



**SAMHYDRAULIK**  
**HIT** division



*Informazioni tecniche sui sistemi di  
regolazione per pompe a piston  
assiali a cilindrata variabile della*

**Serie H1V Series**

**Technical information on variable  
displacement axial piston  
pumps control systems**



## Indice

## Contents

1	<i>Sistemi di regolazione Pompe H1V</i> .....	H1V pumps control systems .....	pag.	3
2	<i>Regolatore NC per pompe H1V</i> .....	H1V pumps NC control .....	pag.	8
3	<i>Regolatore NC+PC per pompe H1V</i> .....	H1V pumps NC+PC control .....	pag.	16
4	<i>Regolatore NC+PI per pompe H1V</i> .....	H1V pumps NC+PI control .....	pag.	19
5	<i>Regolatore 2NC per pompe H1V</i> .....	H1V pumps 2NC control .....	pag.	23
6	<i>Regolatore PC per pompe H1V</i> .....	H1V pumps PC control .....	pag.	27
7	<i>Regolatore PCR per pompe H1V</i> .....	H1V pumps PCR control .....	pag.	31
8	<i>Regolatore LS per pompe H1V</i> .....	H1V pumps LS control .....	pag.	33
9	<i>Regolatore PI per pompe H1V</i> .....	H1V pumps PI control .....	pag.	37
10	<i>Regolatore EM per pompe H1V</i> .....	H1V pumps EM control .....	pag.	41
11	<i>Regolatore 2PI per pompe H1V</i> .....	H1V pumps 2PI control .....	pag.	45
12	<i>Regolatore 2EM per pompe H1V</i> .....	H1V pumps 2EM control .....	pag.	47
13	<i>Regolatore LC per pompe H1V</i> .....	H1V pumps LC control .....	pag.	49
14	<i>Formule e tabelle</i> .....	Tables and formulae .....	pag.	51

## 1 - Sistemi di regolazione Pompe H1V

### 1.1 - Regolatori disponibili

Per le pompe a pistoni assiali a corpo inclinato per circuito aperto della serie H1V è disponibile una vasta gamma di sistemi di regolazione tale da soddisfare la maggior parte delle esigenze del mercato.

- 1) NC Regolatore a potenza costante  
Il regolatore a potenza costante regola la portata della pompa in funzione della pressione di esercizio in modo che la potenza idraulica erogata rimanga costante a regime di rotazione costante.
- 2) NC+PC Regolatore di potenza con limitatore di pressione  
Al regolatore a potenza costante è sovrapposto un dispositivo che al raggiungimento della pressione di taratura regola la cilindrata della pompa, sino all'annullamento, in modo da mantenere costante la pressione di esercizio.
- 3) NC+PI Regolatore di potenza con limitatore idraulico  
Mediante il limitatore idraulico è possibile limitare tramite un segnale di pilotaggio la cilindrata massima della pompa.
- 4) 2NC Regolatore a somma di potenza  
Il regolatore a somma di potenza permette di mantenere costante la somma delle potenze assorbite da due pompe che alimentano due circuiti indipendenti.
- 5) PC Regolatore a pressione costante  
Il regolatore a pressione costante mantiene costante, al valore di taratura, la pressione del circuito idraulico indipendentemente dalla quantità di portata richiesta.
- 6) PCR Regolatore a pressione costante con pilotaggio a distanza  
Il regolatore a pressione costante con pilotaggio a distanza mantiene costante, al valore di taratura, la pressione del circuito idraulico indipendentemente dalla quantità di portata richiesta. Il regolatore è realizzato mediante una valvola che può essere collocata in una posizione più facilmente accessibile della pompa e sino a 5 m di distanza.
- 7) LS Regolatore Load Sensing  
Il regolatore load sensing è in grado di regolare la portata della pompa in funzione della richiesta di più utenze indipendenti.
- 8) PI Regolatore idraulico proporzionale  
Il regolatore idraulico proporzionale consente una variazione continua della cilindrata della pompa mediante la variazione della pressione di un segnale di pilotaggio idraulico.
- 9) EM Regolatore elettromagnetico proporzionale  
Il regolatore elettromagnetico proporzionale consente una variazione continua e programmabile della cilindrata della pompa mediante un segnale elettrico.
- 10) 2PI Regolatore idraulico a 2 posizioni  
Il regolatore idraulico a due posizioni permette il funzionamento della pompa in cilindrata minima o in cilindrata massima in funzione della presenza o dell'assenza del segnale idraulico di comando.
- 11) 2EM Regolatore elettromagnetico a 2 posizioni  
Il regolatore elettromagnetico a due posizioni permette il funzionamento della pompa in cilindrata minima o in cilindrata massima in funzione della presenza o dell'assenza del segnale elettrico di comando.
- 12) LC Regolatore manuale  
Con il regolatore manuale è possibile variare con continuità la cilindrata della pompa mediante la rotazione di un volante.

## 1 - H1V pumps displacement controls

### 1.1 - Available controls

For use on H1V axial pistons bent axis design variable displacement pumps a wide range of control devices is available, thus giving the possibility to match practically every need in hydraulic open circuit applications.

- 1) NC Constant power control  
The constant power control varies the pump displacement as a function of its working pressure in such a way that the output hydraulic power is kept constant at constant RPM.
- 2) NC+PC Constant power control with pressure limiting device  
A pressure limiting device is added to the basic constant power control in such a way that, whenever a preset pressure value is reached, the control destrokes the pump to keep the working pressure constant.
- 3) NC+PI Constant power control with hydraulic limiting device  
An hydraulic limiting device is added to the basic constant power control in such a way that, via a piloting pressure, it is possible to limit the pump maximum displacement.
- 4) 2NC Power summation control  
The power summation control acts in such a way that the sum of the input power of two separate pumps is kept constant at constant RPM.
- 5) PC Constant pressure control  
The constant pressure control keeps the working pressure constant and equal to a preset value, independently from the required flow rate.
- 6) PCR Constant pressure control with remote piloting  
The constant pressure control with remote piloting keeps the working pressure constant and equal to a preset value, independently from the required flow rate. This device is designed with a remote piloting valve which can be mounted maximum 5 m far from the pump unit, in a more accessible position.
- 7) LS Load sensing control  
The load sensing control varies the pump output flow rate as a function of several independent variable loads.
- 8) PI Proportional hydraulic control  
The proportional hydraulic control continuously varies the pump displacement in such a way that the latter is kept proportional to a variable piloting pressure value.
- 9) EM Proportional electric control  
The proportional electric control continuously varies the pump displacement in such a way that the latter is kept proportional to a variable current value. The piloting current can be controlled via a proportional amplifier or a PLC.
- 10) 2PI Hydraulic 2 positions control  
The hydraulic 2 positions control allows the pump to work at the maximum or at the minimum displacement by the means of an external piloting pressure.
- 11) 2EM Electric 2 positions control  
The electric 2 positions control allows the pump to work at the maximum or the minimum displacement by the means of an external piloting current.
- 12) LC Manual control  
The manual control allows a continuous variation of the pump displacement by the means of an external handwheel.

## 1.2 - Montaggio (1) e montaggio (2)

I regolatori possono essere montati in modo da variare la cilindrata della pompa dal valore massimo a quello minimo (montaggio 1) o dal valore minimo a quello massimo (montaggio 2). Alcuni comandi possono funzionare con un determinato montaggio (montaggio 1 o montaggio 2) mentre altri possono essere montati indifferentemente in entrambe le configurazioni. La tabella 1.2.1 riassume le varie possibilità di montaggio dei vari regolatori per pompe H1V.

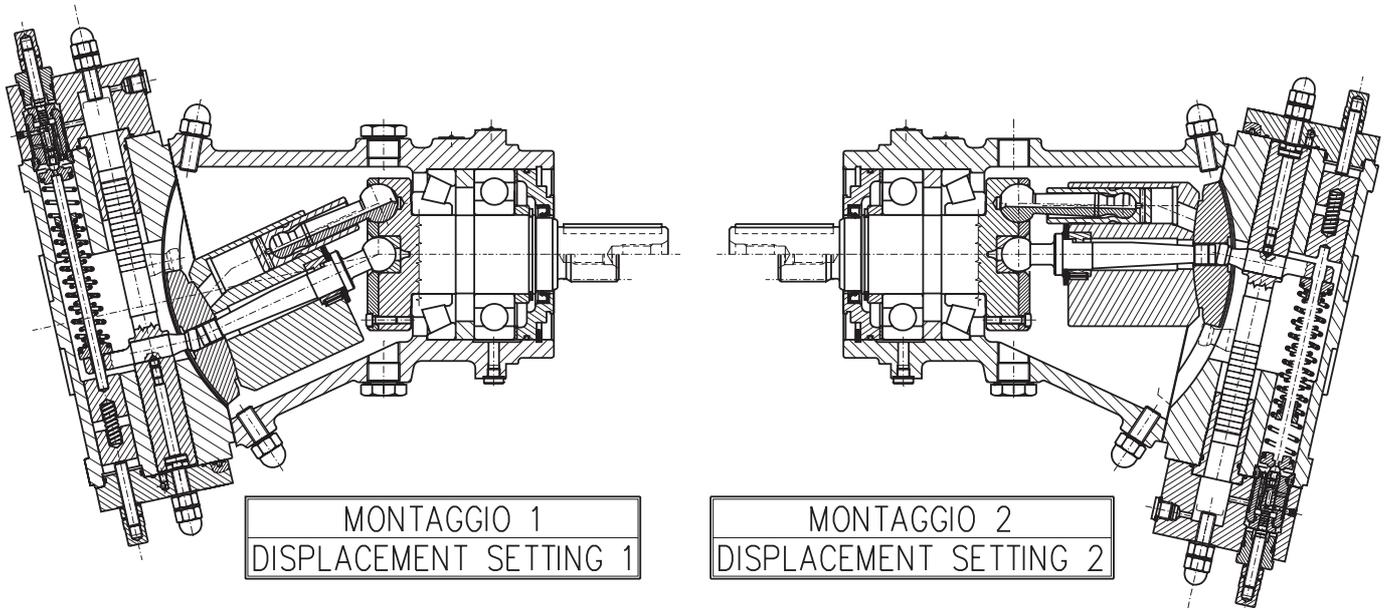


Figura 1.2.1 - Montaggio (1) e (2)

In Tabella 1.2.1 le configurazioni segnate da un asterisco, sebbene tecnicamente realizzabili, non hanno impiego pratico.

Tabella 1.2.1 - Possibilità di montaggio

## 1.2 - Displacement setting (1) and (2)

The control assembly can be mounted on the pump casing assembly in such a way that it varies the pump displacement from maximum to minimum (displacement setting (1):  $V_{gmax} \rightarrow V_{gmin}$ ) or from minimum to maximum (displacement setting (2):  $V_{gmin} \rightarrow V_{gmax}$ ). Several controls have only one displacement setting (1 or 2), while other ones can function with both the displacement settings. Table 1.2.1 shows the displacement setting options for H1V pumps controls.

Picture 1.2.1 - Displacement setting (1) and (2)

in Table 1.2.1 (\*) indicates the configurations which can be realised but are not practically used.

Table 1.2.1 - Displacement setting key

REGOLATORE	(1) (Max → Min)	(2) (Min → Max)
NC	✓	
NC+PC	✓	
NC+PI	✓	
2NC	✓	
PC	✓	
PCR	✓	
EM	✓*	✓
2EM	✓	✓
PI	✓*	✓
2PI	✓	✓
LC	✓	✓
LS	✓	

In figura 1.2.1 sono riportati i complessivi corrispondenti alle due diverse possibilità di montaggio. Il coperchio della pompa è progettato in modo da permettere il montaggio dei regolatori nelle due posizioni.

Per esempio, per trasformare un regolatore 2EM montaggio (1) in un regolatore 2EM montaggio (2) è sufficiente invertire la

Picture 1.2.1 shows the two different displacement setting configurations. The pump port cover is designed in such a way that the two configurations can be easily realised.

For instance, to convert a 2EM control with displacement setting (1) into a 2EM control with displacement setting (2) it is enough

posizione dei cappellotti superiore ed inferiore e la disposizioni degli elementi interni.

to reverse the upper and lower cap and rotate the internal components position of 180°.

### 1.3 - Grani di limitazione della cilindrata

### 1.3 - Displacement setting screws

La limitazione della cilindrata minima e massima viene effettuata mediante dei grani filettati che regolano la posizione di fine corsa del pistone di comando.

The pump maximum and minimum displacement can be set via two grub screws which limit the control piston stroke.

In funzione della cilindrata nominale della pompa e della cilindrata effettiva che si vuole ottenere si devono utilizzare grani di diversa lunghezza. In figura 1.3.1 è riportata la tabella di scelta dei grani relativa alla pompa H1V 55.

It is possible to obtain different maximum and minimum displacement limitations using different length screws. Picture 1.3.1 shows, for instance, the available options for the H1V 55 pump.

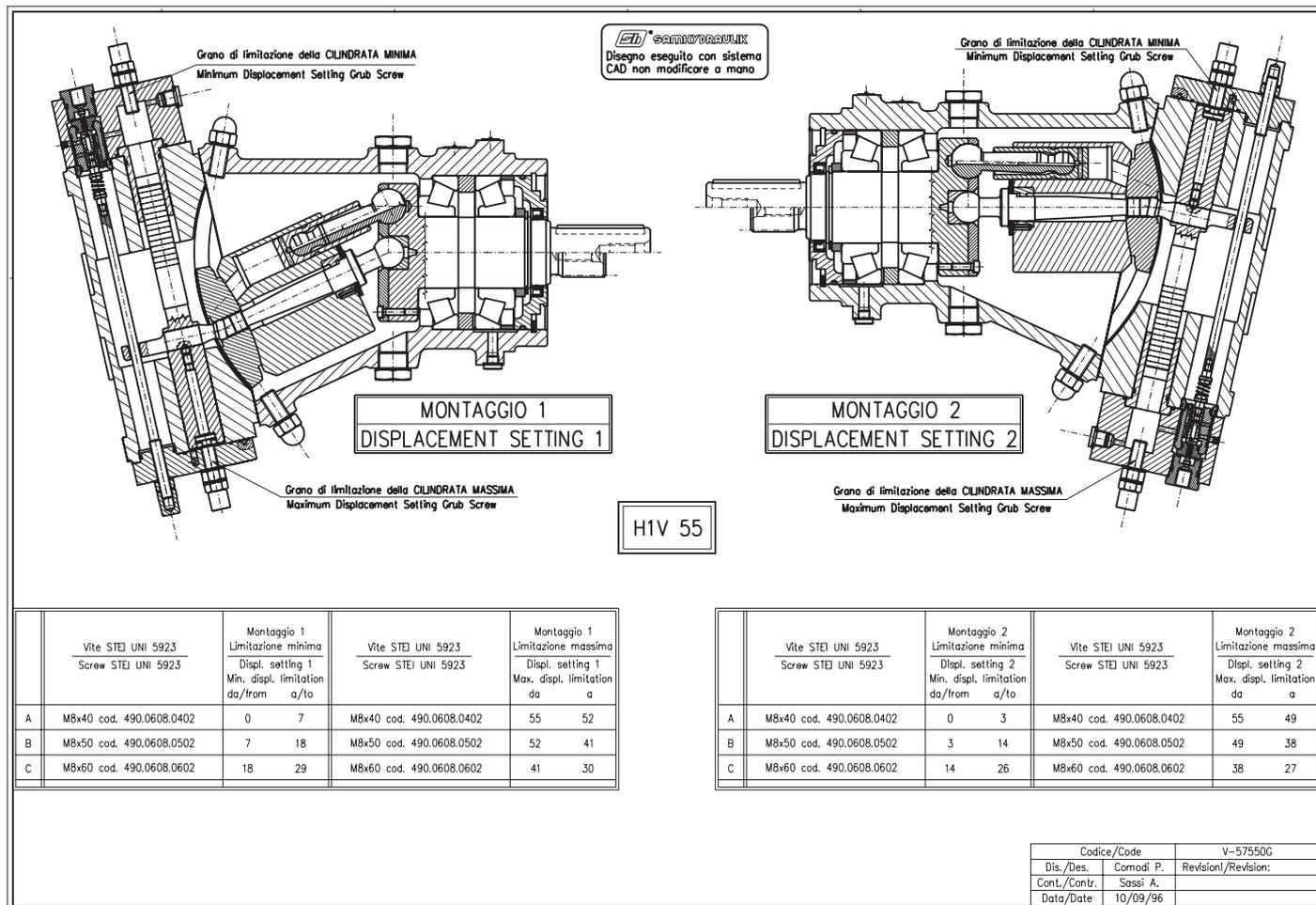


Figura 1.3.1 - Grani di limitazione della cilindrata

Picture 1.3.1 - Displacement setting screws

## 1.4 - Valvole di complemento

Come valvole di complemento ai regolatori per le pompe H1V sono disponibili due valvole di sequenza. Una a pilotaggio interno ed una a pilotaggio esterno.

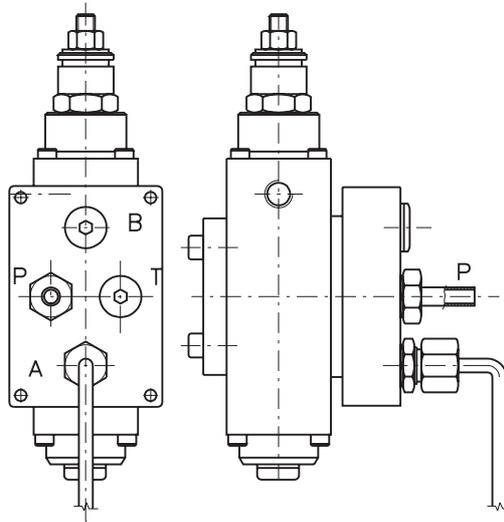


Figura 1.4.1 - Valvola di sequenza a pilotaggio interno

La valvola di sequenza a pilotaggio interno, figura 1.4.1, viene utilizzata per realizzare il dispositivo addizionale a pressione costante (PC) per i regolatori con montaggio (1).

I regolatori comunemente realizzati con tale valvola sono riportati nella tabella superiore di figura 1.4.1. La valvola utilizzata per le varie cilindrate è unica. Nella tabella inferiore della stessa figura sono elencati i codici dei kit di montaggio nei quali sono inclusi i condotti di collegamento.

La valvola di sequenza a pilotaggio esterno, figura 1.4.2, viene utilizzata per realizzare il dispositivo addizionale a pressione costante (PC) per i regolatori con montaggio (2).

## 1.4 - Optional valves

Two optional sequence valves are available for use with H1V pump controls: an internal piloting and an external piloting sequence valve.

Regolatori	
NC+PC	
PCR	
2EM+PC ( montaggio 1 )	
2PI+PC ( montaggio 1 )	

Codice	H1V
250.0211.0000	55
250.0212.0000	75
250.0213.0000	108
250.0214.0000	160
250.0215.0000	226

Picture 1.4.1 - Internal piloting sequence valve

The internal piloting sequence valve, fig. 1.4.1, is used to add a constant pressure control to the standard controls with displacement setting (1).

The controls commonly realised with said valve are reported in the table of fig. 1.4.1. One valve fits all the pump displacements. The valve kit codes for every displacement are also reported. Said kits have pipes and fittings enclosed for valve mounting on the pump controls.

The external piloting sequence valve, fig. 1.4.2, is used to add a constant pressure control to the standard controls with displacement setting (2).

