$$L_{10} = \left(\frac{c}{P}\right)^p \quad \text{atau} \quad \frac{c}{P} = L_{10}^{\frac{1}{p}} \quad (2-27)$$

dimana:

$L_{10}$  = basic rating life dalam jutaan putaran

$c$  = basic dynamic load rating

$P$  = beban bearing dinamik ekuivalen

$p$  = pangkat daripada persamaan umur di atas

$p = 3$ , untuk ball bearing

$p = \frac{10}{3}$ , untuk roller bearing

Untuk *bearing* yang berputar pada kecepatan konstan, persamaan dibawah menunjukkan umur *bearing* dalam jam operasi.

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60 \cdot n} \left(\frac{c}{P}\right)^p \quad (2-28)$$

dimana:

$L_{10h}$  = basic rating life dalam jam operasi

$n$  = kecepatan putaran, rpm

### 5.3 Beban Bearing Dinamik Ekuivalen

$$P = X F_r + Y F_a \quad (2-29)$$

Faktor X dan Y yang digunakan dalam perhitungan ini tergantung pada hubungan antara gaya aksial,  $F_a$  pada *basic static load rating* ( $c_0$ ), yang didapat dari tabel 2-1.

$F_a / C_0$	$e$	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0,025	0,22	1	0	0,56	2,0
0,040	0,24	1	0	0,56	1,8
0,070	0,27	1	0	0,56	1,6
0,130	0,31	1	0	0,56	1,4
0,250	0,37	1	0	0,56	1,2
0,500	0,44	1	0	0,56	1,0

TABEL 2-1 FAKTOR X DAN Y UNTUK DEEP GROOVE BALL BEARING  
DENGAN KELONGGARAN NORMAL ( FAG BEARING CATALOGUE)

### 5.4 Beban Bearing Statik Ekuivalen

Beban *bearing* statik ekuivalen untuk *deep groove ball bearing* ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan dibawah ini:

$$P_0 = 0.6 F_r + 0.5 F_a \quad (2-30)$$

bilamana  $P_0 < F_r$ , digunakan  $P_0 = F_r$

### 5.5 Kapasitas Beban Aksial

Apabila *deep groove bearing* ditujukan pada suatu beban aksial maka secara umum beban aksial ini tidak boleh melebihi 0.5  $C_0$ . Untuk *bearing* yang kecil dan ringan, maka harga ini menjadi 0.25  $C_0$ .

## 6. PASAK

### 6.1 Macam-macam Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, puli, kopling dan lain-lain pada poros. Momen diteruskan dari poros ke naf dan dari naf ke poros.

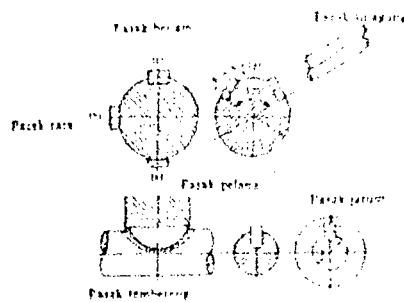
Pasak pada umumnya dapat digolongkan atas beberapa macam, menurut letaknya pada poros dapat dibedakan antara pasak pelana, pasak rata, pasak benam, dan pasak singgung yang pada umumnya berbentuk prismatis atau berbentuk tirus. Pasak benam prismatis ada yang khusus dipakai sebagai

pasak kencur. Disamping macam diatas ada pula pasak tembering dan pasak jarum.

Pasak kencur memungkinkan pergeseran aksial roda gigi dan lain-lain pada porosnya seperti pada *splines* yang paling umum dipakai adalah pasak benam yang dapat meneruskan momen yang besar. Untuk momen dengan tumbukan dapat dipakai pasak singgung. Dimensi dan macam-macam pasak dapat dilihat pada tabel 2-2 dan gambar 2-4.