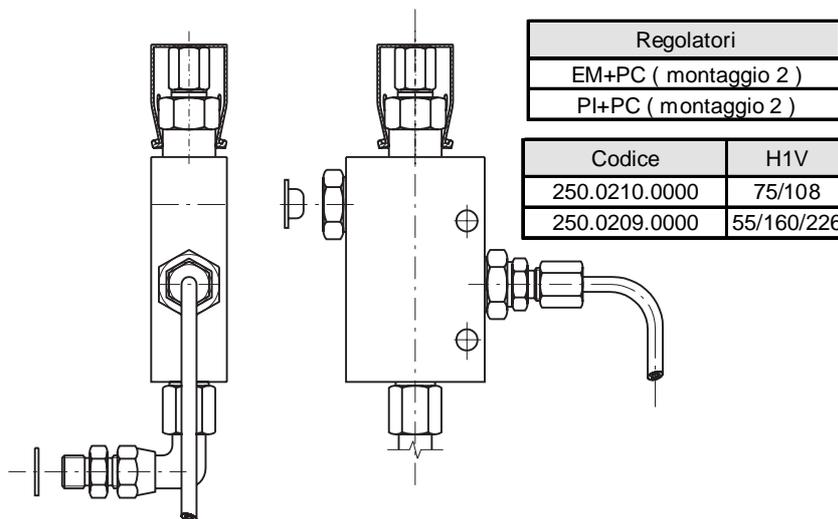


Figura 1.4.2 - Valvola di sequenza a pilotaggio esterno

I regolatori comunemente realizzati con tale valvola sono riportati nella tabella di figura 1.4.2. Anche in questo caso la valvola utilizzata per le varie cilindrate è unica ed i codici riportati in figura sono relativi ai kit di montaggio per le diverse cilindrate.

Picture 1.4.2 - External piloting sequence valve

The controls commonly realised with said valve are reported in the table of fig. 1.4.2. As for the previous valve, one valve fits all the pump displacements. The valve kits codes for every pump displacement are also reported.

In figura 1.4.3 sono riportati due schemi esemplificativi dell'uso delle due valvole di complemento. Le valvole sono state utilizzate per realizzare il regolatore 2EM+PC (valvola di sequenza a pilotaggio interno) e il regolatore EM+PC (valvola di sequenza a pilotaggio esterno).

Picture 1.4.3 shows the hydraulic layouts that can explain the sequence valve functioning. The valves have been used to realise the 2EM+PC control (internal piloting sequence valve) and the EM+PC control (external piloting sequence valve).

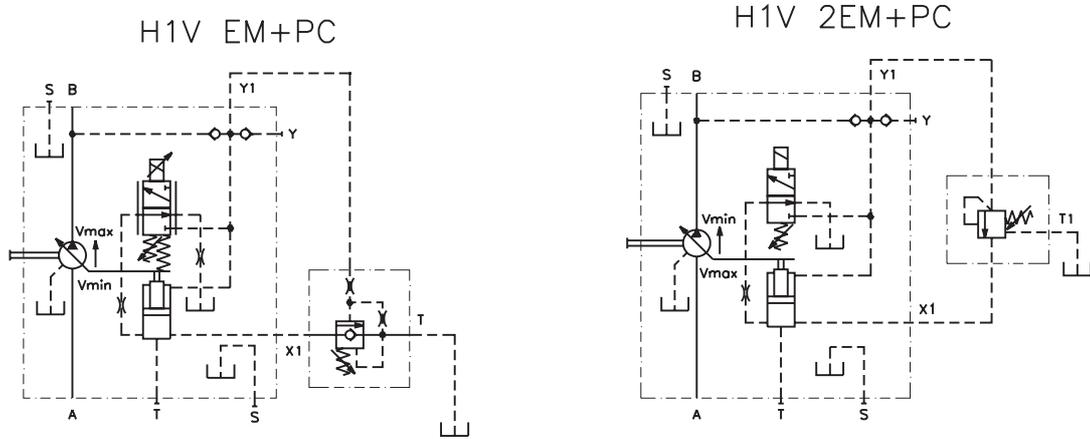


Figura 1.4.3 - Schemi idraulici H1V 2EM+PC e EM+PC

Picture 1.4.3 - 2EM+PC and EM+PC controls layouts

## 2 - Regolatore NC per pompe H1V

### 2.1 - Descrizione

Il regolatore di potenza regola la portata in funzione della pressione di esercizio in modo che la potenza assorbita dalla pompa rimanga costante a regime costante. La potenza teorica assorbita è calcolabile con la seguente formula (2.1.1).

$$N = \frac{p \cdot Q}{600} = \text{Cost.} \quad (2.1.1)$$

Nella formula (2.1.1) con N si è indicata la potenza in kW, con p la pressione in bar e con Q la portata in l/min. Il segnale di pilotaggio sul cassetto pilota è dato direttamente dalla pressione d'esercizio a cui fa riscontro una molla a taratura registrabile.

Possono essere ottenute diverse curve di regolazione variando l'area di pilotaggio e la taratura della molla di riscontro. Il regolatore è posto in modo da variare la cilindrata da MAX a MIN (montaggio 1) con retroazione fornita da due ulteriori molle. Inizio regolazione a partire da 50 bar.

### 2.2 - Complessivo

In figura 2.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore NC per le pompe a pistoni assiali a corpo inclinato della serie H1V.

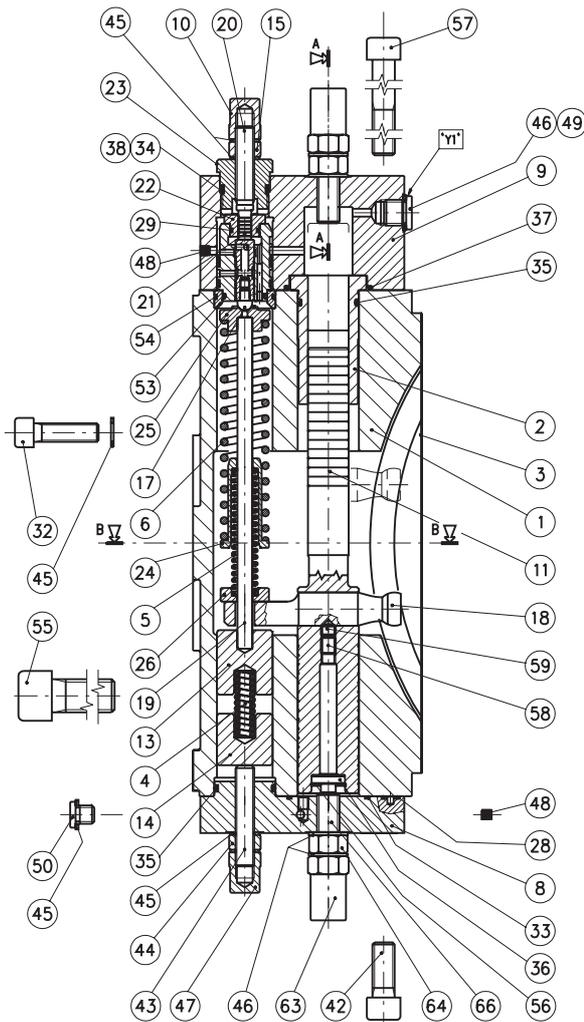


Figura 2.2.1 - Complessivo regolatore NC

## 2 - NC control for H1V pumps

### 2.1 - Description

The NC power control varies the pump delivery in such a way that the pump input power is kept constant at constant RPM. The theoretical input power is obtained with the following formula (2.1.1).

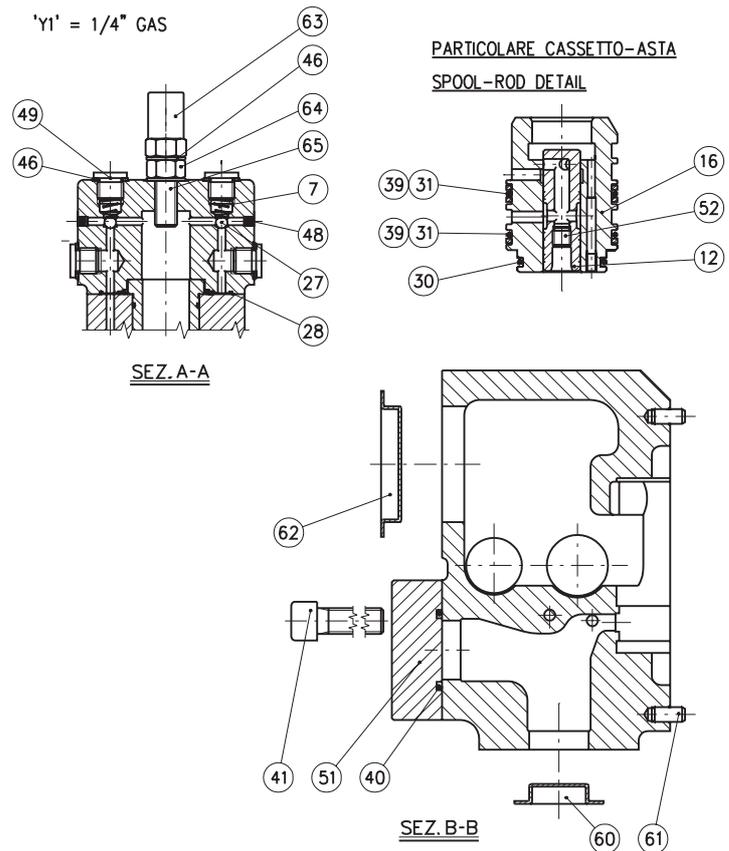
$$(2.1.1)$$

In the formula 2.1.1 N is the input power in kW, P is the pressure in bar, Q is the pump delivery in l/min. The piloting pressure on the piloting spool is equal to the pump working pressure, and is balanced by a variable setting backup spring.

Different control curves can be realised changing the piloting area and the backup spring setting. The control has a displacement setting (1) (MAX → MIN), with two more backup springs. Control starting pressure is from 50 bar up.

### 2.2 - Cutaway

Picture 2.2.1 shows the NC control for H1V series axial piston pumps cutaway drawing.



Picture 2.2.1 - NC control cutaway drawing

### 2.3 - Schema idraulico

In figura 2.3.1 è rappresentato lo schema idraulico del regolatore NC. La cilindrata della pompa è determinata dalla posizione dello snodo (18) (vedi figura 2.2.1). Tale posizione è determinata dall'equilibrio del sistema pistone di comando (11) e dalle molle di retroazione (5) e (6).

### 2.3 - Hydraulic layout

Picture 2.3.1 shows the NC control hydraulic layout. The pump displacement is varied changing the joint (18) position (see fig. 2.2.1). Such position is realised by the balance between the control piston (11) force and the two backup springs (5 and 6) force.

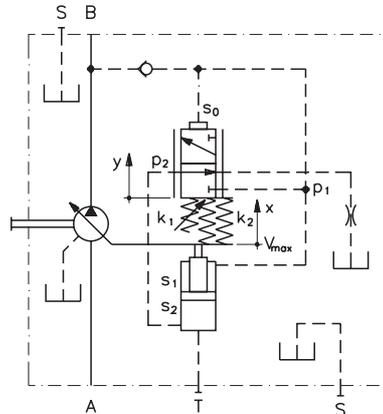


Figura 2.3.1 - Schema idraulico regolatore NC

Picture 2.3.1 - NC control hydraulic layout

Le molle di retroazione (5) e (6) costituiscono un sistema elastico con caratteristica non lineare. La caratteristica (Forza - Deformazione) del sistema è illustrata nella figura 2.3.2.

The backup springs (5 and 6) form an elastic system with non-linear force-stroke characteristic curve. The said force-stroke characteristic is shown in Picture 2.3.2.

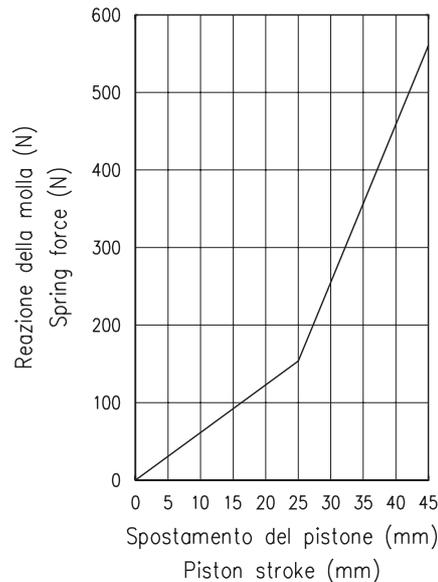


Figura 2.3.2 - Caratteristica delle molle di retroazione

Picture 2.3.2 - Backup springs characteristic curve

Il punto di flesso della curva è situato in corrispondenza dell'inizio di funzionamento in parallelo delle molle (5) e (6). Il pistone di comando è in equilibrio quando è soddisfatta la seguente equazione:

$$s_1 \cdot p_1 + k_2 \cdot (x - y) + F_2 = s_2 \cdot p_2 \quad (2.3.1)$$

dove  $F_2$  rappresenta il precarico della molla (5). Il segnale di pressione  $p_1$  è derivato dalla mandata della pompa e dipende dal carico presente sul circuito.

The curve inflexion point is placed in correspondence to the point where the two (5 and 6) springs start to work together. The control piston is balanced when the following equation is satisfied:

Il valore della pressione  $p_2$  è determinato dalla valvola di regolazione. L'equilibrio della valvola di regolazione è il seguente:

$$p_1 \cdot s_0 = k_2 \cdot (x - y) + k_1 \cdot y + F_1 + F_2 \quad (2.3.2)$$

dove con  $F_1$  si è indicato il precarico della molla (4). Considerando che, ad equilibrio raggiunto, il cursore della valvola di regola-

where  $F_2$  is the spring (5) preload. The  $p_1$  pressure signal is taken from the pump pressure line and it depends from the load on the circuit.

The  $p_2$  pressure value is given by the control valve. The control valve balance point is the following:

Where  $F_1$  is the spring (4) preload. When a force balance is reached, the control valve spool is in neutral position, thus  $y$  is

zione è nella posizione di neutro il valore di  $y$  è pari a zero. Le formule (2.3.1) e (2.3.2) possono essere riscritte eliminando i termini contenenti  $y$ :

$$s_1 \cdot p_1 + k_2 \cdot x + F_2 = s_2 \cdot p_2 \quad (2.3.3)$$

$$p_1 \cdot s_0 = k_2 \cdot x + F_1 + F_2 \quad (2.3.4)$$

Dall'equazione (2.3.4) è possibile ricavare il valore  $x$  dello spostamento del pistone in funzione della pressione  $p_1$  di mandata della pompa.

$$x = \frac{p_1 \cdot s_0 - F_1 - F_2}{k_2} \quad (2.3.5)$$

Lo spostamento  $x$  del pistone è nullo sino a che la forza generata dalla pressione di mandata  $p_1$  sulla superficie  $s_0$  del pilota non raggiunge una intensità tale da vincere il precarico delle molle (4) e (5).

La cilindrata  $V$  della pompa può essere calcolata, in prima approssimazione, considerandola funzione lineare dello spostamento  $x$  del pistone (dato il ridotto angolo di inclinazione massima del blocco cilindri (25°) l'errore commesso è trascurabile).

$$V = V_0 \left( \frac{l_0 - x}{l_0} \right) \quad (2.3.6)$$

Nella formula (2.3.6)  $V_0$  è la cilindrata massima della pompa e  $l_0$  l'escursione massima del pistone di comando.

Nel regolatore NC viene impedito l'annullamento della cilindrata, mediante viti di regolazione (67), in modo da avere sempre una portata di fluido a disposizione per l'azionamento del comando. Il valore minimo della cilindrata è circa il 10% della cilindrata nominale. Il valore massimo di  $x$  è quindi pari a circa  $0.9 \cdot l_0$ .

Una volta raggiunta la cilindrata minima il regolatore è in condizioni di saturazione e l'aumento della pressione non ha più alcuna influenza sulla variazione della cilindrata.

equal to zero. The formulas (2.3.1) and (2.3.2) can therefore be written without the terms containing  $y$ :

From equation (2.3.4) it is possible to obtain the value  $x$  of the piston stroke in function of the pump output pressure value  $p_1$ .

The stroke  $x$  of the piston is zero until the force build up by the output pressure  $p_1$  acting on the surface  $s_0$  of the piloting spool reaches a value high enough to win the backup springs (4 and 5) preload.

The displacement of the pump  $V$  can be calculated, with a linear approximation, considering it as a linear function of the piston stroke  $x$  (since the maximum bend angle of the cylinder barrel is 25°, the error in assuming this true is negligible).

In formula (2.3.6),  $V_0$  is the pump maximum displacement and  $l_0$  is the control piston maximum stroke.

In order to always have the required flow rate for the NC control functioning, the pump cannot destroke to zero flow rate, and this is achieved via the displacement setting screws (67). The minimum displacement value is approximately 10% of the nominal size. The  $x$  maximum value is therefore approx.  $0.9 \cdot l_0$ .

Once the minimum displacement is reached, the control is at the saturation point and the pressure rise has no more influence on displacement variation.

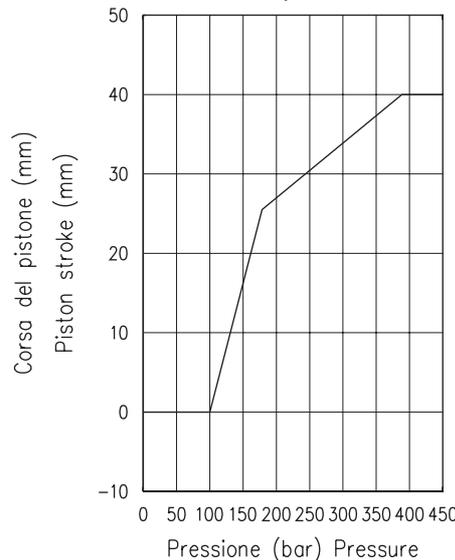


Figura 2.3.3 - Corsa del pistone in funzione della pressione

Picture 2.3.3 - Piston stroke in function of pressure

Nelle figure (2.3.3) e (2.3.4) sono riportati i grafici della variazione della corsa del pistone e della variazione della cilindrata della pompa in funzione della variazione della pressione di mandata.

In Pictures (2.3.3) and (2.3.4) are the diagrams of the control piston stroke and the pump displacement variation in function of the pump working pressure.

Una volta nota la legge di variazione della cilindrata è possibile

calcolare la potenza idraulica  $W$  generata dalla pompa:

$$W = \frac{Q \cdot \Delta p}{600} = \frac{n \cdot V \cdot \Delta p}{1000 \cdot 600} \tag{2.3.7}$$

Nella formula precedente la velocità di rotazione  $n$  della pompa è espressa in giri/min, la portata  $Q$  in l/min, la caduta di pressione  $\Delta p$  in bar, la cilindrata  $V$  in cm<sup>3</sup>/giro e la potenza  $W$  in kW. Il diagramma risultante è riportato in figura 2.3.5. Sul diagramma viene riportata anche l'iperbole della potenza costante corrispondente. Si noti che la curva caratteristica del regolatore è solo un'approssimazione della curva a potenza costante.

Once the pump displacement variation curve is known, it is possible to calculate the pump output hydraulic power  $W$ :

In the formula above the pump rotating speed  $n$  is in RPM, the delivery  $Q$  in l/min, the pressure drop  $\Delta p$  in bar, the displacement  $V$  in cm<sup>3</sup>/rev and the power  $W$  in kW. The resulting diagram is shown in Picture 2.3.5. On said diagram the corresponding constant power hyperbola is shown. One should note that the control characteristic curve is an approximation of the said constant power curve.

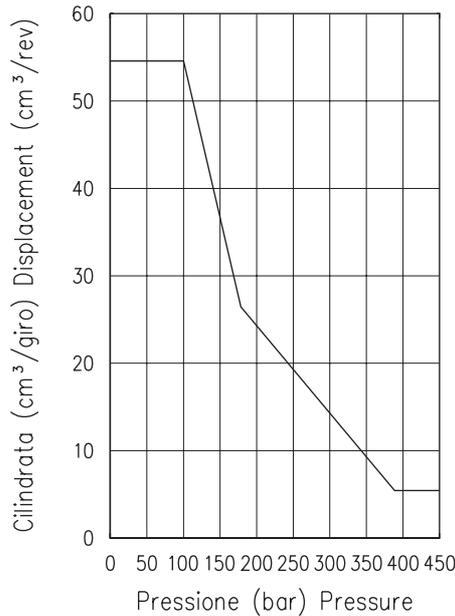


Figura 2.3.4 - Variazione della cilindrata      Picture 2.3.4 - Displacement variation

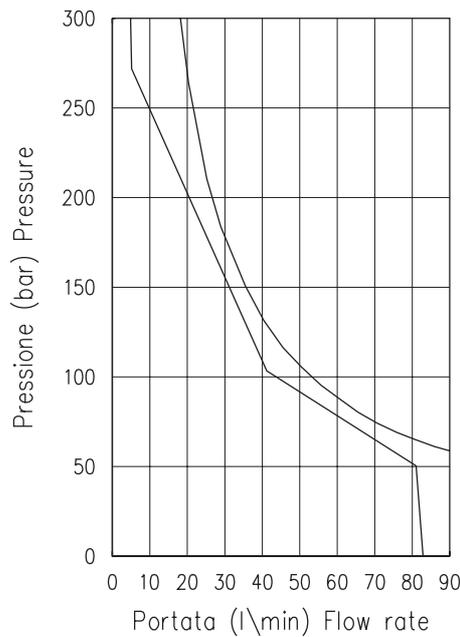


Figura 2.3.5 - Diagramma Pressione - Portata      Picture 2.3.5 - Pressure v/s Delivery diagram

## 2.4 - Taratura

I parametri su cui è possibile agire per modificare la caratteristica del regolatore NC sono 6: la rigidità delle molle di retroazione (5) e (6), il precarico delle molle (4) e (5), la lunghezza della molla (6) e la superficie del pilota (21).

Il compito del regolatore NC è di impedire che la pompa richieda una potenza superiore a quella che il motore primo è in grado di fornire. Il regolatore agisce misurando la pressione di mandata e adattando di conseguenza la cilindrata con la legge descritta dalla formula (2.3.5). Ciò che si regola è quindi la potenza idraulica, la quale, a causa dei rendimenti volumetrico e idromeccanico, è inferiore alla potenza meccanica richiesta al motore.

La curva caratteristica di figura 2.3.5 è teorica in quanto non si è considerato, nel tracciarla, il rendimento volumetrico. Nella figura 2.4.1 compaiono le curve corrispondenti alla potenza meccanica assorbita dalla pompa, alla potenza idraulica resa e alla caratteristica della pompa dotata di regolatore NC considerando l'effetto dei rendimenti.

## 2.4 - Control setting

To modify the NC control characteristic curve 6 different parameters can be varied: the backup springs (5 and 6) stiffness, the springs (4 and 5) preload, the spring (6) length and the pilot (21) area.

The NC control must limit the pump mechanical input power, thus avoiding to overload the prime mover. This control acts measuring the pump working pressure and therefore varying the pump displacement following the law described in formula (2.3.5). Thus, the output hydraulic power is controlled and, considering the volumetric efficiency and the hydromechanic efficiency, said hydraulic power is lower than the input mechanical power.

The characteristic curve shown in Picture 2.3.5 is theoretical because has been drawn without considering the volumetric efficiency. In Picture 2.4.1 are the input mechanical power curve, the output hydraulic power curve and the NC control characteristic curve considering the total efficiency effects on it.

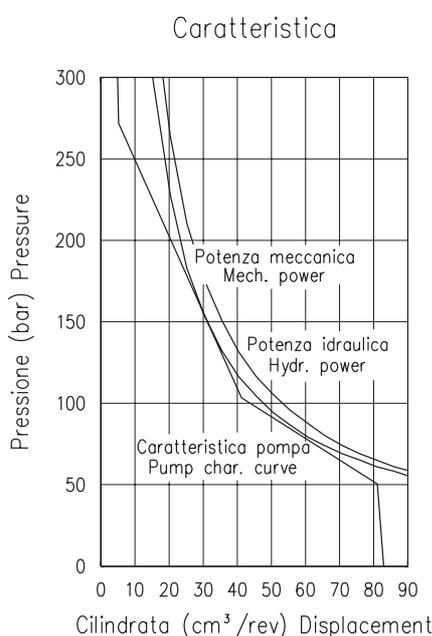


Figura 2.4.1 - Curve caratteristiche

Picture 2.4.1 - Characteristic curves

Il precarico della molla (4) è l'unico parametro facilmente modificabile agendo sulla vite di regolazione (43).

Per valutare l'influenza degli altri parametri è necessario esaminare la variazione delle curve caratteristiche di regolazione in funzione della variazione dei parametri di controllo.

In figura 2.4.2 si possono vedere le variazioni della caratteristica della pompa in funzione dei vari parametri di regolazione. Data la grande rigidità della molla (4) con essa è possibile eseguire solo una taratura fine del regolatore (2 ÷ 3 kW).

Forti variazioni di potenza possono essere ottenute solo sostituendo il pilota o le molle. Si noti che variando il precarico della molla (4) ci si limita ad operare una traslazione della curva caratteristica. Variando la superficie utile del pilota o la rigidità delle molle (5) o (6) è invece possibile agire sull'andamento della curva caratteristica e quindi ottenere migliori approssimazioni.

The spring (4) preload can be easily set acting on the setting screw (43).

To rate the influence of the rest of the variable parameters, it is necessary to observe the characteristic curve variation in function of every variation of said parameters.

Picture 2.4.2 shows the characteristic curve variation in function of the different control parameters involved. Since the spring (4) is very stiff, varying its preload will result in a fine control tuning (2 ÷ 3 kW).

Wide power variation can be realised only by changing the pilot or the springs. One should observe that by varying the spring (4) preload the characteristic curve is simply shifted. Varying the pilot area or the springs (5) and (6) preload will whereas change the characteristic curve shape and therefore a better approximation can be achieved.

## 2.5 - Procedura di scelta del pilota e delle molle

Affinché la curva caratteristica del regolatore NC possa approssimare nel modo migliore la curva di potenza costante richiesta, è opportuno effettuare una scelta accurata della combi-

## 2.5 - Spring selection procedure

An accurate selection of the springs has to be made in order to approximate at best the constant power curve with the NC characteristic curve. Picture 2.5.1 shows the spring-pilot combination

nazione di molle, pilota e portapilota. In figura 2.5.1 è riportata la tabella riassuntiva delle combinazioni molle-pilota più opportune in funzione della cilindrata della pompa e della potenza richiesta.

Si noti che le potenze che compaiono nella tabella di figura 2.5.1 sono riferite ad un regime di rotazione di 1500 giri/min.

Se la velocità di rotazione della pompa è diversa è necessario calcolare un valore di potenza equivalente per poter consultare la tabella di figura 2.5.1.

table in function of the pump displacement and of the available input power.

One can observe that the power ratings in the said table are calculated for a 1500 RPM rotating speed.

Should the pump rotating speed be different, it is necessary to calculate an equivalent power value to choose the spring-pilot combinations following the table of Picture 2.5.1.

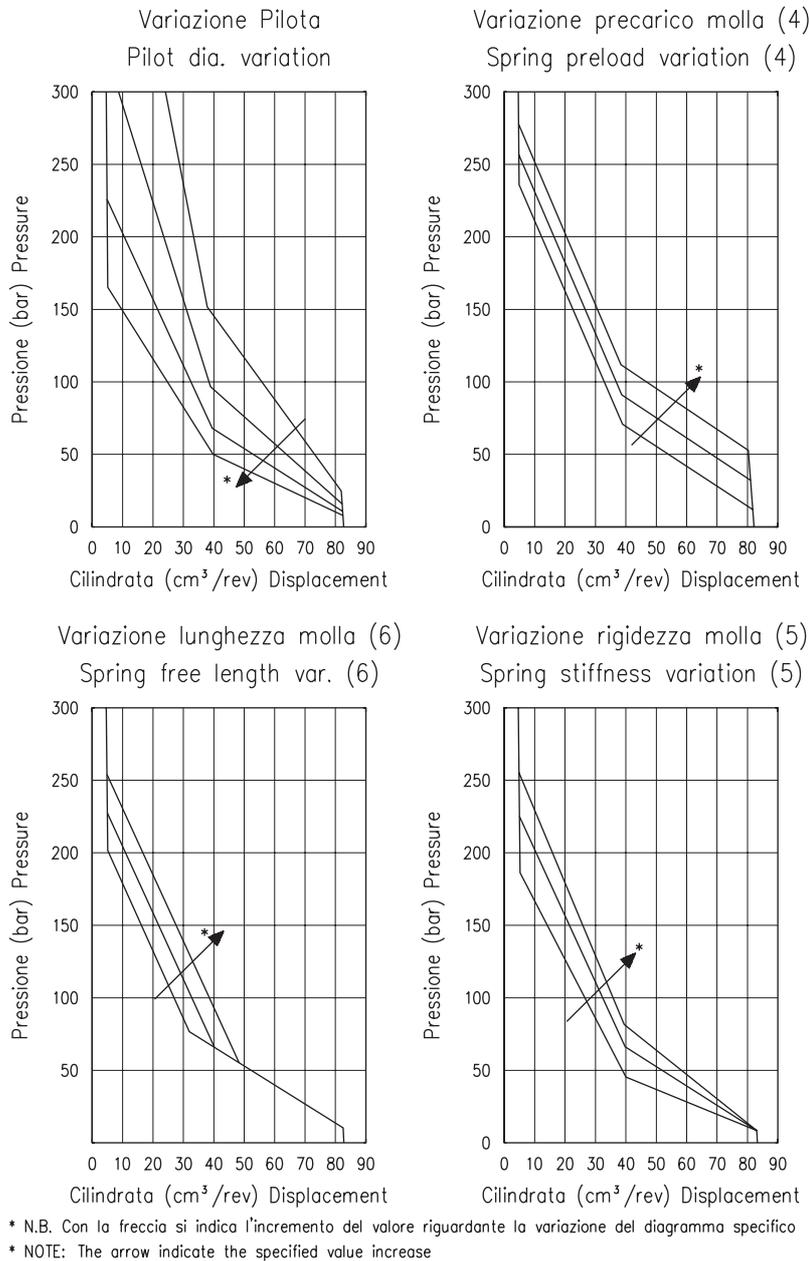


Figura 2.4.2 - Variazione precarico molle e dimensione pilota

Picture 2.4.2 - Spring preload and pilot size variation

Se  $W_1$  ed  $n_1$  sono, rispettivamente, la potenza di taratura richiesta e la velocità di rotazione effettiva della pompa, il valore  $W_0$  (in kW) della potenza equivalente a 1500 giri/min si calcola con la seguente formula (2.5.1):

If  $W_1$  and  $n_1$  are, respectively, the required power rating and the effective rotating speed of the pump, the value  $W_0$  (in kW) of the equivalent power at 1500 RPM can be calculated with the following formula (2.5.1):

$$W_0 = \frac{1500}{n_1} \cdot W_1 \tag{2.5.1}$$

Se, per esempio, si vuole conoscere il diametro del pilota del regolatore NC di una pompa H1V 108 rotante a 950 giri/min in modo che questa non assorba una potenza superiore ai 30 kW, si deve calcolare la potenza equivalente a 1500 giri/min:

$$W_0 = \frac{1500}{950} \cdot 30 = 47 \text{ kW}$$

Nella tabella di figura 2.5.1 in corrispondenza della pompa H1V 108 si legge che per potenze comprese tra i 35 kW e i 50 kW deve essere utilizzato un pilota di 5 mm di diametro (codice 331.2203.0000).

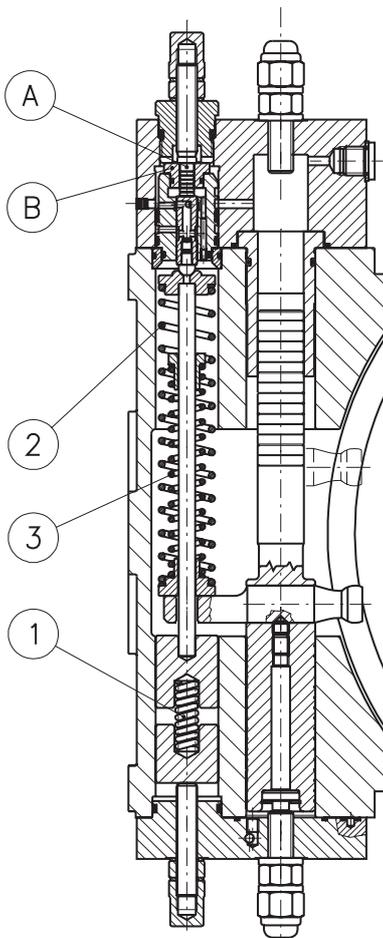
In figura 2.5.2 sono, infine, tracciate le curve caratteristiche del regolatore NC per diverse potenze e per tutte le cilindrata.

If, for instance, one would know which diameter must the pilot have for an H1V 108 NC pump with a rotating speed of 950 RPM and with an input power not above 30 kW, the equivalent input power at 1500 RPM must be calculated:

$$(2.5.2)$$

In the table of Picture 2.5.1, for H1V 108 pumps and for power comprised between 35 kW and 50 kW, a 5 mm diameter pilot must be used (ordering code 331.2203.0000).

In Picture 2.5.2, finally, the characteristic curves of the NC control for every pump displacement and for many input powers are shown.



Codice molla Spring code	Lunghezza libera Length (released)	Diametro esterno External diameter	Diametro filo Wire diameter
331.0103.0000	38	11	2.8
331.0104.0000	75	16	2.8
331.0105.0000	124	23	3
331.0113.0000	112	23	3
331.0120.0000	95	22.5	2.8
331.0121.0000	55	16	2.5
331.0148.0000	103	18.7	3.2
331.0149.0000	103	17.5	2.6
331.0150.0000	150	27	3
331.0158.0000	175	35	3.5
331.0159.0000	175	36	4
331.0169.0000	122	24	3.5

POMPA - Tipo PUMP - Type	kW	Diametro pilota Pilot diameter	Codice pilota (A) (A) Pilot code	Codice portapilota (B) (B) Pilot housing code	Codice molla (1) (1) Spring Code	Codice molla (2) (2) Spring code	Codice molla (3) (3) Spring code
H1V 55	5.5 - 7	7	331.2205.0000	331.2405.0000	331.0103.0000	331.0120.0000	331.0121.0000
	7.5 - 10	6	331.2204.0000	331.2404.0000			
	11 - 15	5	331.2203.0000	331.2403.0000			
	16 - 30	4	331.2202.0000	331.2402.0000			
H1V 75	11 - 12	8	331.2206.0000	331.2406.0000	331.0103.0000	331.0113.0000	331.0104.0000
	13 - 18	7	331.2205.0000	331.2405.0000			
	18.5 - 26	6	331.2204.0000	331.2404.0000			
	26 - 39	5	331.2203.0000	331.2403.0000			
H1V 108	40 - 45	4	331.2202.0000	331.2402.0000	331.0103.0000	331.0105.0000	331.0104.0000
	13 - 17	8	331.2206.0000	331.2406.0000			
	18 - 22	7	331.2205.0000	331.2405.0000			
	23 - 34	6	331.2204.0000	331.2404.0000			
H1V 160	35 - 50	5	331.2203.0000	331.2403.0000	331.0103.0000	331.0150.0000	331.0148.0000 331.0149.0000 331.0148.0000 331.0149.0000 331.0148.0000
	51 - 70	4	331.2202.0000	331.2402.0000			
	22 - 26	7	331.2205.0000	331.2405.0000			
	27 - 29	6	331.2204.0000	331.2404.0000			
	30 - 35	6	331.2204.0000	331.2404.0000			
	36 - 48	5	331.2203.0000	331.2403.0000			
	48 - 55	5	331.2203.0000	331.2403.0000			
	56 - 75	4	331.2202.0000	331.2402.0000			
H1V 226	76 - 98	4	331.2202.0000	331.2402.0000	331.0103.0000	331.0158.0000 331.0158.0000 331.0159.0000 331.0159.0000 331.0159.0000	331.0169.0000
	30 - 40	7	331.2205.0000	331.2405.0000			
	41 - 44	6	331.2204.0000	331.2404.0000			
	45 - 57	7	331.2205.0000	331.2405.0000			
	58 - 75	6	331.2204.0000	331.2404.0000			
	76 - 90	5	331.2203.0000	331.2403.0000			
91 - 110	4	331.2202.0000	331.2402.0000				

Figura 2.5.1 - Combinazione molle, pilota e portapilota per NC (regime n = 1500 giri/min)

Picture 2.5.1 - Spring, pilot and pilot housing combinations for NC controls (1500 RPM)

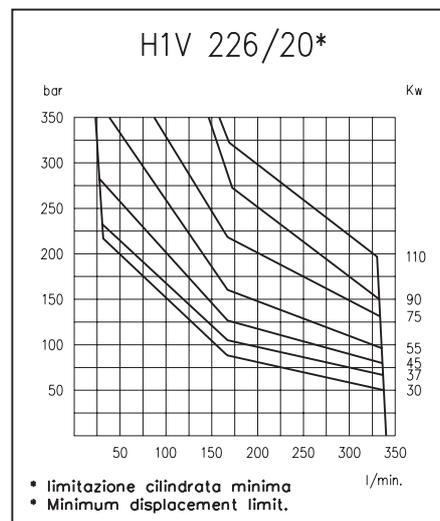
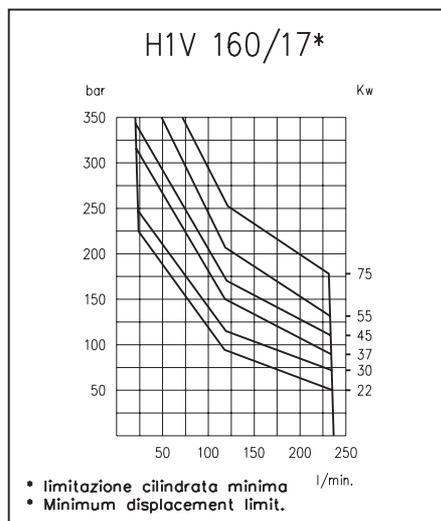
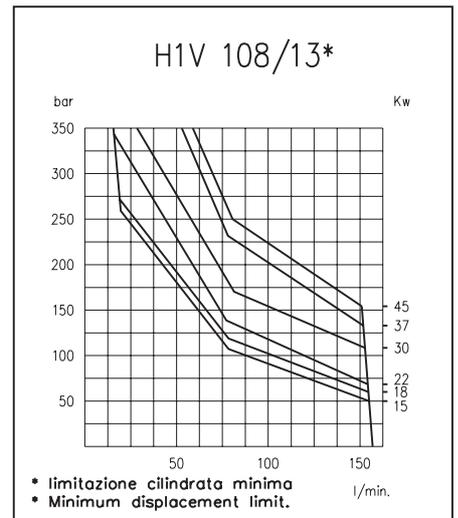
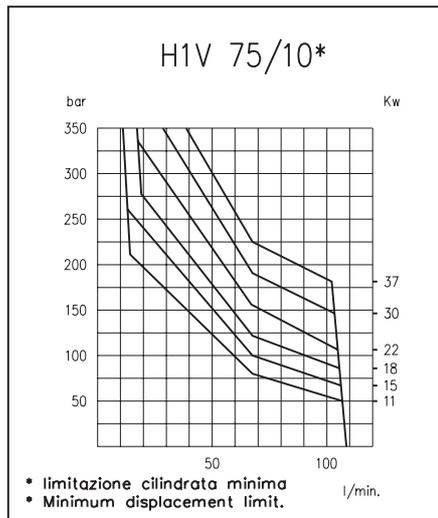
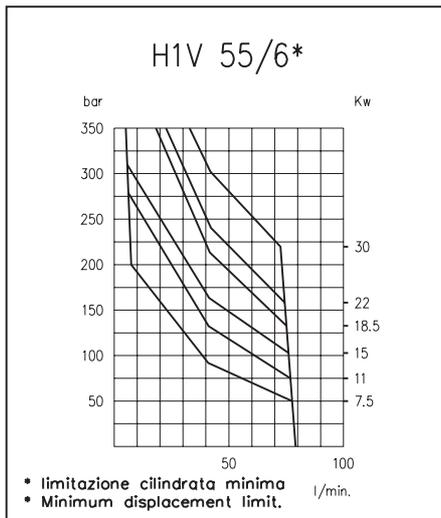


Figura 2.5.2 - Curve caratteristiche regolatore NC (regime  $n = 1500$  giri/min)

Picture 2.5.2 - Characteristic curves of NC controls (1500 RPM)

### 3 - Regolatore NC+PC per pompe H1V

#### 3.1 - Descrizione

Il dispositivo con limitatore di pressione si ottiene inserendo una valvola di sequenza sul comando NC standard. La valvola di sequenza, al raggiungimento della pressione di taratura impostata, permette alla pompa di ridurre al minimo la portata mantenendo sotto pressione l'impianto. La valvola è di tipo a pilotaggio interno con taratura registrabile fino a 350 bar, assemblata direttamente sulla pompa.