Shaft Diameter (inclusive)	Square Type		Flat Type		Tolerance		Stock Length, L		
	Max. min. Width, W	Height at Large End, H"	Max. min. Width, W	Height at Large End, H"	On Width	On Height	Min. mum	Max. mum	Advancing by increments of
1/2 - 9/16	1/8	1/8	1/8	3/32	-0.0020	+0.0020	1/2	2	1/4
5/8 - 7/8	3/16	3/16	3/16	1/8	-0.0020	+0.0020	3/4	3	3/8
15/16 - 1 1/4	1/4	1/4	1/4	3/16	-0.0020	+0.0020	1	4	1/2
1 5/16 - 1 3/8	5/16	5/16	5/16	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/4	5 1/4	5/8
1 7/16 - 1 3/4	3/8	3/8	3/8	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/2	6	3/4
1 13/16 - 2 1/4	1/2	1/2	1/2	3/8	-0.0025	+0.0025	2	8	1
2 5/16 - 2 3/4	5/8	5/8	5/8	7/16	-0.0025	+0.0025	2 1/2	10	1 1/4
2 7/8 - 3 1/4	3/4	3/4	3/4	1/2	-0.0025	+0.0025	3	12	1 1/2
3 3/8 - 3 3/4	7/8	7/8	7/8	5/8	-0.0030	+0.0030	3 1/2	14	1 3/4
3 7/8 - 4 1/2	1	1	1	3/4	-0.0030	+0.0030	4	16	2
4 3/4 - 5 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4	7/8	-0.0030	+0.0030	5	20	2 1/2
5 3/4 - 6	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	-0.0030	+0.0030	6	24	3

TABEL 2-2 DIMENSI PASAK ( REFERENSI NO. 1 : 363)



GAMBAR 2-4 MACAM-MACAM PASAK ( REFERENSI NO. 3 : 24)

## 6.2 Teori Perhitungan

Berdasarkan Tegangan Geser

$$\tau_s = \frac{F_t}{A} \quad (2-30)$$

dimana:

A = Luasan permukaan geser

$$= w \times L$$

w didapat dari tabel 2-2.

Tegangan geser yang timbul harus lebih kecil daripada tegangan geser ijin,

maka:

$$\tau_s \leq \frac{S_{syp}}{A_k}$$

Berdasarkan tegangan kompresi:

$$\tau_c = \frac{F_t}{A} \quad (2-31)$$

dimana:

$\tau_c$  = Tegangan kompresi

$F_t$  = Gaya tangensial

A = Luasan pasak yang mengalami tegangan kompresi

$$= \left(\frac{H}{2}\right) \times L$$

H didapat dari tabel 2-2.

Tegangan kompresi yang timbul harus lebih kecil daripada tegangan kompresi ijin, maka:

$$\tau_c \leq \frac{Syp}{Ak}$$

## 7. PNEUMATIK

### 7.1 Gaya yang Terjadi pada Tabung Pneumatik

Gaya yang dihasilkan oleh sebuah tabung pneumatik bergantung pada dua hal:

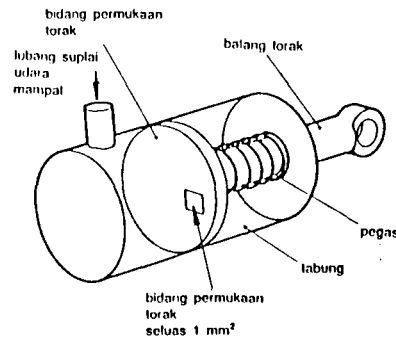
1. Tekanan udara mampat yang dimasukkan.
2. Luas permukaan torak.

Bila udara mampat yang dimasukkan ke dalam tabung memiliki tekanan  $1 \text{ N/mm}^2$ , ini berarti bahwa pada setiap milimeter persegi permukaan torak akan bekerja gaya sebesar 1 N. Kalau luas permukaan torak dikalikan dengan 1 N, hasilnya merupakan gaya total yang bekerja pada seluruh permukaan torak. Ini bisa dinyatakan secara sederhana dengan:

Gaya = Tekanan x Luas

$$F = P \times A$$

Bentuk tabung pneumatik dapat dilihat pada gambar 2-5.



GAMBAR 2-5 TABUNG PNEUMATIK

$$\text{Load Ratio} = \frac{\text{Gaya aktual}}{\text{Gaya teoritikal}} \times 100 /$$

Sebuah silinder seharusnya tidak mempunyai *load ratio* yang lebih tinggi dari 85 %. Jika dibutuhkan kontrol kecepatan yang akurat atau gaya berat yang bervariasi, 70 % tidak boleh lebih.

### 7.2 Aliran Udara dan Banyak Pemakaian Udara

Ada dua cara untuk menunjukkan banyak pemakaian udara untuk silinder atau sistem pneumatik, yang pertama adalah rata-rata pemakaian udara tiap jam, ini digunakan untuk menghitung biaya energi sebagai bagian dari biaya total produk. Yang kedua adalah pemakaian puncak dari silinder untuk menentukan ukuran katup yang sesuai, keadaan sistem untuk menentukan ukuran unit *Filter Regularator Lubricator (FRL)*. Pemakaian silinder didefinisikan sebagai luas *Piston* x panjang langkah x jumlah *stroke*.