In caso di funzionamento della pompa con portata minima (annullamento) per un tempo all'incirca superiore a 5 min con 200 bar, occorre eseguire il lavaggio della pompa con un flusso pari al 7÷10% della portata nominale. Il valore di regolazione della valvola di massima pressione del circuito deve essere almeno di 30 bar superiore a quello impostato sul regolatore.

Il regolatore è posto in modo da variare la cilindrata della pompa dal valore massimo a quello minimo (montaggio 1)

#### 3.2 - Complessivo

In figura 3.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore NC+PC per le pompe a pistoni assiali a corpo inclinato della serie H1V.

### 3 - NC+PC control for H1V pumps

#### 3.1 - Description

The pressure limiting device is obtained adding a sequence valve on the standard NC control. The sequence valve, once its pressure setting value is reached, allows the control to destroke the pump to the minimum displacement, while keeping the working pressure constant. The valve is an internal piloting type, with setting pressure up to 350 bar, directly assembled on the pump control.

Should the pump function at zero flow rate for periods of more than 5 min with working pressure of 200 bar, it is recommended to provide a pump flushing circuit with a flow rate about 7÷10% of the nominal delivery. The circuit pressure relief valve setting pressure must be at least 30% above the one of the pump control sequence valve.

The control has displacement setting (1), that is it varies the pump displacement from Max to min.

#### 3.2 - Cutaway

Picture 3.2.1 shows the cutaway drawing of the NC+PC control for H1V variable displacement axial pistons pumps, bent axis type.

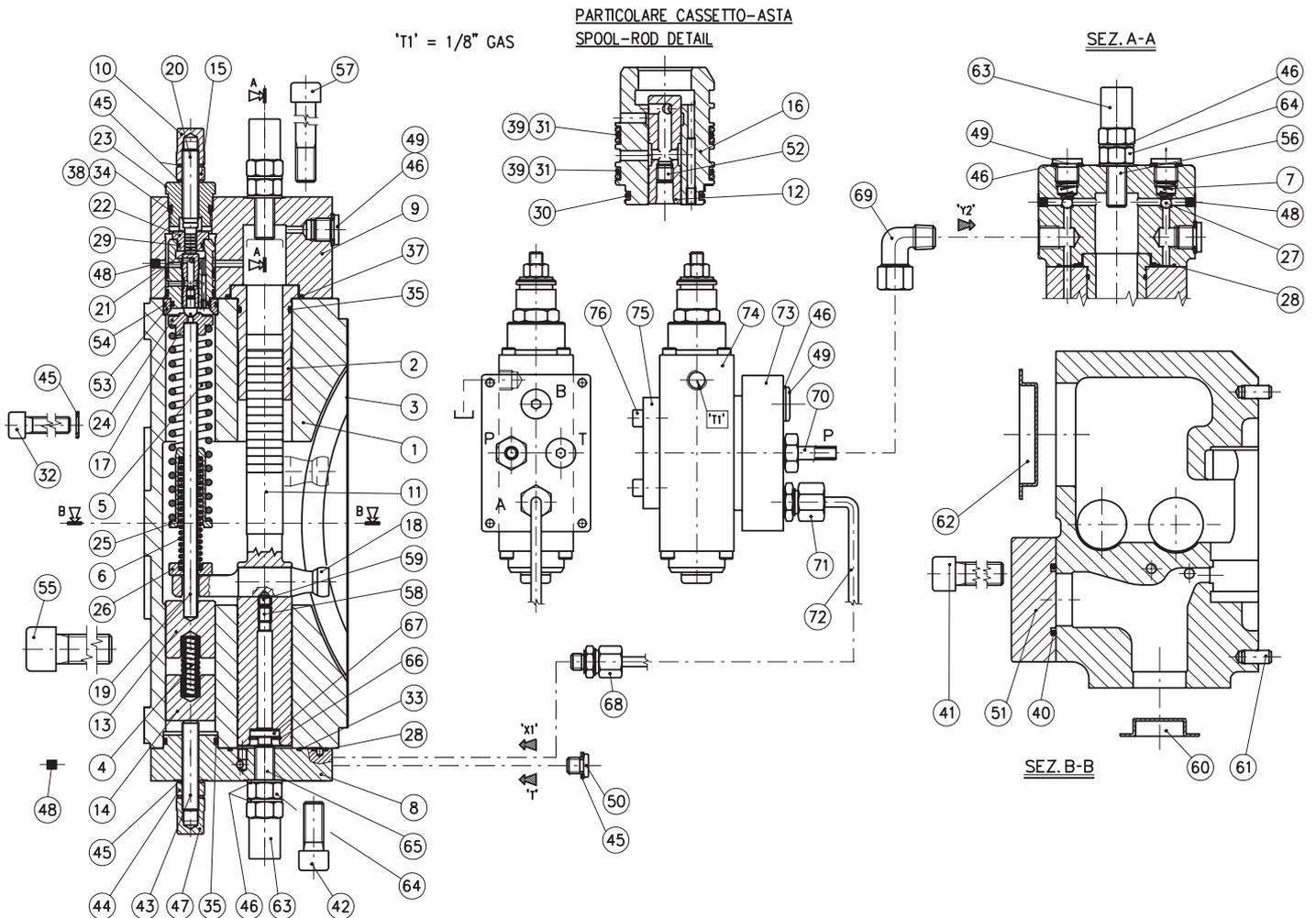


Figura 3.2.1 - Complessivo regolatore NC+PC

Picture 3.2.1 - NC+PC control cutaway drawing

### 3.3 - Schema idraulico

Lo schema idraulico del regolatore NC+PC è simile a quello del regolatore NC salvo per l'aggiunta della valvola di sequenza (74).

### 3.3 - Hydraulic layout

The NC+PC control hydraulic layout is similar to the NC control one, except for the sequence valve (74) which has been added.

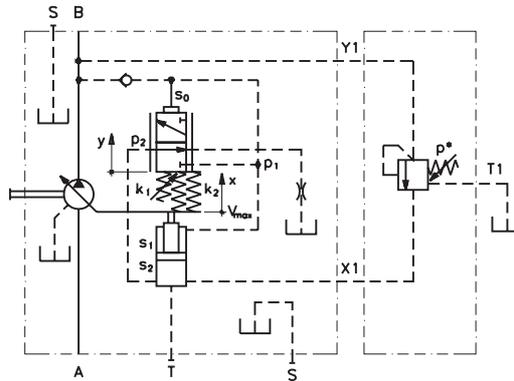


Figura 3.3.1 - Schema idraulico NC+PC

Picture 3.3.1 - NC+PC control hydraulic layout

Il comportamento del regolatore è identico a quello del regolatore NC sino al raggiungimento della pressione di taratura  $p^*$  della valvola di sequenza. Al raggiungimento della pressione  $p^*$  la valvola di sequenza regola e mantiene costante la pressione a monte di essa. In queste condizioni il livello di pressione non dipende più dal carico ma dal gruppo di alimentazione (pompa più regolatore) che dovrà variare la portata generata in funzione delle richieste del carico. La variabile indipendente è ora la portata. Detta  $Q$  la portata (in l/min) di fluido richiesta dal carico la cilindrata della pompa (in  $\text{cm}^3/\text{giro}$ ) risulta:

$$V = \frac{1000 \cdot Q}{n} \quad (3.3.1)$$

dove  $n$  è la velocità di rotazione della pompa (in giri/min). Nota la cilindrata è possibile calcolare la posizione del pistone di comando:

$$x = l_0 \cdot \left(1 - \frac{V}{V_0}\right) \quad (3.3.2)$$

Determinata la posizione del pistone di comando l'equazione di equilibrio (2.3.3) permette di determinare il valore della pressione  $p_2$ :

$$p_2 = \frac{s_1 \cdot p^* + k_2 \cdot x + F_2}{s_2} \quad (3.3.3)$$

La pressione  $p_2$  necessaria per mantenere il pistone in una determinata posizione viene generata dall'equilibrio tra la portata di fluido inviata dalla valvola di sequenza alla camera del pistone di superficie  $s_2$  e da quella smaltita attraverso il cassetto della valvola di regolazione.

This control acts exactly the same way of the NC control until the sequence valve pressure setting value  $p^*$  is reached. When said pressure  $p^*$  is reached, the sequence valve controls and keeps the pressure constant before the valve itself. In this situation the working pressure is no more dependent from the load but from the pump with its control device, which will vary its delivery in function of the one required by the load. The actual independent variable is the delivery or flow rate. If  $Q$  (l/min) is the delivery of fluid required by the load, the pump displacement (in  $\text{cm}^3/\text{rev}$ ) will be:

where  $n$  is the pump rotating speed (in RPM). Once the pump displacement is known, it is possible to calculate the control piston position:

When the control piston position is determined the balance equation (2.3.2) allows to calculate the pressure value  $p_2$ :

The pressure  $p_2$  that is necessary to keep the piston in a certain position is given by the means of the balance between the sequence valve crossing flow rate, which is directed to the  $s_2$  area of the control piston, and the flow rate that is discharged through the control spool valve.

### 3.4 - Caratteristiche valvola di sequenza e regolatore

La valvola di sequenza ha il compito di mantenere costante la pressione a monte di essa facendo variare la quantità di fluido che la attraversa. La valvola impiegata è una valvola commerciale. Le caratteristiche dichiarate dalla ditta costruttrice sono riportate in un grafico che riporta l'andamento della pressione a monte in funzione della quantità di fluido smaltito dalla valvola stessa.

### 3.4 - Control and sequence valve characteristic

The sequence valve, by varying the fluid flow rate that flows across it, keeps the pressure constant before the valve itself. The valve is a commercial one. The factory declares the characteristic reported in a diagram which shows the input pressure in function of the crossing flow rate.

In figura 3.4.1 viene riportato il grafico caratteristico Portata - Pressione della valvola. Si nota che il livello di pressione mantenuto a monte della valvola in regolazione è praticamente indipendente dalla portata che la attraversa.

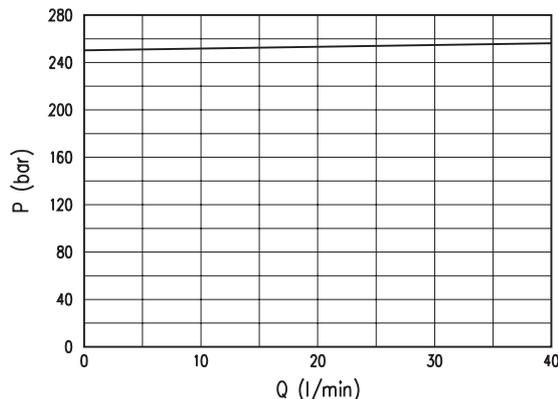


Figura 3.4.1 - Caratteristica valvola di sequenza

In figura 3.4.2 viene infine riportato il grafico caratteristico del regolatore NC+PC. La caratteristica è identica a quella del regolatore NC sino al raggiungimento della pressione di taratura della valvola di sequenza. Raggiunta la pressione di taratura, il regolatore PC mantiene costante la pressione di mandata variando la portata di fluido generata mediante la variazione della cilindrata della pompa.

In condizioni di blocco del carico la portata si annulla e viene mantenuta la pressione impostata integrando, quando necessario, il fluido perduto per trafilamento dal circuito.

Picture 3.4.1 shows the valve characteristic pressure - flow rate diagram. One should note that the input pressure during the valve functioning is practically independent from the crossing flow rate.

Picture 3.4.1 - Sequence valve characteristic curve

Picture 3.4.2 shows the NC+PC control characteristic curve. This characteristic curve is exactly the same of the NC control until the sequence valve pressure setting is reached. Once said pressure value is reached, the control keeps the pump working pressure constant varying the pump delivery by the means of a pump displacement reduction.

When the load is stopped, the pump destrokes to zero flow rate keeping the working pressure constant and priming the circuit with the amount of fluid that is necessary to restore the circuit leakages.

Caratt. NC+PC Charact.

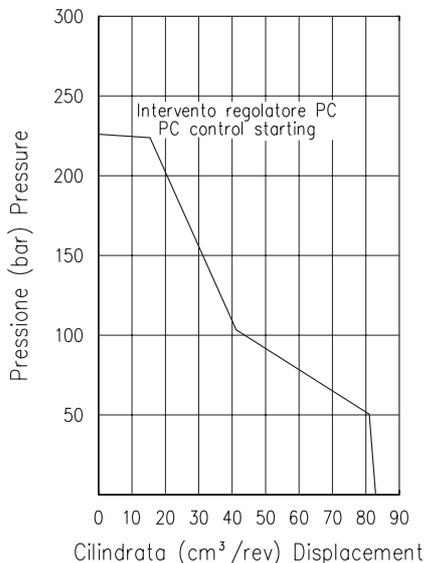


Figura 3.4.2 - Curva caratteristica regolatore NC+PC

Picture 3.4.2 - NC+PC control characteristic curve

### 3.5 - Lavaggio

Se la pompa funziona in pressione e in cilindrata nulla, si ha un aumento della temperatura del fluido dovuto agli attriti meccanici e alle laminazioni. Le condizioni di portata nulla impediscono al fluido caldo di raggiungere gli organi di condizionamento. Se si prevede che la macchina debba operare a lungo e di frequente in tali condizioni è indispensabile effettuare il lavaggio della pompa attraverso gli appositi attacchi sul corpo pompa. La portata di lavaggio viene, in genere, generata con una pompa ausiliaria trascinata dal motore primo.

### 3.5 - Flushing

Should the pump function with zero flow rate at the nominal pressure, the fluid temperature, due to leakages and friction, raises. Since the flow rate is zero, the hot fluid cannot be directed to the heat exchanger or the reservoir. If the pump must operate frequently in said conditions or for long periods, it is necessary to provide a flushing circuit through the pump drain ports. The flushing flow is normally generated by an auxiliary pump driven by the prime mover.

## 4 - Regolatore NC+PI per pompe H1V

### 4.1 - Descrizione

Il dispositivo con limitatore idraulico permette, per mezzo di una pressione pilotata applicata sull'attacco X2, di impostare un valore di portata inferiore.

Durante il funzionamento, se la pressione d'esercizio sale ad un valore eccessivo nei confronti della potenza disponibile, interviene il regolatore, escludendo il pilotaggio e riducendo la portata secondo la curva di potenza.

Pressione pilota necessaria su X2 circa 10% della pressione d'esercizio (da 10 a 35 bar indicativi in funzione del diametro pilota).

Se occorre regolare la portata con una pressione d'esercizio inferiore a 40 bar è necessario, attraverso l'attacco Y, disporre di una pressione ausiliaria di almeno 40 bar.

Il regolatore è posto in modo da variare la cilindrata della pompa dal valore massimo a quello minimo (montaggio 1).

### 4.2 - Complessivo

In figura 4.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore NC+PI per le pompe a pistoni assiali a corpo inclinato della serie H1V.

## 4 - NC+PI control for H1V pumps

### 4.1 - Description

The hydraulic limiting device allows, by the means of an hydraulic piloting pressure on X2 port, to destroke the pump to a lower output flow rate.

During pump operation, if the working pressure rises to a value too high for the disposable power, the control bypasses the piloting pressure and destrokes the pump following the control characteristic curve.

Required pressure on X2 port is about 10% of the working pressure (approximately from 10 to 35 bar depending on the pilot diameter).

Should the control work with a working pressure below 40 bar it is necessary to provide a boost pressure of at least 40 bar on Y port.

The control has displacement setting (1), that is it varies the pump displacement from Max to min.

### 4.2 - Cutaway

Picture 4.2.1 shows the cutaway drawing of NC+PI control for H1V series variable displacement axial piston pumps, bent axis type.

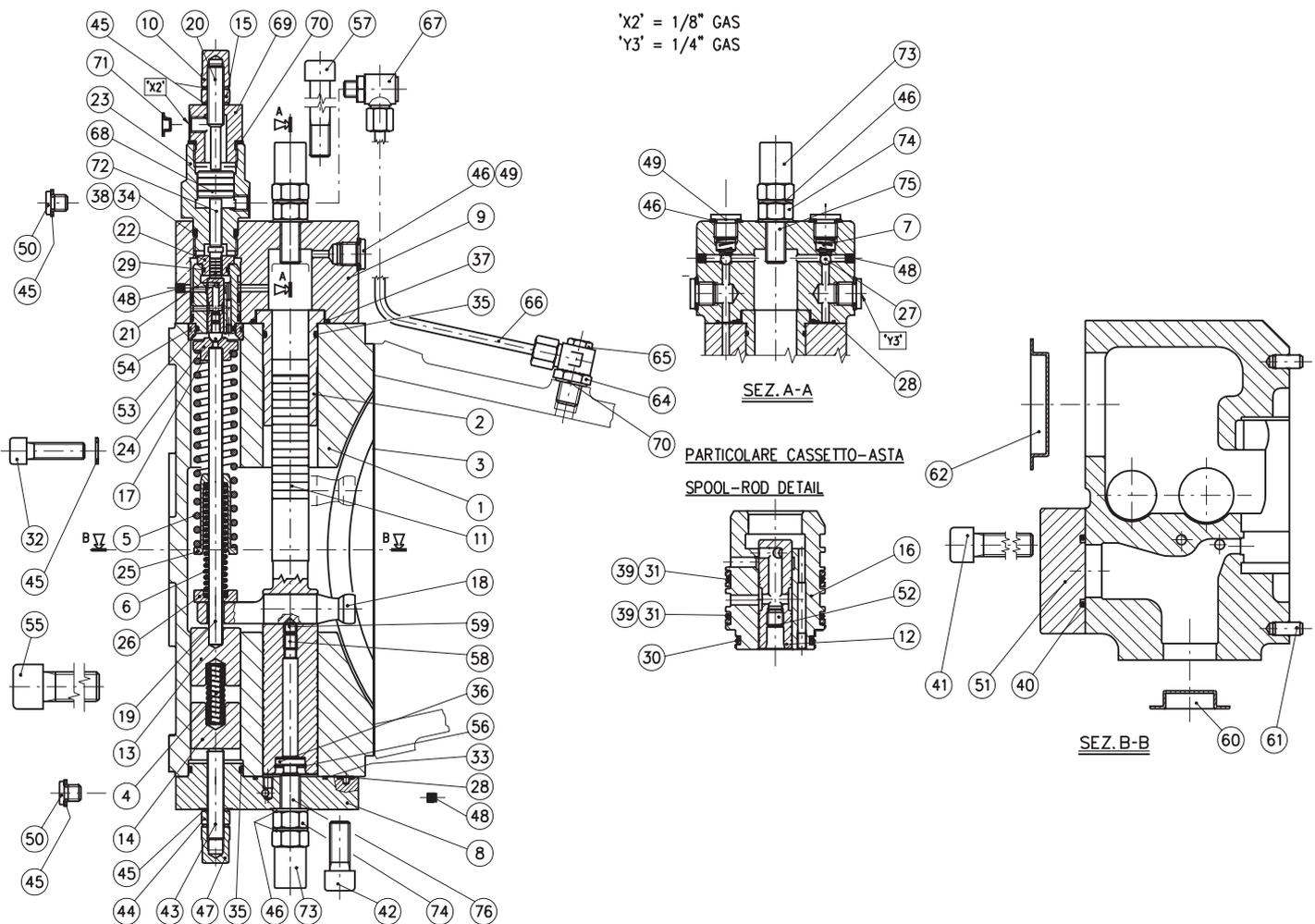


Figura 4.2.1 - Complessivo regolatore NC+PI

Picture 4.2.1 - NC+PI control cutaway drawing

### 4.3 - Schema idraulico

Lo schema idraulico del regolatore NC+PI è riportato in figura 4.3.1. Lo schema è simile a quello del regolatore NC con l'aggiunta del sistema di comando differenziale composto dai pistoncini (68) e (72).

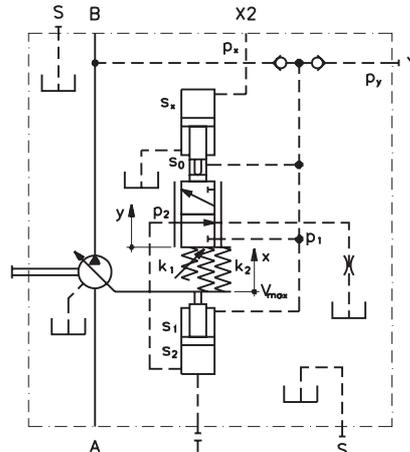


Figura 4.3.1 - Schema idraulico NC+PI

### 4.3 - Hydraulic layout

The NC+PI control hydraulic layout is shown in Picture 4.3.1. This layout is similar to the NC control one, plus a differential area spool control device formed by the two pistons (68) and (72).

Picture 4.3.1 - NC+PI hydraulic control layout

Il sistema di comando differenziale agisce sul cassetto con una forza  $F_c$  calcolabile mediante la seguente relazione:

The differential area control device acts on the spool with a force  $F_c$  which is calculated with the following equation:

$$(4.3.1)$$

La forza  $F_c$  agisce fino a quando la forza di pilotaggio è in grado di contrastare la spinta provocata dalla pressione di mandata. In queste condizioni l'equilibrio del cassetto di regolazione è il seguente:

The force  $F_c$  acts until the piloting force is able to oppose the working pressure generated force. Under these conditions the control spool balance position can be determined with the following equation:

$$(4.3.2)$$

$$p_1 \cdot s_0 + F_c = k_2 \cdot x + F_1 + F_2$$

Sostituendo nella formula (4.3.2) il valore di  $F_c$  ricavato dalla (4.3.1) si ottiene la relazione che lega la pressione di pilotaggio alla variazione della mandata:

If the  $F_c$  value of formula (4.3.1) is used in formula (4.3.2), a relation between the piloting pressure and the variation in pump delivery is obtained:

$$p_1 \cdot s_0 + s_x \cdot p_x - p_1 \cdot s_0 = k_2 \cdot x + F_1 + F_2 \Rightarrow x = \frac{s_x \cdot p_x - F_1 - F_2}{k_2} \quad (4.3.3)$$

La formula (4.3.3) evidenzia l'indipendenza della variazione della cilindrata dalla pressione di mandata. Questa indipendenza è resa possibile dall'eguaglianza delle superfici attive del pilota (21) e del pistoncino (72). La variazione della cilindrata inizia quando il valore della pressione di pilotaggio è sufficiente a contrastare il precarico delle molle (5) e (4).

The formula (4.3.3) shows that the variation of the pump delivery is independent from the working pressure. This is due to the fact that the pilot (21) and the piston (72) active areas are equal. The displacement variation starts when the piloting pressure value is high enough to win the springs (5) and (4) preload.

La validità della formula (4.3.3) è limitata dalla condizione stabilita dalla formula (4.3.1). Quando la pressione di mandata raggiunge un valore tale da annullare la forza  $F_c$  l'equilibrio stabilito dalla (4.3.3) non è più valido. Sul pilota (21) viene a mancare la forza generata dal pistoncino (72) e l'equilibrio del sistema di controllo assume la forma seguente:

Formula (4.3.3) is true only if formula (4.3.1) is in stability conditions. When the working pressure is high enough to nullify the  $F_2$  force, the balance of formula (4.3.3) is no more true. The force generated by the piston (72) on pilot (21) ceases and the balance of the system reaches the following condition:

$$p_1 \cdot s_0 = k_2 \cdot x + F_1 + F_2 \Rightarrow x = \frac{p_1 \cdot s_0 - F_1 - F_2}{k_2} \quad (4.3.4)$$

La formula (4.3.4) è identica alla formula (2.3.5). Infatti una volta raggiunto il livello di potenza stabilito in fase di taratura del regolatore, la caratteristica della pompa segue la curva a potenza costante tipica del regolatore NC. La caratteristica del regolatore NC+PI è tracciata nella seguente figura 4.3.2.

Formula (4.3.4) is the same of formula (2.3.5). In fact, once the control preset power value is reached, the pump characteristic follows the constant power curve of the standard NC control. The NC+PI control characteristic curve is shown in Picture 4.3.2.

Caratt. NC+PI Charac.

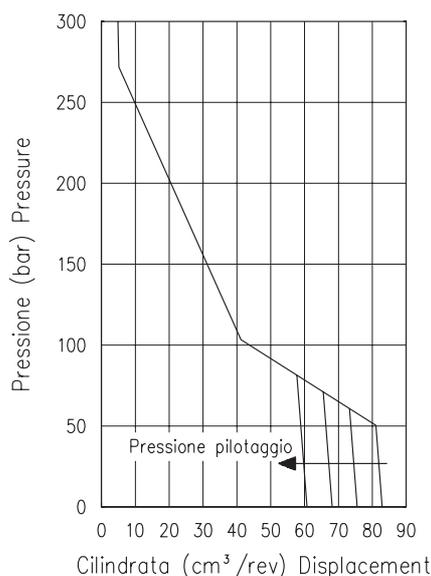


Figura 4.3.2 - Caratteristica NC+PI

Picture 4.3.2 - NC+PI control characteristic curve

Il diametro del pistone di comando (68) è unico per tutte le cilindrate e non varia variando il diametro del pilota (21) del regolatore. Nella seguente tabella sono elencati i rapporti tra la pressione di pilotaggio e la pressione di mandata della pompa al variare del diametro del pilota:

The piston (68) diameter is the same for all the H1V pumps displacements, while the control pilot (21) varies its diameter. In the following table are reported the piloting pressure and the working pressure variations when the pilot diameter varies its diameter:

PILOT DIAM.	$p_x/p_1$
4	1/30
5	1/19
6	1/13
7	1/10
8	1/8

Il rapporto indicato è quello relativo al valore di pressione di mandata che annulla l'effetto della forza  $F_c$  e l'entrata in funzione del regolatore NC.

The indicated ratio is related to the working pressure value that nullifies the  $F_2$  force and allows the NC control functioning.

#### 4.4 - Considerazioni sul valore della pressione di comando

#### 4.4 - Considerations on control pressure value

Nella pompa H1V 55 la corsa totale del pistone di comando è di 50 mm e le due superfici attive del pistone di comando sono rispettivamente di 452 e 95 mm<sup>2</sup>. Le molle (5) e (6), quando la pompa è in cilindrata nulla, reagiscono con una forza di 655 N. La formula (2.3.3) permette di calcolare il legame funzionale tra le pressioni  $p_1$  e  $p_2$ . Utilizzando i dati numerici della cilindrata presa in esame si ottiene la relazione seguente:

In H1V 55 pump the control piston total stroke is 50 mm and the control piston active areas are, respectively, 452 mm<sup>2</sup> and 95 mm<sup>2</sup>. The springs (5) and (6), when the pump is at zero displacement, react with a force of 655 N. Formula (2.3.3) allows to calculate the functional relation between  $p_1$  and  $p_2$  pressure values. Using the said numeric values the following relation is obtained:

$$p_2 = \frac{655}{452} \cdot 10 + p_1 \frac{95}{452} \tag{4.4.1}$$

In figura 4.3.3 la relazione (4.4.1) viene confrontata con il valore della pressione di mandata. Dato che la pressione  $p_2$  è frutto della laminazione della pressione  $p_1$  attraverso il cassetto di regolazione, il valore di  $p_2$  non può mai essere superiore a quello di  $p_1$ . Ne consegue che per valori di  $p_1$  inferiori a 18 bar non è possibile mantenere la pompa in cilindrata minima.

In Picture 4.3.3 the formula (4.4.1) is compared with the working pressure. Since  $p_2$  pressure value is due to the fluid at  $p_1$  pressure leaking through the control spool edge, the  $p_2$  pressure value cannot be higher than the  $p_1$  pressure value. Therefore when  $p_1$  value is lower than 18 bar the pump cannot function at the minimum displacement.

La forza necessaria per portare la pompa dalla cilindrata massima alla minima deve essere superiore a quella sufficiente per il mantenimento in cilindrata minima in quanto devono essere vinte le forze di attrito tra culla e distributore e le forze di inerzia. Un'esubero di forza, inoltre, è necessario per avere una migliore risposta dinamica del regolatore.

Per un buon funzionamento del regolatore è necessario disporre di almeno 40 bar di pressione sulla linea di mandata. Qualora la pressione minima necessaria non fosse disponibile è necessario utilizzare un circuito ausiliario di alimentazione del comando attraverso l'apposito attacco Y.

The force that is required to destroke the pump from the maximum to the minimum displacement must be higher than the one required to keep the pump at the minimum displacement, because the friction forces due to distributor and cover coupling and the inertia forces must be win. A force surplus is besides required to obtain a better dynamic functioning of the control.

For the control functioning it is necessary to have a 40 bar minimum working pressure. If this is not possible, it is required a control boost pressure of 40 bar to be connected to Y port on the control.

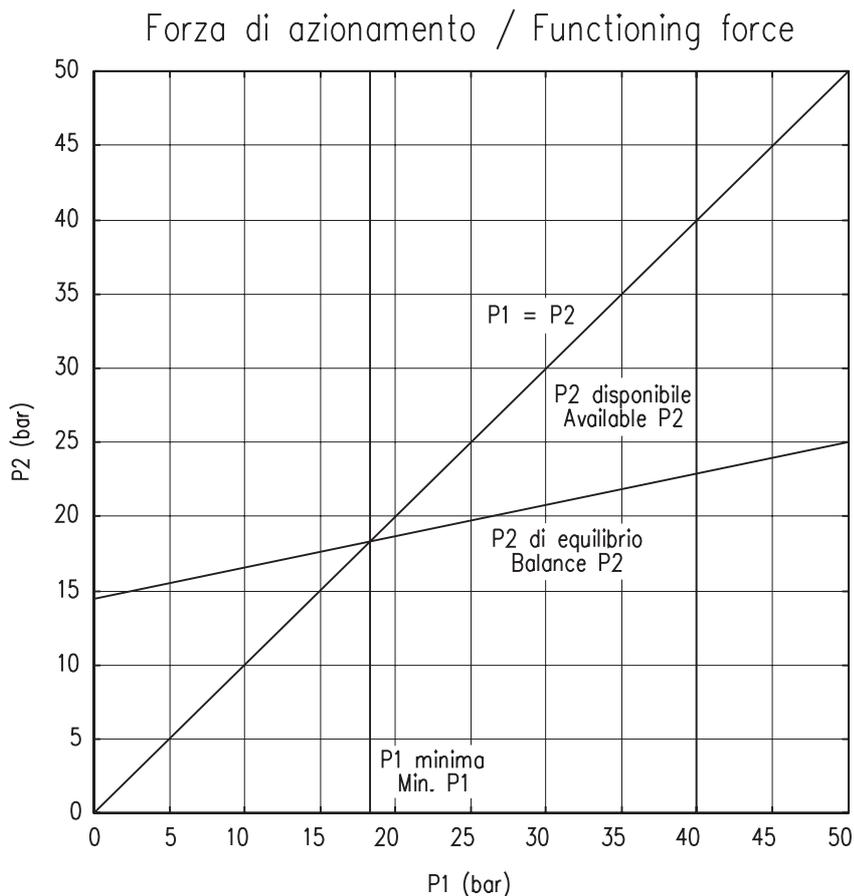


Figura 4.3.3 - Forza di azionamento    Picture 4.3.3 - Functioning force

## 5 - Regolatore 2NC per pompe H1V

### 5.1 - Descrizione

Il regolatore a somma di potenza 2NC permette il pieno utilizzo della potenza disponibile del motore primario nel caso siano alimentati due circuiti con due pompe separate.

Il regolatore sfrutta gli stessi principi operativi del comando NC ed è posto in modo da variare la cilindrata da MAX a MIN.

Ogni pompa preleva un segnale di pilotaggio da quella in parallelo, agendo così con un'unico valore di pressione su entrambi i pilotaggi e regolando le portate di entrambe le pompe in modo da mantenere costante (a velocità costante) la potenza totale assorbita dalle due pompe.

### 5.2 - Complessivo

In figura 5.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore 2NC per le pompe a pistoni assiali a corpo inclinato serie H1V.

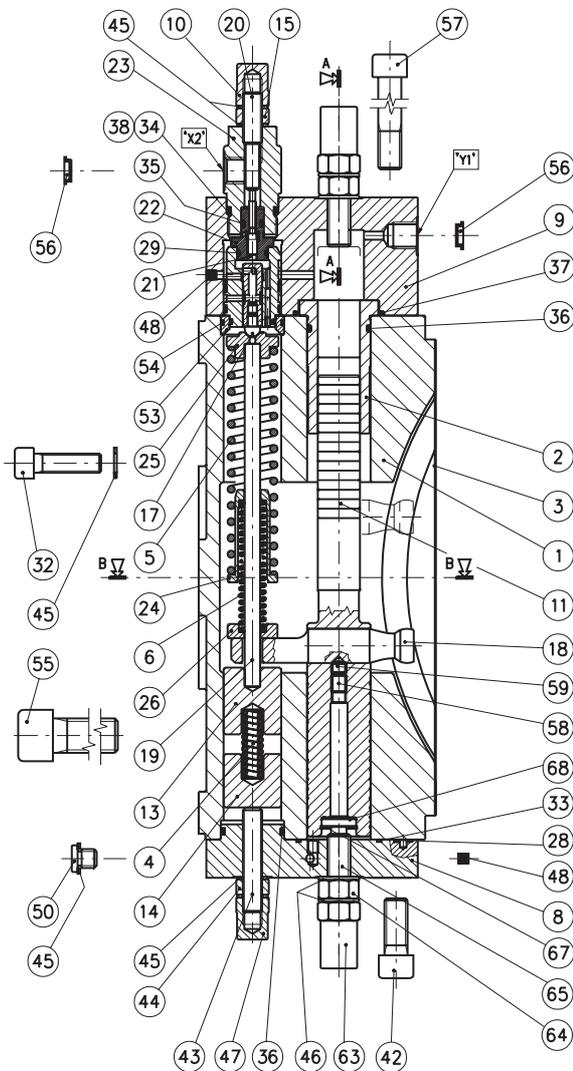


Figura 5.2.1 - Complessivo regolatore 2NC

## 5 - 2NC control for H1V pumps

### 5.1 - Description

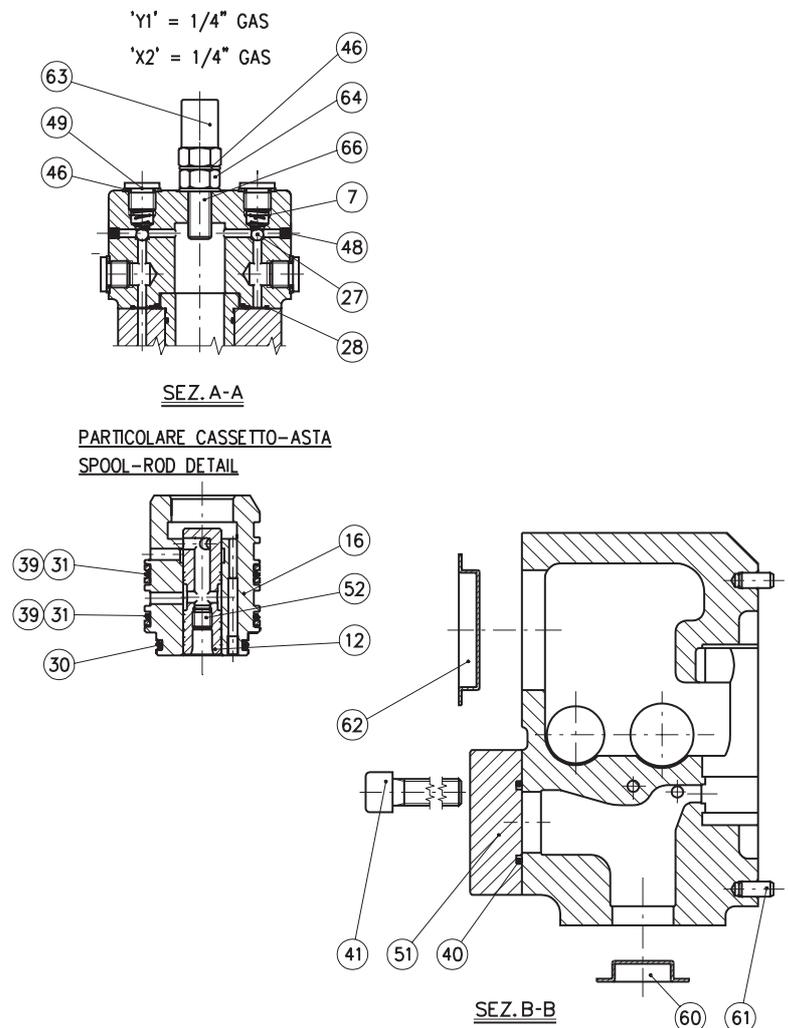
The power summation control 2NC allows to fully exploit the prime mover power when this moves two pumps feeding two separate circuits.

The control functioning principle is the same of the NC control, with displacement setting (1), from Max. to min. displacement.

Each pump takes a piloting pressure from the other one, thus the two controls function with the same piloting pressure and they control the pumps delivery in such a way that they keep the input power sum constant (at constant speed).

### 5.2 - Cutaway

Picture 5.2.1 shows the 2NC control for H1V series variable displacement axial piston pumps bent axis type cutaway drawing.



Picture 5.2.1 - 2NC control cutaway drawing

### 5.3 - Schema idraulico

In figura 5.3.1 è rappresentato lo schema idraulico del regolatore 2NC. Lo schema si differenzia da quello dell'NC standard per il diverso disegno del pilota (21) del porta pilota (22) e del tappo (23).

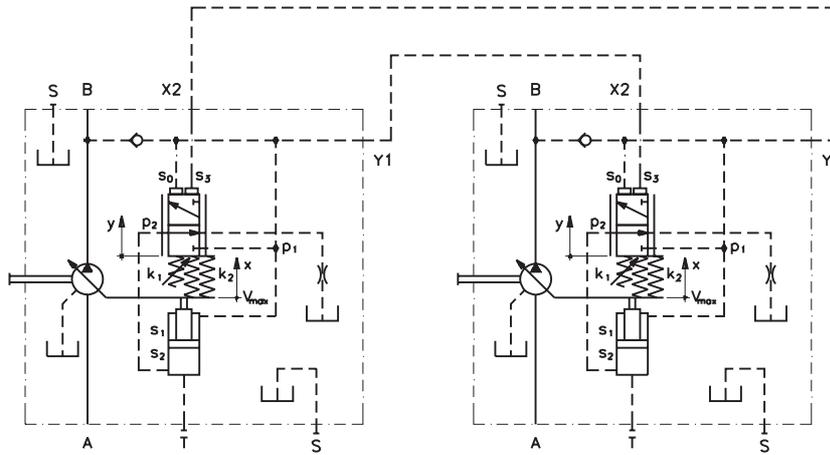


Figura 5.3.1 - Schema idraulico 2NC

Le due pompe vengono collegate mediante accoppiatore allo stesso motore primo. Dalla linea di mandata di ciascuna pompa viene prelevato un segnale di pressione che agisce sul pilota dell'altra pompa mediante l'attacco X2.

Il pilota (22), unico per tutte le cilindrate, provvede a sommare le pressioni che agiscono sulle due pompe. In figura 5.3.2 è rappresentato il particolare del pilota del regolatore 2NC.

### 5.3 - Hydraulic layout

Picture 5.2.1 shows the 2NC control hydraulic layout. The differences from the standard NC control are a different pilot (21), different pilot housing (22) and plug (23).

Picture 5.3.1 - 2NC control hydraulic layout

The two pumps are both coupled to the same prime mover. From each pump's output pressure line a piloting pressure signal is taken which acts on the other pump's pilot via the X2 ports.

The pilot (22), the same for all the pump displacements, sums the working pressures of the two pumps. Picture 5.3.2 shows the 2NC pilot cutaway drawing.

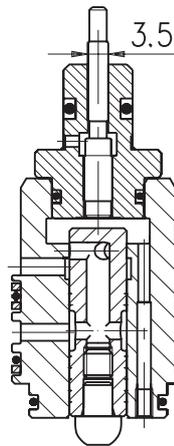


Figura 5.3.2 - Particolare pilota 2NC

Picture 5.3.2 - 2NC pilot cutaway drawing

Sul pilota agiscono contemporaneamente le pressioni di mandata di entrambe le pompe. Le superfici di spinta  $s_0$  e  $s_3$  su cui agiscono le pressioni possono essere calcolate con le formule seguenti:

$$s_0 = \frac{(5^2 - 3.5^2) \cdot \pi}{4} = 10 \text{ mm}^2 \quad (5.3.1)$$

$$s_3 = \frac{3.5^2 \cdot \pi}{4} = 9.6 \text{ mm}^2 \quad (5.3.2)$$

In linea di principio le due superfici dovrebbero essere identiche. La piccola differenza è dovuta a scelte di costruzione.