Untuk menghitung ukuran katup dari sebuah silinder kita membutuhkan besar aliran maksimum yang tergantung pada kecepatan silinder yang tertinggi. Kapasitas aliran maksimum menentukan aliran dimana besar unit FRL harus dirancang.

Tabel 2-3 memberikan harga praktis dari aliran, dimana ukuran katup harus didasarkan. Aliran ini harus lebih tinggi dari harga teori untuk menutupi penurunan tekanan (*pressure drop*) pada sambungan-sambungannya. Pada kenyataan kecepatan akhir lebih tinggi dari rata-rata kecepatan.

Cyl. dia. mm	Average Cylinder Speed (l/min)									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
20	16	32	49	66	84	112	120	139	159	180
25	25	52	76	163	131	175	188	217	248	279
32	40	82	125	169	214	286	308	357	406	457
40	63	128	195	266	334	447	481	557	635	714
50	99	201	305	413	523	699	752	870	992	1116
63	157	318	487	658	830	1110	1193	1382	1575	1772
80	253	511	782	1057	1340	1792	1926	2230	2541	2860
100	395	804	1223	1653	2094	2801	3011	3487	3973	4471

TABEL 2-3 HARGA PRAKTIS LAJU AKHIR (L/MIN)

Menghitung Coefficient of flow ( $C_v$ )

$$C_v = \frac{Q}{400 \cdot \sqrt{P_2 + 1.013 \cdot \Delta p}} \quad (2-34)$$

dimana:

$Q$  = Laju aliran ( $\frac{l}{min}$ ) dari udara bebas

$P_2$  = Outlet presure untuk menggerakkan beban (bar)

$\Delta p$  = presure drop yang diijinkan.

Menghitung kumsumsi udara volume silinder:

$$V_s = \frac{(A_1 + A_2) \times L \times (P + 1.033) \times N}{1.000 \times 1.033} \quad (2-35)$$

dimana:

$V_s$  = Konsumsi udara ( $\frac{\text{lt}}{\text{menit}}$  tekanan atm)

$L$  = Stroke silinder (cm)

$A_1$  = Luas penampang piston bagian head

$A_2$  = Luas penampang piston bagian rod

$P$  = Tekanan udara ( $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$ )

$N$  = Jumlah gerakan piston per-menit (reciprocating = maju mundur)

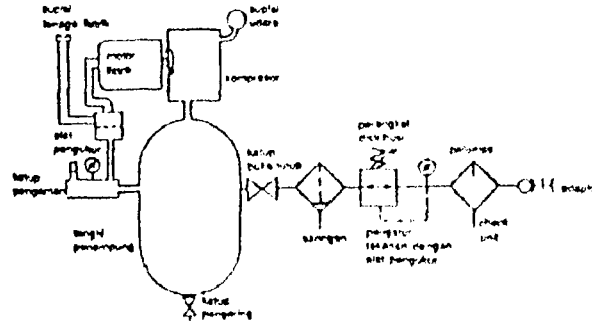
$$A_1 = \frac{\pi}{4} D^2$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

dimana :  $D$  = Diameter tabung silinder (cm)

$d$  = diameter rod piston (cm)

### 7.3 Unit Kompresor

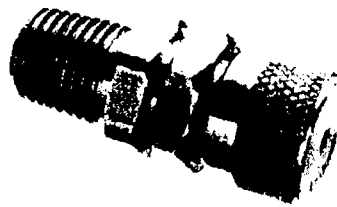


GAMBAR 2-6 DIAGRAM SKEMATIS UNIT KOMPRESOR

Sumber tenaga bagi tabung-tabung pneumatik berupa udara mampat, dapat diperoleh dari sebuah unit kompresor (gambar 2-6). Udara diisap dari atmosfer melalui sebuah filter oleh sebuah pompa torak yang disebut kompresor. Kompresor kemudian memompa udara tersebut ke dalam sebuah tangki penampung dari baja yang disebut receiver. Kompresor digerakkan oleh sebuah motor listrik, yang dikontrol dengan menggerakkan saklar (*switch*) katup pengaman (gambar 2-7), yang dihubungkan dengan penampung. Bila tekanan udara di dalam penampung turun sampai ke suatu harga minimum yang telah ditentukan, saklar secara otomatis menghidupkan motor listrik, dan kompresor akan menambah persediaan udara dalam penampung. Bila tekanan udara dalam penampung mencapai suatu titik maksimum, saklar akan menghentikan motor listrik dan kompresor-pun berhenti bekerja.

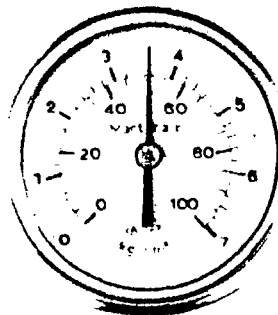
Bila udara dimampatkan, maka akan terjadi kondensasi sehingga air akan terkumpul di bagian bawah penampung.

Air ini dikeluarkan secara teratur oleh sebuah katup pengering di bawah penampung.



GAMBAR 2-7 KATUP PENGAMAN

Tekanan udara dalam penampung diukur dengan sebuah alat ukur tekanan, yang dapat dilihat pada gambar 2-8.



GAMBAR 2-8 ALAT UKUR TEKINAN

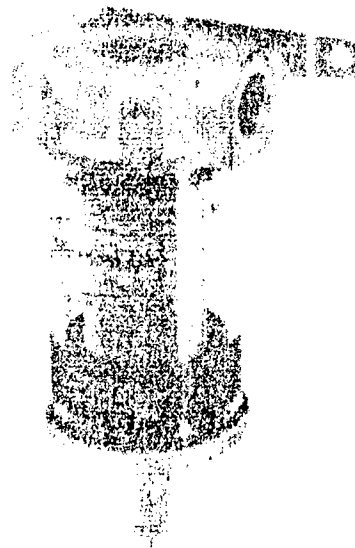
Udara yang telah dimampatkan keluar dari tangki penampung akan melalui sebuah katup buka tutup. Sebelum mencapai jaringan distribusi, udara harus melewati sebuah unit filter atau penyaring (dapat dilihat pada gambar 2-9), yang akan memisahkan kandungan air dari udara. Kemudian udara mengalir

pengatur tekanan (Gambar 2-10). Tekanan udara dalam tangki penampung biasanya lebih tinggi daripada tekanan yang dibutuhkan. Karena itulah alat pengatur tekanan dibutuhkan. Tekanan dapat dikontrol dengan memutar tombol pengontrol.

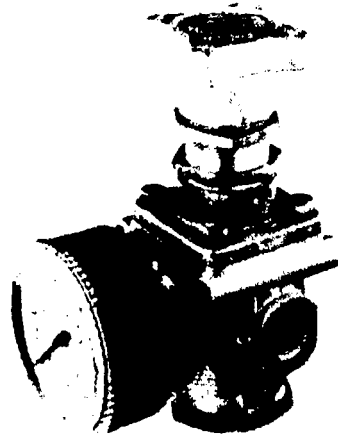
Untuk keperluan industri, dengan maksud komponen-komponen pneumatik bisa lebih awet, masih bisa ditambahkan satu unit alat, yaitu unit pelumas, yang dapat dilihat pada gambar 2-11.

Selanjutnya udara memasuki sistem distribusi yang biasanya berupa pipa baja yang digalvanisasi, pada selang-selang tertentu disepanjang pipa ini dipasang *check unit* (gambar 2-12).

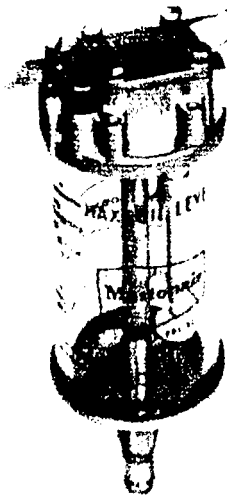
Alat-alat yang memerlukan suplai udara tinggal dihubungkan ke sini dengan menggunakan adaptor yang sesuai.