Il regolatore NC modifica la cilindrata della pompa in funzione della pressione di mandata. Nel caso del regolatore 2NC la cilin-

On the pilot act the two working pressures at the same time. The two active areas  $s_0$  and  $s_3$  on which the two working pressures act can be calculated with the following formulas:

The said areas should be identical. The little difference is due to construction choices.

The NC control varies the pump displacement in function of the output pressure. In the 2NC control the displacement is varied in

drata della pompa viene regolata in funzione di una pressione che è pari alla somma delle pressioni agenti sulla mandata delle due pompe. Le due pompe vengono trascinate in rotazione dal medesimo motore alla stessa velocità. Dette  $M_1$  ed  $M_2$  la coppie richieste dalle due pompe, la potenza assorbita può essere calcolata nel modo seguente:

$$\begin{aligned} W_1 &= M_1 \cdot n = V_1 \cdot p_1 \cdot n \\ W_2 &= M_2 \cdot n = V_2 \cdot p_2 \cdot n \end{aligned} \quad (5.3.3)$$

Il regolatore NC essendo sensibile solo alla pressione di mandata è in realtà un regolatore a coppia costante. Dette  $M_{01}$  e  $M_{02}$  le coppie di taratura delle due pompe accoppiate mediante il regolatore 2NC, la cilindrata di queste varia in funzione delle pressioni di mandata secondo la legge seguente:

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{M_{01}}{p_1 + p_2} \quad \text{se } V_1 < V_{01} \quad \text{altrimenti } V_1 = V_{01} \\ V_2 &= \frac{M_{02}}{p_1 + p_2} \quad \text{se } V_2 < V_{02} \quad \text{altrimenti } V_2 = V_{02} \end{aligned} \quad (5.3.4)$$

Dove con  $V_{01}$  e  $V_{02}$  si è indicata la cilindrata massima delle due pompe. La coppia assorbita da ciascuna pompa risulta:

$$\begin{aligned} M_1 &= V_1 \cdot p_1 \\ M_2 &= V_2 \cdot p_2 \end{aligned} \quad (5.3.5)$$

Lo scopo del regolatore 2NC è quello di mantenere costante la somma delle coppie richieste dalle due pompe accoppiate:

$$M_1 + M_2 = \text{Cost.} \quad (5.3.6)$$

Per valutare in quali condizioni la relazione espressa dalla (5.3.6) è valida si sostituiscono le (5.3.4) e le (5.3.5) nella (5.3.6)

$$M_1 + M_2 = V_1 \cdot p_1 + V_2 \cdot p_2 = M_{01} \frac{p_1}{p_1 + p_2} + M_{02} \frac{p_2}{p_1 + p_2} = \text{Cost.} \quad (5.3.7)$$

Affinché la (5.3.7) sia sempre verificata, dato che le pressioni di mandata sono dipendenti dal carico, si devono porre dei vincoli o sulle coppie di taratura  $M_{01}$  e  $M_{02}$  o sui valori delle pressioni di mandata  $p_1$  e  $p_2$ . L'espressione (5.3.7) è costante al variare delle pressioni di mandata solo quando sono verificati i seguenti due casi:

**Caso A:** Uguale coppia di taratura del regolatore:

$$M_1 + M_2 = M_0 \left( \frac{p_1}{p_1 + p_2} + \frac{p_2}{p_1 + p_2} \right) = M_0 \frac{p_1 + p_2}{p_1 + p_2} = M_0 = \text{Cost.} \quad (5.3.8)$$

**Caso B:** Entrambe le pompe con la stessa pressione di mandata:

$$M_1 + M_2 = M_{01} \frac{p_0}{2 \cdot p_0} + M_{02} \frac{p_0}{2 \cdot p_0} = \frac{M_{01} + M_{02}}{2} = \text{Cost.} \quad (5.3.9)$$

Nelle espressioni (5.3.8) e (5.3.9) non compaiono i termini rappresentanti la cilindrata delle pompe. Questo significa che per un corretto funzionamento del regolatore possono essere accoppiate anche pompe di cilindrata diversa purché vengano rispettate le condizioni espresse dalle relazioni (5.3.8) o (5.3.9).

#### 5.4 - Taratura

Il caso di utilizzo più frequente del regolatore 2NC è costituito dall'accoppiamento di due pompe di uguale cilindrata collegate

function of a pressure which is the sum of the two pumps working pressures. The two pumps rotate at the same speed. If  $M_1$  and  $M_2$  are the two pump's input torques, the input power can be calculated with the following formula:

The NC control, since it senses only the working pressure, is by the truth a constant torque control. If  $M_{01}$  and  $M_{02}$  are the setting torques of the two pumps coupled with the 2NC control, the two displacements will vary as follows:

Where  $V_{01}$  and  $V_{02}$  are, respectively, the Maximum displacements of the two pumps. The input torque of each pump is:

The 2NC control function is to keep the sum of the two input torques constant:

To understand when the formula (5.3.6) is true, let's substitute the (5.3.4) and (5.3.5) into the (5.3.6)

Since the two output pressures are dependent from the loads, in order that the (5.3.7) is always true a limitation on the two  $M_{01}$  and  $M_{02}$  setting values or on  $p_1$  and  $p_2$  pressures must be imposed. Formula (5.3.7) is constant for every pressure variation only if one of the following cases is true:

**Case A:** Controls setting torques are equal:

**Case B:** Pumps output pressures are equal:

In formulas (5.3.8) and (5.3.9) there are no terms containing the pumps displacement. This means that for a correct control functioning it is not necessary that the two coupled pumps are of the same displacement, provided that the conditions (5.3.8) and (5.3.9) are respected.

#### 5.4 - Setting

The most common application of a 2NC control is when two pumps of the same displacement are connected to separate cir-

ad utenze indipendenti.

Le pompe vengono tarate singolarmente con le usuali procedure utilizzate per le pompe con regolatore NC. Per avere un assorbimento complessivo di 80 kW, per esempio, entrambe le pompe vengono tarate per un assorbimento di 80 kW.

Quando le due pompe sono identiche il regolatore 2NC fa sì che lavorino in tandem. Le due pompe hanno sempre la stessa cilindrata indipendentemente dalla coppia assorbita e dal valore della pressione di mandata.

Dato che le due pompe sono tarate singolarmente la loro taratura non è sicuramente identica come non è sicuramente identico il comportamento reale dei due regolatori. Nel caso di pompe con cilindrata diversa la differenza della risposta del regolatore alla variazione della cilindrata è, inoltre, inevitabile.

L'analisi del comportamento del regolatore 2NC in condizioni di taratura diseguale delle due pompe può essere effettuata elaborando la relazione (5.3.7). Definendo il parametro  $\alpha$  come rapporto tra il valore di taratura delle due pompe:

$$\alpha = \frac{M_{02}}{M_{01}} \quad (5.4.1)$$

Introducendo la (5.4.1) nella (5.3.7) si ottiene:

$$M_1 + M_2 = M_{01} \frac{p_1}{p_1 + p_2} + \alpha M_{01} \frac{p_2}{p_1 + p_2} = M_{01} \left( \frac{1 + \alpha \frac{p_2}{p_1}}{1 + \frac{p_2}{p_1}} \right) \quad (5.4.2)$$

Il rapporto delle pressioni di mandata può assumere qualunque valore compreso tra 0 ed infinito. La relazione (5.4.2), nel campo di variabilità del rapporto delle pressioni si mantiene limitata tra i valori  $M_{01}$  ed  $M_{02}$ , figura 5.4.1.

cuits with separate loads.

The pumps setting is made separately following the NC control setting procedure. For instance, to obtain an input power sum of 80 kW both the pump are set to have an input power rating of 80 kW.

When the two pumps are identical, the 2NC control acts in such a way that they work in tandem. The two pumps work always with the same displacement, independently from the input torque and the output pressure, which may be different.

Since the two pumps are set separately, their setting cannot be identical, thus the two controls real functioning cannot be identical. If the two pumps have different displacements, the difference in behaviour of the two controls is not avoidable.

To analyse the behaviour of the 2NC control when the setting of the two pumps is not the same the formula (5.3.7) must be modified. Let's define the  $\alpha$  parameter as the ratio between the two pumps setting input torques:

Putting the (5.4.1) into the (5.3.7):

The ratio between the two output pressures can reach any value from 0 to infinite. Formula (5.4.2), in said output pressure ratio field, keeps limited between the two values  $M_{01}$  and  $M_{02}$ , see Picture 5.4.1.

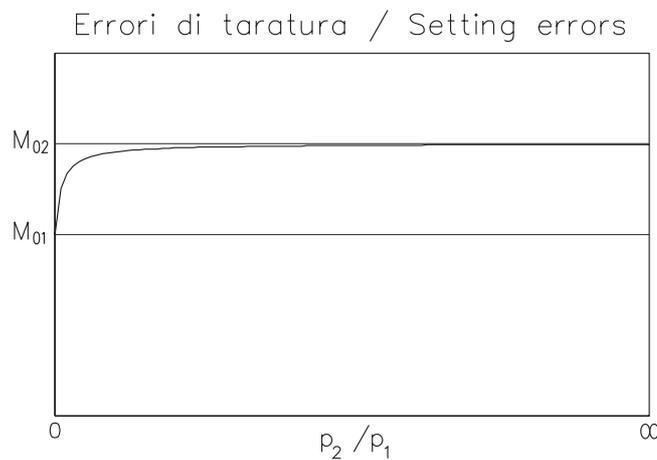


Figura 5.4.1 - Errori di taratura

Picture 5.4.1 - Setting errors

Quando le tarature dei regolatori NC delle pompe accoppiate sono diverse non è più possibile ottenere una regolazione a potenza costante. Il valore di potenza assorbito è comunque mantenuto ad un valore intermedio tra le due tarature. Quando la differenza di taratura è minima la caratteristica reale non è praticamente distinguibile da quella teorica.

When the two NC control settings of the coupled pumps are different, the constant power functioning is no more possible. The input power value is anyway kept at a value that is half way the two power ratings of the two pumps. When the difference between the two power ratings is little, the real characteristic is practically the same of the theoretical one.

## 6 - Regolatore PC per pompe H1V

### 6.1 - Descrizione

Il regolatore a pressione costante permette di mantenere costante la pressione nel circuito indipendentemente dal variare della portata d'utenza. Il principio di funzionamento sfrutta la pressione di esercizio in modo che, quando questa supera il valore di taratura impostato sul regolatore, automaticamente la pompa riduce al minimo la portata mantenendo pressione nel circuito. Possono essere impostati, direttamente sulla pompa, diversi valori di taratura (da 50 a 350 bar) agendo su di un grano registrabile. In caso di funzionamento in portata minima (annullamento) per un tempo indicativo superiore a 5 minuti con 200 bar, occorre eseguire il lavaggio della pompa tramite l'attacco S, con flusso pari a 7 - 10% della portata nominale (vedi tabella 6.1.1).

Il tempo di regolazione da Vg Max a Vg Min è di circa 0.2 secondi, mentre per il ripristino del flusso da Vg Min a Vg Max occorrono circa 0.8 secondi.

Si richiede il collegamento T (strozzatura fissa) direttamente in serbatoio, e che la valvola limitatrice di pressione del circuito sia tarata ad un valore di almeno 30 bar superiore a quello impostato sul regolatore. Il regolatore è posto in modo da variare la cilindrata da MAX a MIN.

### 6.2 - Complessivo

In figura 6.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore PC per le pompe a pistoni assiali a corpo inclinato della serie H1V.

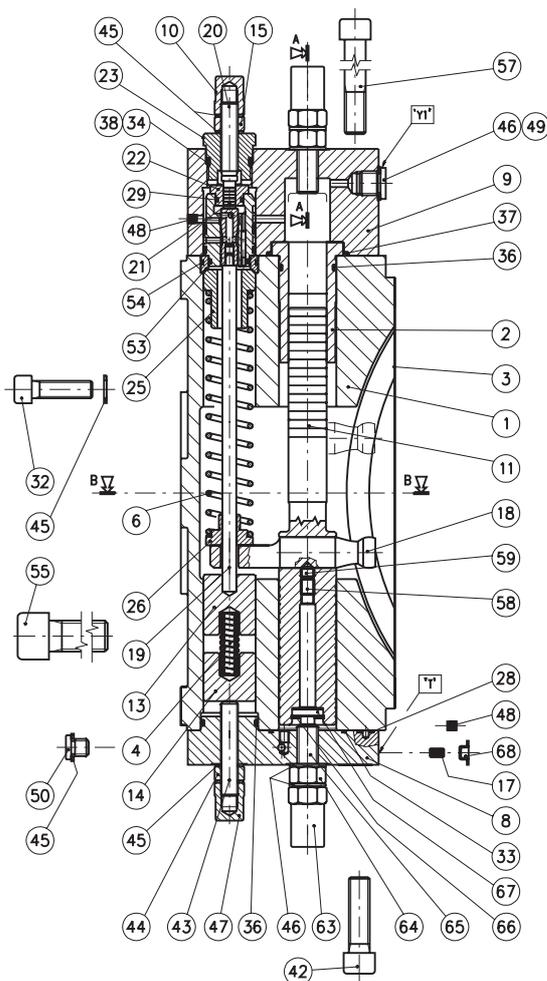


Figura 6.2.1 - Complessivo regolatore PC

## 6 - PC control for H1V pumps

### 6.1 - Description

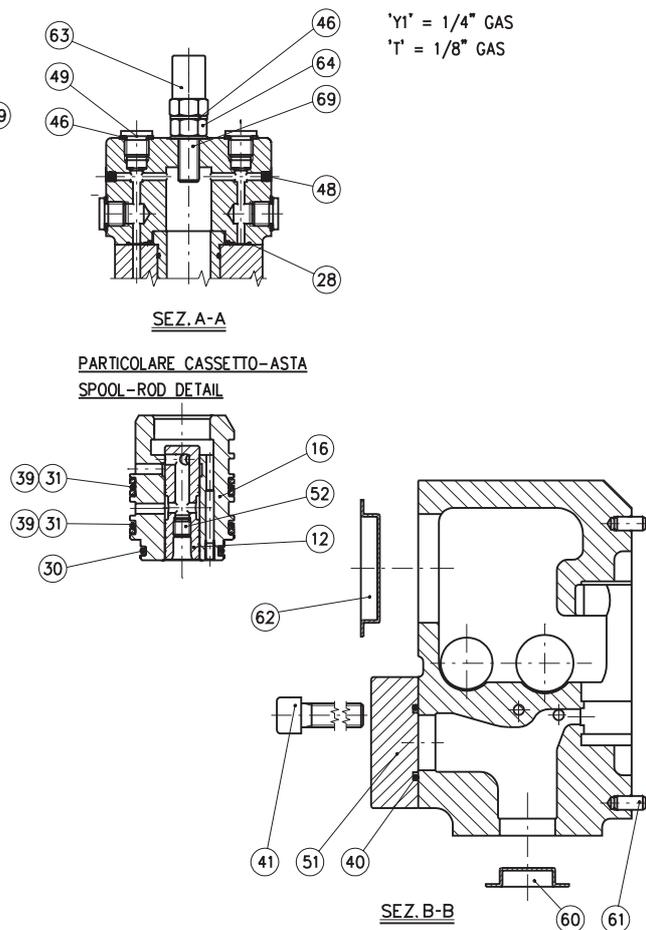
The constant pressure control allows to keep the pressure in the circuit constant, independently from the required flow rate. The control, every time the pressure reaches the control setting pressure, destrokes the pump to the minimum displacement keeping the pressure constant. Different pressure settings (from 50 to 350 bar) can be obtained simply by acting on a setting screw, which is placed on the control. Should the pump function for 5 min. or more with 200 bar or more working pressure, it is necessary to provide a flushing circuit to S ports on pump casing. Such flushing circuit must have a flow rate of 7 ÷ 10% the nominal flow rate of the pump (see table 6.1.1).

The time required to destroke from Vg Max to Vg min is about 0.2 sec, while the opposite action takes about 0.8 sec.

The T port (inside which there is a fixed orifice, must be connected to the reservoir, and the circuit pressure relief valve setting pressure must be at least 30 bar higher than the control setting pressure. The displacement setting of the PC control is (1), from Vg Max to Vg min.

### 6.2 - Cutaway

Picture 6.2.1 shows the PC control for H1V series variable displacement axial pistons pumps bent axis type cutaway drawing.



Picture 6.2.1 - PC control cutaway drawing

### 6.3 - Schema idraulico

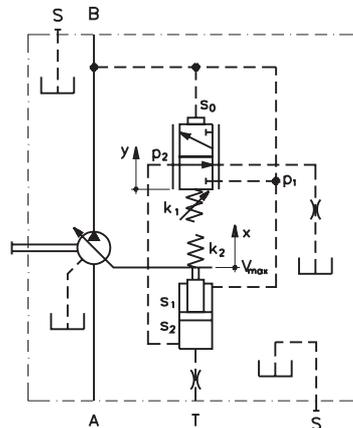
In figura 6.3.1 è rappresentato lo schema idraulico del regolatore PC. La principale differenza rispetto agli schemi basati sul principio del regolatore NC è costituito dal fatto che la molla (6) non appoggia sul cassetto della valvola di regolazione ma su un riscontro fisso. L'equilibrio della valvola è quindi indipendente dalla posizione del pistone differenziale di comando.

Tabella 6.1.1 - Portata di lavaggio

H1V	55	75	108	160	226
Q (l/min)	4	6	8	12	15

La pressione di mandata della pompa agisce sulla superficie  $s_0$  del pilota (21). Il cassetto (12) viene mantenuto in posizione di riposo dalla forza esercitata dalla molla (4). Quando il cassetto è in condizioni di riposo la camera inferiore del pistone di comando, di superficie attiva  $s_2$ , vede la pressione di carcassa e la forza esercitata dalla molla (6) mantiene la pompa in cilindrata massima.

Figura 6.3.1 - Schema idraulico regolatore PC



Quando la pressione di mandata della pompa raggiunge una intensità tale da esercitare sulla superficie  $s_0$  del pilota una forza in grado di contrastare la reazione della molla (4), la valvola inizia a regolare inviando portata verso la camera inferiore del pistone di comando. L'equilibrio del cassetto della valvola di regolazione è il seguente:

$$p_1 \cdot s_0 = F_1 + k_1 \cdot y \quad (6.3.1)$$

Nella formula (6.3.1) con  $F_1$  si è indicato il valore del precarico della molla (4). Dato l'elevato precarico della molla rispetto alla piccola escursione del cassetto (16) nello scrivere l'equilibrio della valvola è possibile, in prima approssimazione, trascurare l'effetto dovuto alla rigidità della molla. La formula (6.3.1) può essere semplificata nel modo seguente:

$$p_1 \cdot s_0 = F_1 \Rightarrow p_1 = \frac{F_1}{s_0} = p^* \quad (6.3.2)$$

Con il termine  $p^*$  si è indicato il valore della pressione di taratura della valvola di regolazione. L'equilibrio espresso dalla relazione (6.3.2) è tipico delle valvole di sequenza. La valvola (16), quindi, stabilizza la pressione sulla superficie di spinta  $s_1$  della camera superiore del pistone al valore  $p^*$ .

Il compito del regolatore PC è di adeguare la portata della pompa alle richieste dell'utenza mantenendo costante la pres-

### 6.3 - Hydraulic layout

Picture 6.3.1 shows the PC control hydraulic layout. The main difference between the PC and the controls based on the NC principle is that the spring (6) does not rest on the control valve spool but on a fixed bearing. The control valve balance is therefore independent from the control differential piston position.

Table 6.1.1 - Flushing flow rate

The pump output pressure acts on the  $s_0$  area of the pilot (21). The spool (12) is hold into its rest position by the force of the spring (4). When the spool is in this rest position the piston lower chamber, which active area is  $s_2$ , is at the discharge pressure and the force of the spring (6) holds the pump at the maximum displacement.

Picture 6.3.1 - PC control hydraulic layout

When the pump working pressure reaches a value high enough to exert on  $s_0$  area of the pilot a force higher than the one of the spring (4), the control valve starts to work sending an amount of fluid to the control piston lower chamber. The following formula represents the spool and control valve balance:

In formula (6.3.1),  $F_1$  is the spring (4) preload. Since the said spring preload is high compared to the limited spool (16) stroke, to know the valve balance is possible, as a first degree approximation, to ignore the spring stiffness effect. Formula (6.3.1) can then be simplified as follows:

The term  $p^*$  is the control valve setting pressure value. Formula (6.3.2) expresses a balance common in the sequence valves. Thus the valve (16) sets the pressure acting on  $s_1$  active area of the control piston upper chamber to the value  $p^*$ .

The PC control must vary the pump delivery to match the load requests while keeping the working pressure constant. If Q is

sione di mandata. Se Q è la portata (l/min) richiesta ad una pompa in rotazione alla velocità n (giri/min) la cilindrata V (cm<sup>3</sup>/giro) che quest'ultima deve avere può essere calcolata con la formula seguente:

$$V = \frac{1000 \cdot Q}{n} \quad (6.3.3)$$

Detta l<sub>0</sub> la corsa totale del pistone di comando e V<sub>0</sub> la cilindrata massima della pompa, la relazione che lega la corsa del pistone alla cilindrata della pompa è la seguente:

$$x = l_0 \cdot \left(1 - \frac{V}{V_0}\right) \quad (6.3.4)$$

Per mantenere il pistone in posizione è necessario che nella camera inferiore si crei un equilibrio tra la portata smaltita dalla valvola di sequenza e la portata che abbandona la camera attraverso lo strozzatore fisso (17) di diametro 0.8 mm (unico per tutte le cilindrato). La pressione p<sub>2</sub> necessaria per mantenere l'equilibrio del pistone di comando vale:

$$p_2 = \frac{s_1 \cdot p^* + k_2 \cdot x}{s_2} \quad (6.3.5)$$

Nel caso del regolatore PC la funzione dello strozzatore fisso (17) è di garantire maggiore stabilità dinamica al sistema mediante l'introduzione di un fattore dissipativo. La continua perdita di fluido attraverso lo strozzatore deve essere compensata mediante l'apporto di fluido attraverso il cassetto distributore che si manterrà in posizione di apertura. Questo garantisce una minore sensibilità del sistema alle piccole variazioni di pressione sulla linea di mandata. La variazione della dimensione del diametro dello strozzatore modifica i tempi di risposta del regolatore.

Una valutazione della potenza assorbita dal regolatore può essere effettuata mediante il calcolo della portata perduta attraverso lo strozzatore.

Consideriamo una pompa H1V 160 trascinata in rotazione alla velocità di 1500 giri/min, con il regolatore tarato ad un valore di pressione pari a 180 bar e con una richiesta di portata di 110 l/min. I dati necessari per il calcolo sono riportati nella tabella 6.3.1.

the delivery (in l/min) that is required at n RPM the displacement V (in cm<sup>3</sup>/rev) that the pump must work at can be calculated with the following formula:

If l<sub>0</sub> is the total control piston stroke and V<sub>0</sub> is the pump Max. displacement, the relation that links the piston stroke to the pump displacement is:

To hold the piston into position, in the piston lower chamber a balance must be realised between the flow rate that crosses the sequence valve and the flow rate that is discharged from the said chamber through the fixed orifice (17), which diameter is 0.8 mm (the same for all the pump displacements). The required pressure value to hold the piston into position is:

In the PC control the duty of the fixed orifice is to realise a better dynamic stability of the system, via the dissipative effect of the orifice itself. The continuous fluid leakage through the fixed orifice must be compensated via the fluid that comes through the control spool, which will hold it in its open position. This improves the system stability when little pressure variations on pressure line should occur. The variation in the fixed orifice diameter influences the control response time.

To rate the power absorbed by the control one could calculate the flow rate that is discharged through the fixed orifice.

Let us consider an H1V 160 pump with a rotating speed of 1500 RPM, with its control having a pressure setting of 180 bar and a required flow rate of 110 l/min. The data that must be used in this calculation are reported in table 6.3.1.

**Tabella 6.3.1 - Dati di calcolo**

**Table 6.3.1 - Calculus data**

Pressione di taratura p*	bar	180
Corsa massima del pistone l <sub>0</sub>	mm	72
Cilindrata massima V <sub>0</sub>	cm <sup>3</sup> /giro	160.3
Portata Q	l/min	110
velocità n	giri/min	1500
Rigidezza molla k <sub>2</sub>	N/mm	4.46
Superficie s <sub>1</sub>	mm <sup>2</sup>	380
Superficie s <sub>2</sub>	mm <sup>2</sup>	855

Utilizzando le formule riportate in questo paragrafo si effettua il calcolo della pressione  $p_2$  presente nella camera di superficie  $s_2$  del pistone di comando:

$$V = \frac{1000 \cdot Q}{n} = 73 \text{ cm}^3 / \text{giro}$$

$$x = l_0 \cdot \left(1 - \frac{V}{V_0}\right) = 32.8 \text{ mm}$$

$$p_2 = \frac{s_1 \cdot p^* + k_2 \cdot x}{s_2} = 82 \text{ bar}$$

La portata smaltita da uno strozzatore di diametro  $d_0$  può essere calcolata utilizzando la seguente formula dove con  $r$  si è indicata la densità dell'olio ( $850 \text{ kg/m}^3$ ) e con  $C_e$  un coefficiente di efflusso ( $0.6 \div 0.7$ ).

$$Q = C_e \cdot d_0^2 \cdot \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{\rho}} = 2.9 \text{ l/min}$$

La potenza  $W_p$  in kW perduta attraverso lo strozzatore vale:

$$W_p = \frac{Q \cdot p^*}{600} = 0.87 \text{ kW}$$

Tale potenza, se confrontata con quella generata dalla pompa, può essere considerata trascurabile ai fini della valutazione del rendimento della pompa.

#### 6.4 - Caratteristiche del regolatore

Il regolatore mantiene la pompa in cilindrata massima sino al raggiungimento della pressione di taratura sulla linea di mandata. Quando questa viene raggiunta il regolatore adegua la cilindrata della pompa alle richieste dell'utenza cercando di mantenere costante la pressione di mandata.

Dato che la pressione  $p_2$  necessaria per mantenere l'equilibrio del pistone di comando aumenta al diminuire della cilindrata, deve aumentare la quantità di fluido smaltita attraverso il cassetto (12) in quanto aumenta la portata di fuga attraverso lo strozzatore. Per aumentare la quantità di fluido che attraversa la valvola di regolazione, il cassetto deve aumentare la dimensione delle luci di passaggio vincendo la reazione della molla (4). La pressione che agisce sulla superficie  $s_0$  del pilota, quindi, deve aumentare con il diminuire della cilindrata.

Using the formula reported before in this paragraph the  $p_2$  pressure in the  $s_2$  area chamber of the control piston can be calculated:

(6.3.6)

The flow rate that passes through a fixed orifice with a  $d_0$  diameter hole can be obtained with the following formula, where  $r$  is the oil density ( $850 \text{ kg/m}^3$ ) and  $C_e$  an outflow factor ( $0.6 \div 0.7$ ):

(6.3.7)

The power  $W_p$  (kW) dissipated through the orifice is:

(6.3.8)

This power is quite small if compared with the power that is generated by the pump and can be considered as negligible as far as the calculation of the pump efficiency is concerned.

#### 6.4 - Control characteristics

The control holds the pump at its maximum displacement until the pressure setting value is reached on the pressure line. Then the control swivels the pump in relation to the load requirements keeping the working pressure constant.

Since the pressure  $p_2$  which is required to hold the control piston into its balance position increases when the displacement is reduced, the amount of fluid that passes through the control spool (12) must increase, because the flow discharged through the fixed orifice increases. To increase the flow rate across the control valve, the spool holes must be wider, therefore it can win the spring (4) preload can be win. Thus the pressure that acts on the  $s_0$  area of the pilot must increase when the displacement is reduced.

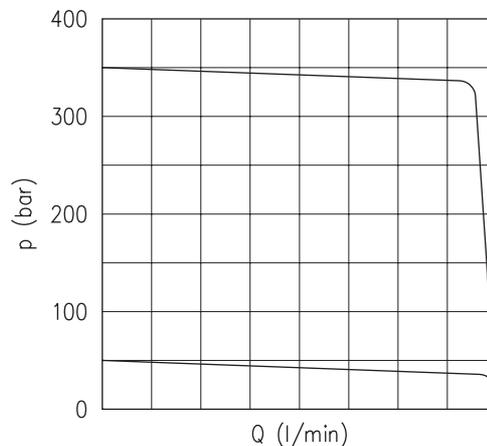


Figura 6.4.1 - Caratteristica del regolatore PC

Picture 6.4.1 - PC control characteristic curve

*La pressione di mandata necessaria per l'intervento del regolatore è quindi inferiore di quella necessaria per l'annullamento della cilindrata. In figura 6.4.1 è tracciata la caratteristica del regolatore PC.*

*Si noti come la pressione di mandata in condizioni di annullamento della cilindrata è superiore a quella di inizio regolazione. Tale differenza è di circa 15 bar.*

*Il campo di regolazione del PC è compreso tra 50 e 350 bar. Il limite inferiore di 50 bar è determinato dalla necessità di avere pressione sufficiente per l'azionamento del comando con una discreta risposta dinamica.*

The working pressure that is required for the control functioning is thus lower than the one required for the pump to destroke to the zero displacement. Picture 6.4.1 shows the PC control characteristic curve.

One should note how the working pressure, when the pump displacement is close to zero, is higher than the control starting pressure. This difference is approximately 15 bar.

The PC control setting field is comprised between 50 and 350 bar. The lower limit is due to the minimum control functioning pressure.

## 7 - Regolatore PCR per pompe H1V

### 7.1 - Descrizione

Inserendo una valvola di sequenza a pilotaggio interno e con drenaggio esterno, è possibile controllare il comando PC a distanza. La valvola è del tipo a pilotaggio interno con taratura registrabile fino a 350 bar, assemblata direttamente sulla pompa, ma può essere ordinata separatamente. La lunghezza dei tubi di collegamento con il controllo a distanza non deve superare i 5 m. Le altre caratteristiche del sistema sono similari a quelle del comando PC. Il regolatore è posto in modo da variare la cilindrata da MAX a MIN. Anche per il regolatore PCR in caso di funzionamento con portata minima (annullamento), per un tempo superiore a 5 minuti con 200 bar, occorre eseguire il lavaggio della pompa, tramite l'attacco S, con le portate indicate in tabella 6.1.1. Si richiede il collegamento T (strozzatura fissa) direttamente in serbatoio, e che la valvola limitatrice di pressione del circuito sia tarata ad un valore di almeno 30 bar superiore a quello impostato sul regolatore.

### 7.2 - Complessivo

In figura 7.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore PCR per pompe a pistoncini assiali a corpo inclinato della serie H1V.

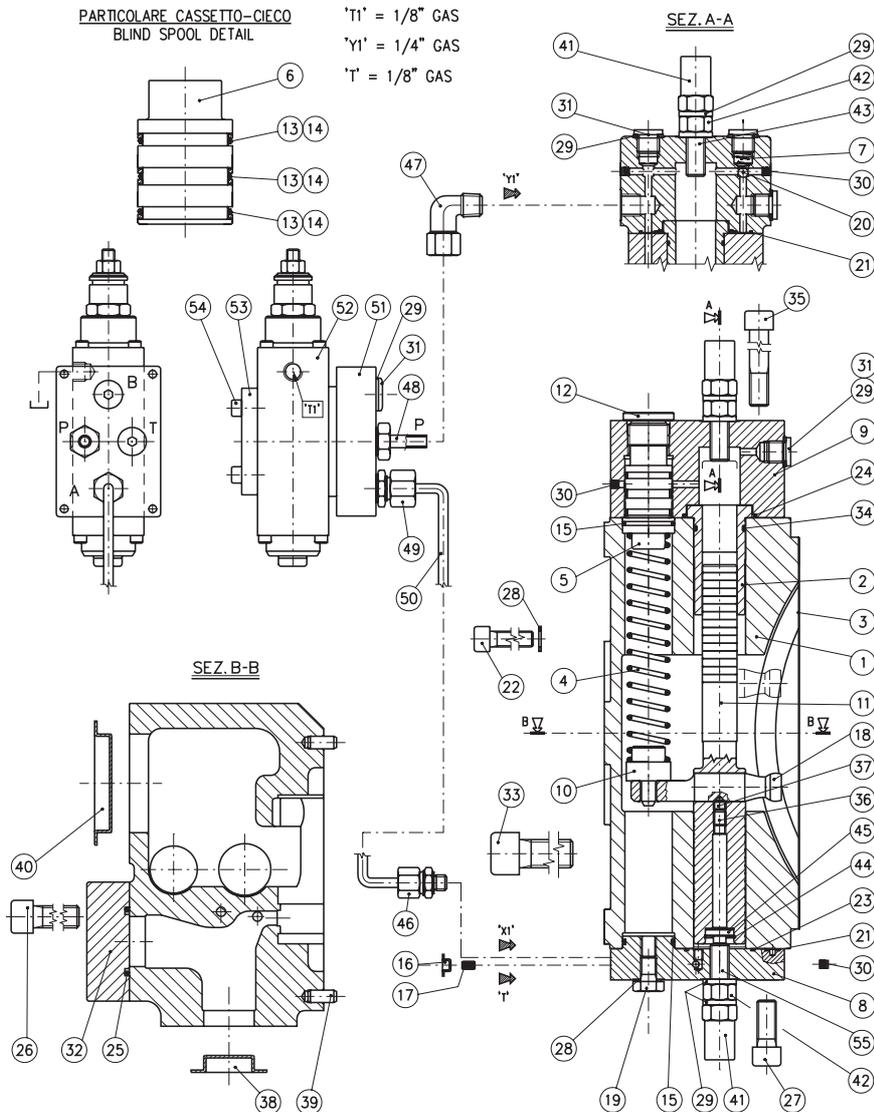


Figura 7.2.1 - Complessivo regolatore PCR

## 7 - PCR control for H1V pumps

### 7.1 - Description

Providing an internal piloting sequence valve with external drainage port to the basic PC control it is possible to remote control the pump. The internal piloting sequence valve has a setting pressure up to 350 bar and it is assembled on the pump, even if it can be ordered separately. The connecting pipes between the control and the valve must not be longer than 5 m. The other control features are the same of the PC control. The PCR control has displacement setting (1), from Vg Max. to Vg min. Should the pump function for 5 min. or more with 200 bar or more working pressure, it is necessary to provide a flushing circuit to S ports on pump casing. Such flushing circuit must have a flow rate of 7 ÷ 10% the nominal flow rate of the pump (see table 6.1.1). The T port of the control (fixed orifice) must be connected to the reservoir and the circuit pressure relief valve setting must be at least 30 bar higher than the control setting pressure.

### 7.2 - Cutaway

Figure 7.2.1 shows the PCR control for H1V series variable displacement axial pistons pumps bent axis type cutaway drawing.

Figure 7.2.1 - PCR control cutaway drawing

### 7.3 - Schema idraulico

In figura 7.3.1 è rappresentato lo schema idraulico del regolatore PCR. Lo schema idraulico è simile al regolatore PC e si differenzia da quello unicamente per la diversa realizzazione della valvola di sequenza. Nel PCR la valvola di sequenza (74) non è integrata nel cappellotto superiore ma è un elemento indipendente. La valvola è la stessa che viene impiegata nel regolatore NC + PC.

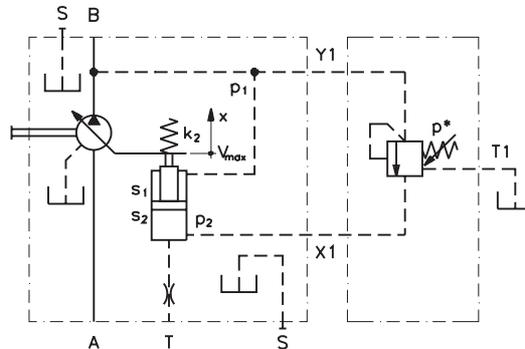


Figura 7.3.1- Schema idraulico PCR

Il principio di funzionamento è identico a quello del regolatore PC. L'unica differenza di rilievo è costituita dal ruolo dello strozzatore fisso (17) da 0.8 mm.

Nel caso del regolatore PCR lo strozzatore (17) è funzionale in quanto rappresenta l'unica via possibile per lo scarico del fluido della camera inferiore del pistone di comando. La valvola (74), infatti, è una valvola a due bocche e non permette lo smaltimento di portata a serbatoio. La valvola di sequenza integrata nel comando PC, invece, è realizzata mediante un distributore a tre bocche che permette lo smaltimento di portata verso la carcassa della pompa.

### 7.4 - Caratteristiche del regolatore

Le curve caratteristiche del regolatore PCR, figura 7.4.1, sono sostanzialmente simili a quelle del regolatore PC. I due comandi, invece, differiscono per quel che riguarda i tempi di risposta del regolatore. Nel comando PCR in particolare la risposta del comando può variare in funzione della lunghezza e della forma dei tubi di collegamento.

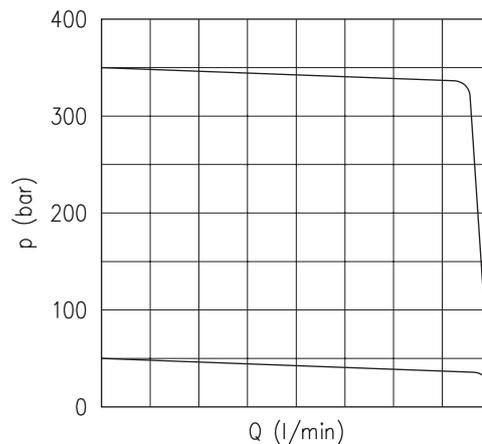


Figura 7.4.1 - Caratteristica del regolatore PCR

Anche in questo caso per una buona risposta dinamica del comando è opportuno tarare la valvola di sequenza a pressioni superiori a 50 bar.

### 7.3 - Hydraulic layout

Figure 7.3.1 shows the PCR control hydraulic layout. This layout is similar to the PC one but for the sequence valve design. In the PCR control the sequence valve (74) is not built in the pump control but it is an independent unit. The valve is the same of the NC+PC control.

Figure 7.3.1 - PCR control hydraulic layout

The functioning of the PCR control is the same of the PC. The only difference is the function of the fixed orifice (17) with 0.8 mm diameter hole.

In the PCR control the fixed orifice (17) represents the only way to discharge the hydraulic fluid from the control piston lower chamber. The valve (74) is indeed a two way valve which do not allow the fluid to be discharged into the reservoir. The built-in sequence valve of the PC control, on the other hand, is designed with a three way distributor which allows the exceeding flow to be discharged to the pump casing.

### 7.4 - Control characteristic

The PCR control characteristic curves shown in figure 7.4.1 are practically similar to the PC ones. The two controls are different in their response time. In particular, the PCR control response time can vary in function of the control-valve piping length and shape.

Figure 7.4.1 - PCR control characteristic curve

For a better dynamic functioning of the control it is recommended to set the sequence valve to a pressure value higher than 50 bar.

## 8 - Regolatore LS per pompe H1V

### 8.1 - Descrizione

Il comando Load Sensing è in grado di regolare la portata della pompa in base alla richiesta dell'utilizzatore. La pressione di esercizio è in relazione con quella dell'utenza: un diaframma posto fra pompa e utilizzo genera una differenziale di pressione. Il comando è realizzato in modo da mantenere costante tale differenziale di pressione regolando opportunamente la cilindrata della pompa, in accordo con il valore di taratura della valvola.

Il campo di taratura della valvola è di  $16 \div 28$  bar. Con il comando LS è possibile ottenere portate proporzionali all'apertura del diaframma ma indipendenti dalla pressione di esercizio dell'utenza, riducendo così le perdite di carico. Il regolatore è posto in modo da variare la cilindrata da MAX a MIN.