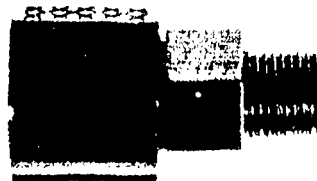
GAMBAR 2-9 ALAT PENYARING



GAMBAR 2-10 ALAT PENGATUR TEKANAN



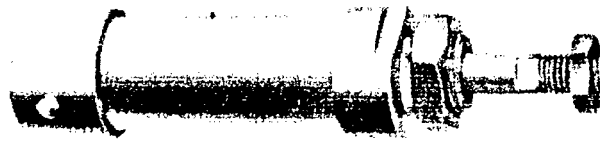
GAMBAR 2-11 UNIT PELUMAS



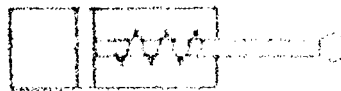
GAMBAR 2-12 CHECK UNIT

#### 7.4 Tabung Gerak Tunggal

Udara yang dimampatkan di masukkan ke dalam tabung. Tekanan udara tersebut bekerja pada permukaan sebuah torak (*piston*) yang menghasilkan suatu gaya. Gaya itu menggerakkan torak ke bagian bawah tabung. Tabung gerak tunggal ini dapat dilihat pada gambar 2-13, sedangkan simbol diagram rangkaian untuk tabung gerak tunggal dapat dilihat pada gambar 2-14.



GAMBAR 2-13 TABUNG GERAK TUNGGAL



GAMBAR 2-14 SIMBOL DIAGRAM RANGKAIAN UNTUK TABUNG GERAK TUNGGAL

Pada torak terpasang sebuah batang torak yang menyembul ke sebelah luar ujung tabung. Dengan Bergeraknya torak, maka bergerak pula batang torak ke luar tabung. Bila pemampatan udara dihentikan, sebuah pegas akan mendorong kembali torak itu ke tempat semula.

#### 7.5 Pengontrolan Tabung Gerak Tunggal menggunakan Katup 3 Lubang

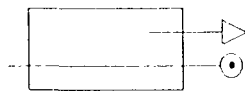
Pengontrolan Tabung Gerak Tunggal menggunakan katup 3 lubang. (*3-port valve*) Katup ini mempunyai sebuah lubang untuk menerima suplai udara

mampat, sebuah lubang kedua yang dihubungkan dengan tabung dan sebuah lubang ketiga tempat lewatnya udara dari dalam tabung keluar ke udara bebas bila katup di tutup. Bentuk tabung ini dapat dilihat pada gambar 2-15.

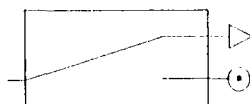
Simbol untuk suplai udara mampat (*main air*) adalah  $\text{---}\odot$  Simbol untuk udara yang dikeluarkan (*exhaust air*) adalah  $\text{---}\triangleright$

Hubungan dengan tabung digambarkan dengan simbol  $\text{---}$

Bila katup 3 lubang udara yang melaluinya digambarkan dengan simbol :



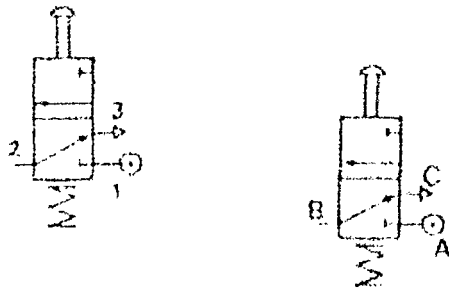
Dalam hal ini aliran udara keluar tertutup sementara suplai udara mampat dari tangki penampung (*receivoer*) bisa lewat. Bila katup 3 lubang tertutup, pola aliran udara yang melaluinya dinyatakan dengan simbol :



Dalam keadaan demikian suplai udara mampat tertutup, sedangkan udara yang sudah tidak terpakai bisa keluar. Untuk menggambarkan pola aliran dasar sebuah katup 3 lubang, kedua simbol diatas digambarkan menjadi satu, seperti terlihat pada gambar 2-16.

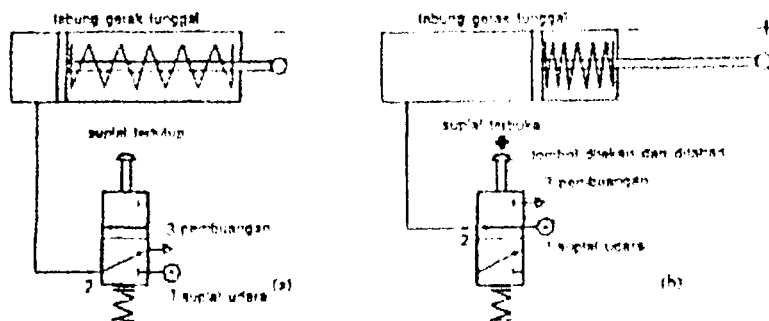


GAMBAR 2-15 KATUP TOMBOL 3 LUBANG DENGAN PEGAS PEMBALIK



GAMBAR 2-16 (a) dan (b)

SIMBOL DENGAN LUBANG BERNOMOR DAN DENGAN DIBERI HURUF



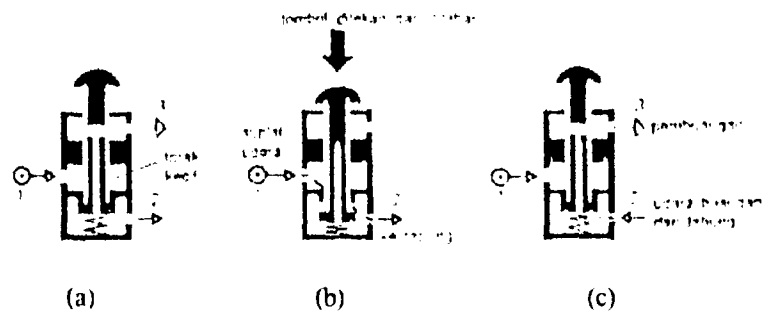
GAMBAR 2-17

PENGONTROL TABUNG GERAK TUNGGAL DENGAN KATUP TOMBOL 3 LUBANG

Tabung gerak tunggal dihubungkan dengan katup 3 lubang menggunakan pipa atau selang plastik (Gambar 2-17). Bila tombol pada katup 3 lubang ditekan, udara mampat akan mengalir melalui katup dan masuk kedalam tabung. Ini berakibat bergeraknya batang torak ke luar tabung. Torak dalam hal ini disebut bergerak ke arah positif (+) atau *outstroke*. Bila tombol dilepaskan, gaya pada pegas akan mendorong torak kembali ke tempatnya. Udara di belakang torak akan dibuang melalui lubang pembuang pada katup 3 lubang. Gerak kembali torak itu disebut gerak (-) atau *instroke*.

#### 7.6 Detail Katup 3-lubang

Sampai sekarang yang digunakan dalam diagram-diagram kita adalah katup 3 lubang yang menggunakan tombol tekan serta pegas. Di bagian dalam katup terdapat sebuah torak kecil, yang pada bagian bawahnya ada sebuah pegas halus. Bila menekan tombol katup, torak kecil akan bergerak ke bawah sehingga memungkinkan udara mengalir dari lubang 1 dan keluar melalui lubang 2. Kalau tombol dilepaskan, pegas akan mendorong balik torak kecil dan menutup suplai udara dari lubang 1. Torak kecil ini bagian dalamnya berlubang, sehingga angin buang bisa lewat dan keluar melalui lubang 3 (gambar 2-18).

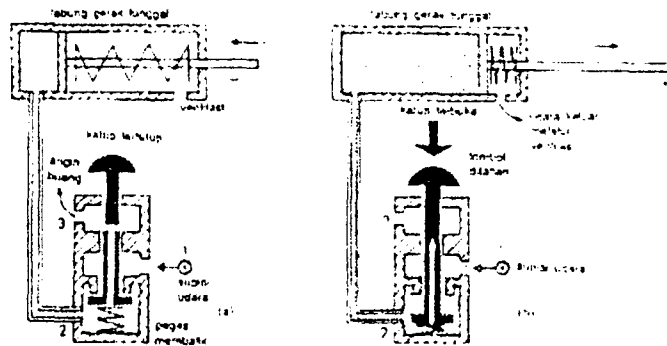


GAMBAR 2-18

- a. Katup 3-Lubang
- b. Tombol Ditekan
- c. Tombol Dilepas

Gambar 2-19 memperlihatkan bagaimana katup 3-lubang yang menggunakan tombol tekan digunakan untuk mengontrol sebuah tabung gerak tunggal. Bila tombol dalam posisi menutup atau *off* (Gambar 2-19a), pegas pada katup menahan torak erat-erat pada sebuah cincin penyekat (*seal*), sehingga aliran udara mampat dari lubang 1 terhalang. Dalam keadaan demikian torak tabung gerak tunggal berada dalam posisi negatif, karena ditahan oleh pegas. Udara yang terperangkap di belakang torak mengalir ke dalam katup melalui lubang 2, terus melewati lubang di tengah torak kecil, dan selanjutnya keluar melalui lubang 3. Bila tombol ditekan, seperti yang diperlihatkan pada gambar 2-19b, torak kecil akan menekan pegas katup. Udara mampat dari lubang 1 mengalir melalui lubang 2 dan masuk ke dalam tabung. Tekanan udara yang bekerja pada permukaan torak memaksa torak untuk bergerak ke arah positif atau melakukan *outstroke*. Dengan gerak

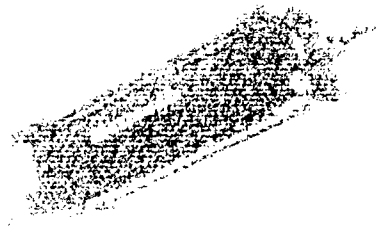
tersebut, torak menekan pegas dalam tabung Udara yang terperangkap di muka torak dibuang ke luar melalui sebuah lubang ventilasi di bagian depan tabung.



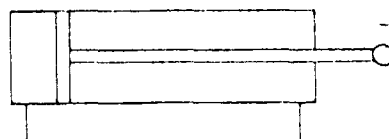
GAMBAR 2-19

ALIRAN UDARA MELALUI KATUP 3 LUBANG KE TABUNG GERAK TUNGGAL

7.7 Tabung Gerak Ganda



GAMBAR 2-20 TABUNG GERAK GANDA



GAMBAR 2-21 SIMBOL DIAGRAM RANGKAIAN UNTUK TABUNG GERAK GANDA

Berbeda dengan tabung gerak tunggal, tabung gerak ganda atau *double acting cylinder*, seperti yang diperlihatkan pada gambar 2-20, memiliki lubang penghubung pada kedua ujungnya, seperti diperlihatkan pada gambar 2-21. Bila udara mampat dimasukkan melalui lubang di bagian belakang, torak akan bergerak ke arah muka sehingga batang torak bergerak positif. Udara di bagian muka keluar melalui lubang di bagian muka tabung. Demikian sebaliknya kalau udara mampat dimasukkan melalui lubang muka, batang torak akan bergerak kembali ke dalam tabung atau bergerak negatif. Udara di belakang torak keluar melalui lubang belakang.

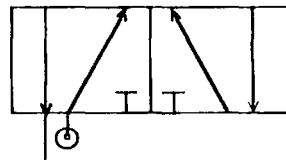
#### 7.8 Pengontrol Gerak Ganda Menggunakan Katup 5 Lubang

Dalam Praktek, tabung gerak ganda jarang dikontrol menggunakan katup 3 lubang. Untuk pengontrolan tersebut, katup 5 lubang (*5-port valve*) lebih lazim dipakai. Pada hakekatnya katup 5 lubang sama dengan dua buah katup 3 lubang yang digabung menjadi satu. Katup ini mempunyai dua buah lubang pembuang ke tabung (2 dan 4), dua buah lubang pembuang (3 dan 5), serta sebuah lubang untuk suplai udara mampat (1). Seperti halnya pada katup 3 lubang, katup 5 lubang ini mempunyai dua posisi yang berarti dua pola aliran udara yang berbeda.

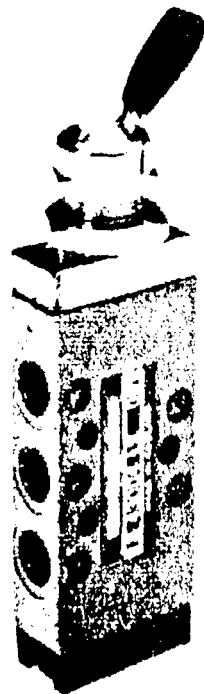
Salah satu pola aliran adalah:

Udara masuk melalui lubang dan keluar dari lubang 2. Udara yang tidak terpakai lagi masuk melalui lubang 4 dan keluar pada lubang 5. Lubang 3

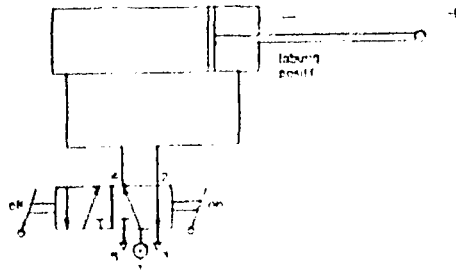
sendiri dalam keadaan tersekat. Pola aliran yang lain adalah melalui lubang 4, udara yang tidak terpakai lagi masuk dari lubang 2 dan keluar melalui lubang 3. Lubang 5 dalam keadaan tertutup. Bila kedua pola aliran ini kita gabung menjadi satu, maka terbentuklah simbol pola aliran dasar untuk katup 5 lubang.



Simbol-simbol untuk tabung suplai udara dan pembuangan hanya ditambahkan pada sebelah kiri atau ke sebelah kanan saja dan tidak pernah pada kedua-duanya.



GAMBAR 2-22 KATUP TUAS 5 LUBANG



GAMBAR 2-23 PENGONTROLAN TABUNG GERAK GANDA MENGGUNAKAN KATUP  
TUAS 5 LUBANG

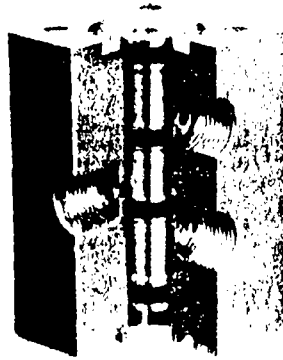
Pemilihannya tergantung dari sisi sebelah mana dari simbol tersebut yang sesuai dengan rangkaian. Pada gambar 2-22 dapat dilihat sebuah katup 5 lubang dengan mekanisme tuas atau *lever*. Sedangkan gambar 2-23 menunjukkan bagaimana katup ini mengontrol sebuah gerak ganda. Gambar 2-22 memperlihatkan dua posisi katup 5 lubang mengontrol tabung gerak ganda. Bila katup 5 lubang pada posisi *off*, maka udara mampat akan masuk ke dalam katup melalui lubang 1. Selanjutnya udara tersebut meninggalkan katup dari lubang 2 menuju tabung yang mengakibatkan tabung menjadi negatif.

Udara yang terdorong ke arah negatif oleh torak keluar dari tabung ke lubang 4 pada katup dan terus di buang melalui lubang 5. Kalau katup 5 lubang dihidupkan atau *on*, udara mengalir melalui katup dari lubang 1 ke lubang 4 dan kemudian masuk ke tabung serta mengakibatkan torak bergerak positif. Udara yang terdorong oleh torak keluar dari tabung ke lubang 2 pada katup akan terus dibuang melalui lubang 3.

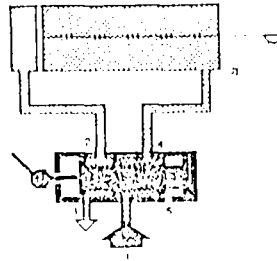
### 7.9 Detail Katup 5 lubang

Katup 5-lubang yang digunakan di sini memiliki mekanisme penyekat berupa sebuah *poppet*, yaitu semacam tabung dengan sebuah piringan kecil di bagian bawahnya yang berlapis cincin karet. Mekanisme penyekat katup 5 lubang umumnya terdiri dari bagian-bagian sebagai berikut : sebuah *spool*, yaitu semacam tabung yang terbuat dari logam *alloy* yang ringan, dan empat buah cincin karet penyekat yang melilit pada *spool* dengan selang yang teratur. Mekanisme penggerak berupa tuas atau lever bisa digunakan untuk mengatur posisi *spool*.

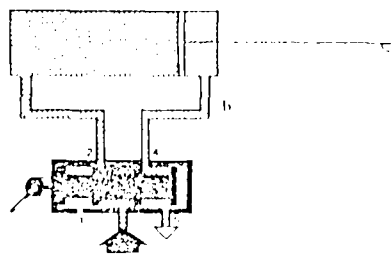
Bila tuas berada dalam posisi *on* seperti pada gambar 2-26, maka udara masuk ke dalam katup melalui lubang 1, kemudian meninggalkan katup dari lubang 2 menuju ke tabung. Akibatnya, torak tabung bergerak positif. Sementara itu, udara yang terdorong oleh torak keluar dari tabung dan masuk ke lubang katup nomer 4, serta dibuang melalui lubang 5. Bila tuas digeser ke posisi *off* seperti pada gambar 2-25, maka *spool* juga ikut bergeser sehingga udara mampat masuk dari lubang 1 dan diteruskan ke tabung melalui lubang 4. Akibatnya, torak tabung bergerak negatif. Udara yang terdorong oleh torak keluar dari tabung ke lubang 2 pada katup dan dibuang melalui lubang 3.



GAMBAR 2-24 PENAMPANG KATUP 5 LUBANG



GAMBAR 2-25 KATUP 5 LUBANG DALAM POSISI OFF



GAMBAR 2-26 KATUP 5-LUBANG DALAM POSISI ON