Se l'utilizzo non richiede portata, la pompa funziona in annullamento di cilindrata con una pressione di  $25 \div 30$  bar. È incorporata nel comando una valvola di taglio pressione con campo di taratura di  $50 \div 350$  bar.

### 8.2 - Complessivo

In figura 8.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore LS per pompe a pistoni assiali a corpo inclinato della serie H1V.

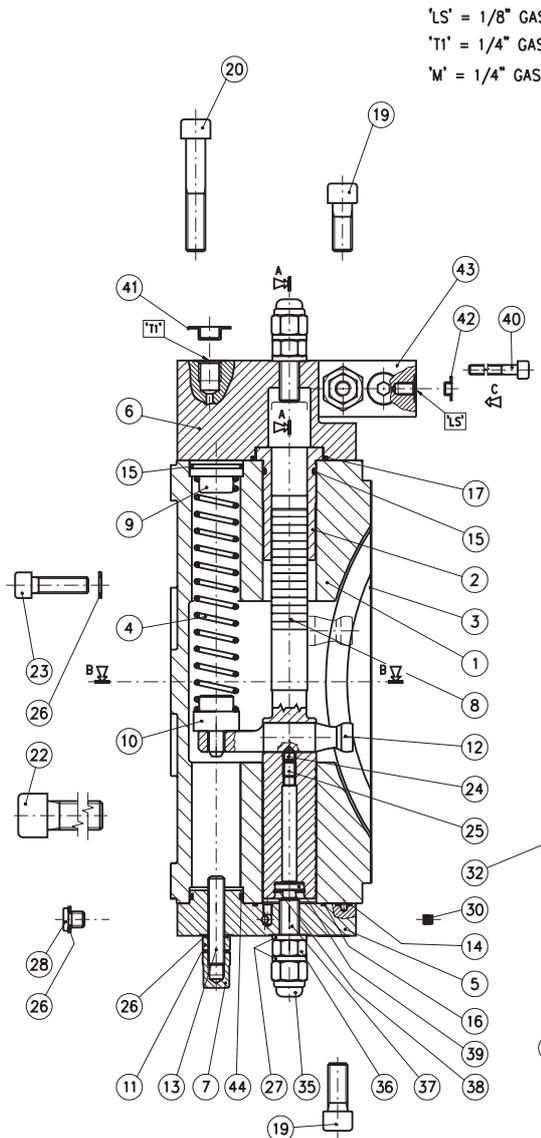


Figura 8.2.1 - Complessivo regolatore LS

## 8 - LS control for H1V pumps

### 8.1 - Description

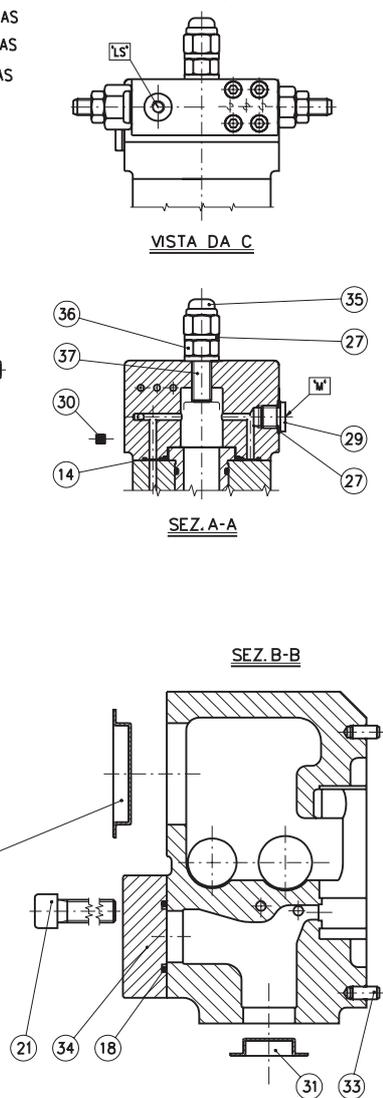
The Load Sensing control varies the pump delivery in function of the one needed by the load. The working pressure is a function of the load pressure: a diaphragm is placed between the pump and the load to generate a pressure differential. The control is realised in such a way that it keeps this differential constant by varying the pump delivery, according to the control valve pressure setting value.

The valve pressure setting field is  $16 \div 28$  bar. With the LS control it is possible to obtain a pump delivery that is proportional to the diaphragm opening but independently from the load working pressure, thus reducing the pressure losses due to friction. The control displacement setting is (1), from Vg MAX. to Vg min.

Should the load not require any flow rate, the control destrokes the pump to the zero displacement position keeping a working pressure of  $25 \div 30$  bar. A pressure relief valve with pressure setting field of  $50 \div 350$  bar is also built-in in the control.

### 8.2 - Cutaway

Picture 8.2.1 shows the LS control for H1V series variable displacement axial piston pumps, bent axis type cutaway drawing.



Picture 8.2.1 - LS control cutaway drawing

### 8.3 - Schema idraulico

In figura 8.3.1 è rappresentato lo schema idraulico del regolatore LS. L'elemento principale del sistema è costituito dal compensatore sensore di carico (43).

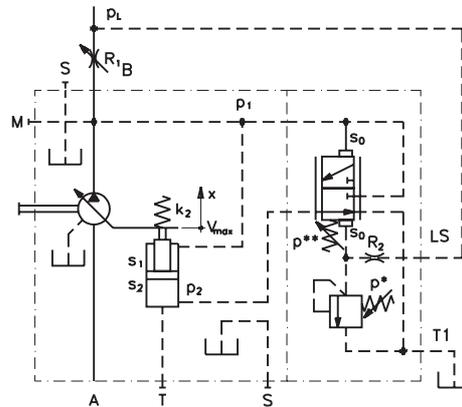


Figura 8.3.1 - Schema idraulico regolatore LS

Nello schema di figura 8.3.1 con lo strozzatore variabile  $R_1$  si è rappresentato il distributore proporzionale che viene usato per il controllo della portata inviata all'utilizzatore.

Il compito del regolatore LS è quello di regolare la cilindrata della pompa in funzione della portata richiesta dall'utilizzatore ed indipendentemente dalla pressione imposta dal carico.

Il comportamento dello strozzatore  $R_1$  quando è attraversato dalla portata  $Q$  di fluido può essere descritto dalla relazione seguente:

$$Q = C_e \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_L)}{\rho}} \quad (8.3.1)$$

Dove  $C_e$  è un coefficiente di efflusso che, in prima approssimazione, è possibile ritenere costante,  $r$  la densità del fluido di lavoro ed  $A$  la sezione della luce di passaggio dello strozzatore. La formula (8.3.1) impone una dipendenza diretta tra la caduta di pressione esistente tra monte e valle di uno strozzatore e la portata che lo attraversa. A parità di caduta di pressione un aumento di  $A$  implica un aumento della portata. La stessa formula (8.3.1) può essere riscritta portando in evidenza la caduta di pressione:

$$p_1 - p_L = \left(\frac{Q}{A}\right)^2 \cdot \frac{\rho}{2 \cdot C_e^2} \quad (8.3.2)$$

La formula (8.3.2) implica che, a parità di luce di passaggio, un aumento di portata attraverso uno strozzatore deve essere accompagnato da un aumento di caduta di pressione. Uno strozzatore può quindi assolvere alle due funzioni di misuratore e di regolatore. Mediante la misura della caduta di pressione è possibile, cioè, valutare la quantità di fluido che lo attraversa, oppure, mediante la variazione della luce di passaggio, regolare la portata di fluido.

L'equilibrio del cassetto che costituisce l'elemento di regolazione della valvola (43) può essere espresso nel modo seguente:

$$p_1 = p_L + p^{**} \quad (8.3.3)$$

dove  $p^{**}$  è la pressione di taratura della valvola di compensazione (16 ÷ 28 bar). La valvola fa in modo che tra monte e valle dello strozzatore  $R_1$  il salto di pressione sia costante e pari a  $p^{**}$ .

### 8.3 - Hydraulic layout

Picture 8.2.1 shows the LS control hydraulic layout. The primary element is the load sensing compensator (43).

Picture 8.3.1 - LS control hydraulic layout

In the layout of Picture 8.3.1, with the  $R_1$  flow restriction is represented a proportional distributor used to control the flow rate to the load.

The LS control function is to control the pump displacement in function of the flow rate required by the load but independently to the pressure induced by the load.

The  $R_1$  flow restrictor functioning, when the  $Q$  flow rate passes through it, is described in the following formula:

Where  $C_e$  is an outflow factor which, using a first degree approximation, it is possible to believe constant;  $r$  is the fluid density and  $A$  is the flow restrictor cross section. Formula (8.3.1) says that there is a direct relation between the pressure drop caused by a flow restrictor and the flow rate that crosses it. Keeping constant the said pressure drop, if  $A$  is increased the flow rate will increase proportionally. The formula (8.3.1) can be re-written with the pressure drop in foreground:

Formula (8.3.2) shows that, keeping the cross section constant, a flow rate increase leads to a pressure drop increase. A flow restrictor can be therefore used both as a flow control or a flow meter device. In other words, measuring the pressure drop it is possible to calculate the flow rate or, viceversa, varying the cross section it is possible to control the flow rate that crosses the restrictor.

The Load Sensing valve spool (43) balance can be described with the following formula:

Where  $p^{**}$  is the compensator pressure setting value (16 ÷ 28 bar). The valve keeps the pressure drop across the flow restrictor  $R_1$  constant and equal to  $p^{**}$ .

La cilindrata della pompa è determinata dall'equilibrio del pistone di comando. La formula che esprime l'equilibrio del pistone è la seguente:

$$s_2 \cdot p_2 = s_1 \cdot p_1 + x \cdot k_2 \quad (8.3.4)$$

La cilindrata è, al solito, funzione lineare della corsa del pistone:

$$V = V_0 \cdot \left( \frac{l_0 - x}{l_0} \right) \quad (8.3.5)$$

Si supponga che una pompa dotata di regolatore LS e rotante a velocità  $n$  costante, fornisca una portata  $Q$  ad una pressione di mandata  $p_L$ .

Un aumento della sezione di passaggio  $A$  dello strozzatore variabile  $R_1$  provoca una diminuzione della pressione  $p_1$  in accordo con la formula (8.3.2). L'equilibrio (8.3.3) viene disturbato e la valvola a cassetto lamina il fluido della camera inferiore del pistone verso serbatoio facendo aumentare la cilindrata della pompa. Ad un aumento della cilindrata della pompa corrisponde un aumento di portata e quindi un aumento della pressione  $p_1$  sino al ripristino delle condizioni di equilibrio (8.3.3). Una diminuzione della sezione di passaggio provoca, viceversa, una diminuzione della cilindrata.

Il regolatore LS, dunque, riesce a mantenere una proporzionalità diretta tra apertura dello strozzatore  $R_1$  e portata della pompa.

Per un corretto controllo del carico, però, oltre alla proporzionalità diretta tra portata e apertura dello strozzatore è anche necessario che la portata della pompa sia indipendente dalla pressione imposta dal carico.

Ad un aumento della pressione  $p_L$  corrisponde, a parità di  $Q$  ed  $A$ , un aumento della pressione  $p_1$  in accordo con la (8.3.2). Questo aumento non altera la relazione di equilibrio (8.3.3) e quindi la cilindrata della pompa rimane invariata.

#### 8.4 - Saturazione del regolatore

La pompa ha dei limiti costruttivi che non possono essere superati: la cilindrata massima e la massima pressione di esercizio. Quando la richiesta di portata da parte dell'utenza supera la portata massima erogabile dalla pompa, l'equilibrio (8.3.3) non può più essere rispettato, la pompa si porta in cilindrata massima e si perde la possibilità di controllare il movimento di più utenze in parallelo. Se la pressione  $p_L$  supera la taratura  $p^*$  della valvola di taglio pressione, la valvola lamina verso il serbatoio imponendo a monte di essa la pressione  $p^*$ . Lo strozzatore fisso  $R_2$  serve a disaccoppiare, quando la valvola di taglio pressione è in regolazione, la pressione che agisce sul cassetto dalla pressione imposta dal carico. Sulla valvola a cassetto si instaura una nuova condizione di equilibrio:

$$p_1 = p^* + p^{**} \quad (8.4.1)$$

Il regolatore LS assume, quindi, il comportamento di un regolatore a pressione costante. la cilindrata della pompa viene regolata in funzione della richiesta del carico in modo da mantenere costante la pressione di mandata.

Quando la richiesta di portata è nulla, ovvero lo strozzatore  $R_1$  è completamente chiuso, la cilindrata della pompa viene annullata dal regolatore che provvede a mantenere la pressione sulla mandata della pompa al valore determinato dalla relazione (8.3.3). Si noti che i distributori usualmente utilizzati nei circuiti LS quando sono in condizioni di riposo (assenza di alimentazione delle utenze) pongono a scarico la pompa. Quindi in assenza di mandata  $p_L$  è nullo e la pompa è alla pressione  $p^{**}$ .

The pump displacement is controlled via the control piston balance. The following formula describes the control piston balance:

$$(8.3.4)$$

The pump displacement is a linear function of the piston stroke:

$$(8.3.5)$$

Let us suppose that an LS pump with a constant rotating speed  $n$  gives a  $Q$  delivery with a working pressure  $p_L$ .

If variable flow restrictor  $R_1$  cross section  $A$  increases, this leads to a  $p_1$  pressure decrease, according to formula (8.3.2). The balance (8.3.3) is broken and the spool valve leaks some fluid from the lower control piston chamber to the reservoir, increasing the pump displacement. When the pump displacement is increased, the delivery increases proportionally, thus also the pressure  $p_1$  increases until the balance (8.3.3) is restored. If the  $A$  cross section is decreased, viceversa, this will lead to a pump displacement decrease.

The LS control can therefore keep the pump displacement directly proportional to the  $R_1$  flow restrictor cross section.

For a proper load motion control, in addition to the flow-cross section proportionality function, the pump delivery must be independent from the load induced pressure.

When the  $p_L$  pressure increases, keeping  $Q$  and  $A$  constant, the pressure  $p_1$  is increased according to formula (8.3.2). This increase do not influences the balance described with the (8.3.3), thus the pump displacement is kept constant.

#### 8.4 - Control saturation

The pump has some design limitations that must be respected: the maximum displacement and maximum pressure limitations. When the load required flow rate exceeds the pump maximum delivery, the balance (8.3.3) cannot be respected, the pump swivels to the maximum displacement and the possibility to control the motion of different loads in parallel is lost. If the pressure  $p_L$  exceeds the valve pressure setting value  $p^*$ , the said valve leaks some fluid to the reservoir keeping the pressure  $p^*$  before itself. The  $R_2$  fixed orifice is used to hydraulically separate the pressure acting on the spool from the pressure induced by the load, when the pressure relief valve is functioning. On the spool valve a new balance is set:

$$(8.4.1)$$

The LS control acts then as a constant pressure control. The pump displacement is varied in function of the load requirements in such a way that the working pressure is kept constant.

When the required flow rate is zero or the  $R_1$  flow restrictor is closed, the control destrokes the pump to the zero displacement position, keeping the pressure on the output line to a value that is fixed by the formula (8.3.3). One should note that usually in the Load Sensing circuits the distributor valves, when the required flow rate is zero, discharge all the pump delivery to the reservoir. Thus, when the pump delivery is zero  $p_L$  is zero, too and the pump is at  $p^{**}$  working pressure.

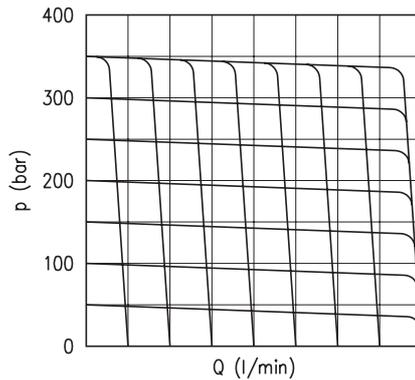


Figura 8.5.1 - Caratteristica regolatore LS

Picture 8.5.1 - LS control characteristic curve

### 8.5 - Curve caratteristiche del regolatore

In figura 8.5.1 sono tracciate le curve caratteristiche del regolatore LS. Il campo di utilizzo del regolatore è limitato a destra dalla curva corrispondente alla cilindrata massima della pompa e, superiormente, dalla curva corrispondente alla massima pressione di esercizio. Le curve orizzontali corrispondono ad una variazione di portata a carico costante, mentre le verticali ad una variazione di carico a portata costante.

### 8.5 - Control characteristic curves

Picture 8.5.1 shows the LS control characteristic curves. The control functioning field is limited on the right by the pump maximum displacement curve and, on top, by the maximum working pressure curve. The horizontal curves represent a delivery variation at a constant load, while the vertical curves represent a load variation at constant delivery.

### 8.6 - Risparmio energetico

Oltre al controllo del carico i sistemi dotati di pompe a cilindrata variabile con regolatore LS permettono di ottenere un risparmio energetico. La pompa, infatti, fornisce in ogni istante la sola portata richiesta dall'utenza. Se si utilizzasse una pompa a cilindrata fissa, la portata prodotta in eccesso e alla pressione di esercizio, dovrebbe essere smaltita a serbatoio attraverso una valvola limitatrice di pressione. Il diagramma di figura 8.6.1 evidenzia il risparmio energetico ottenibile (area a doppio tratteggio) utilizzando un sistema LS con pompa a cilindrata variabile al posto di un sistema tradizionale.

### 8.6 - Energy savings

In addition to the Load Sensing function, the LS pumps can achieve a reduction in energy consumption. As a matter of fact, the pump gives, in every moment, only the exact delivery which is required by the load. Using a fixed displacement pump the exceeding flow rate should be discharged to the reservoir via a pressure relief valve. The diagram 8.6.1 shows the energy saving achievable (cross hatched area) using a Load Sensing system with an LS pump compared with a traditional circuit.

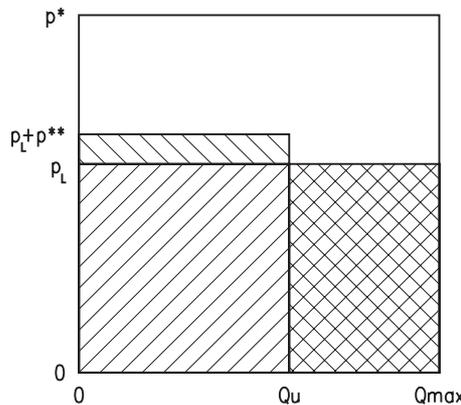


Figura 8.6.1 - Risparmio energetico

Picture 8.6.1 - Energy savings

La pompa lavora ad una pressione leggermente superiore rispetto a quella imposta dal carico ma produce solo la portata  $Q_u$  richiesta per il funzionamento. Il risparmio energetico, e quindi l'uso di sistemi LS, assume particolare importanza per gli impianti destinati ad essere collocati su mezzi mobili. La potenza prodotta in eccesso, infatti, produce calore che deve essere eliminato attraverso scambiatori di calore aria - olio poco efficienti e di notevoli dimensioni. Una maggiore efficienza dell'impianto permette di adottare scambiatori di calore di dimensioni minori con conseguente riduzione di ingombri e costi.

The pump works to a working pressure slightly higher than the load induced one but gives a delivery  $Q_u$  which is exactly the one required for the functioning. Energy saving, thus using the LS systems, is particularly important on mobile applications. The exceeding power, in fact, produces heat that must be dissipated through big heat exchangers. A better system efficiency means little heat exchangers and a reduction in dimensions and costs.

## 9 - Regolatore PI per pompe H1V

### 9.1 - Descrizione

Il regolatore idraulico proporzionale modifica la cilindrata della pompa in funzione di una pressione ausiliaria esterna di pilotaggio che agisce sulla bocca X. La posizione standard del regolatore è da MIN a MAX (montaggio 2).

È possibile ottenere la portata desiderata agendo sulla taratura della valvola di controllo pressione sull'attacco X: il campo di regolazione è compreso tra i 5 e i 25 bar. La pressione massima non deve superare i 50 bar.

Se occorre regolare la portata con una pressione di esercizio inferiore ai 40 bar è necessario, attraverso l'attacco Y, disporre di una pressione ausiliaria di almeno 40 bar.

### 9.2 - Complessivo

In figura 9.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore PI per pompe a pistoni assiali a corpo inclinato della serie H1V.

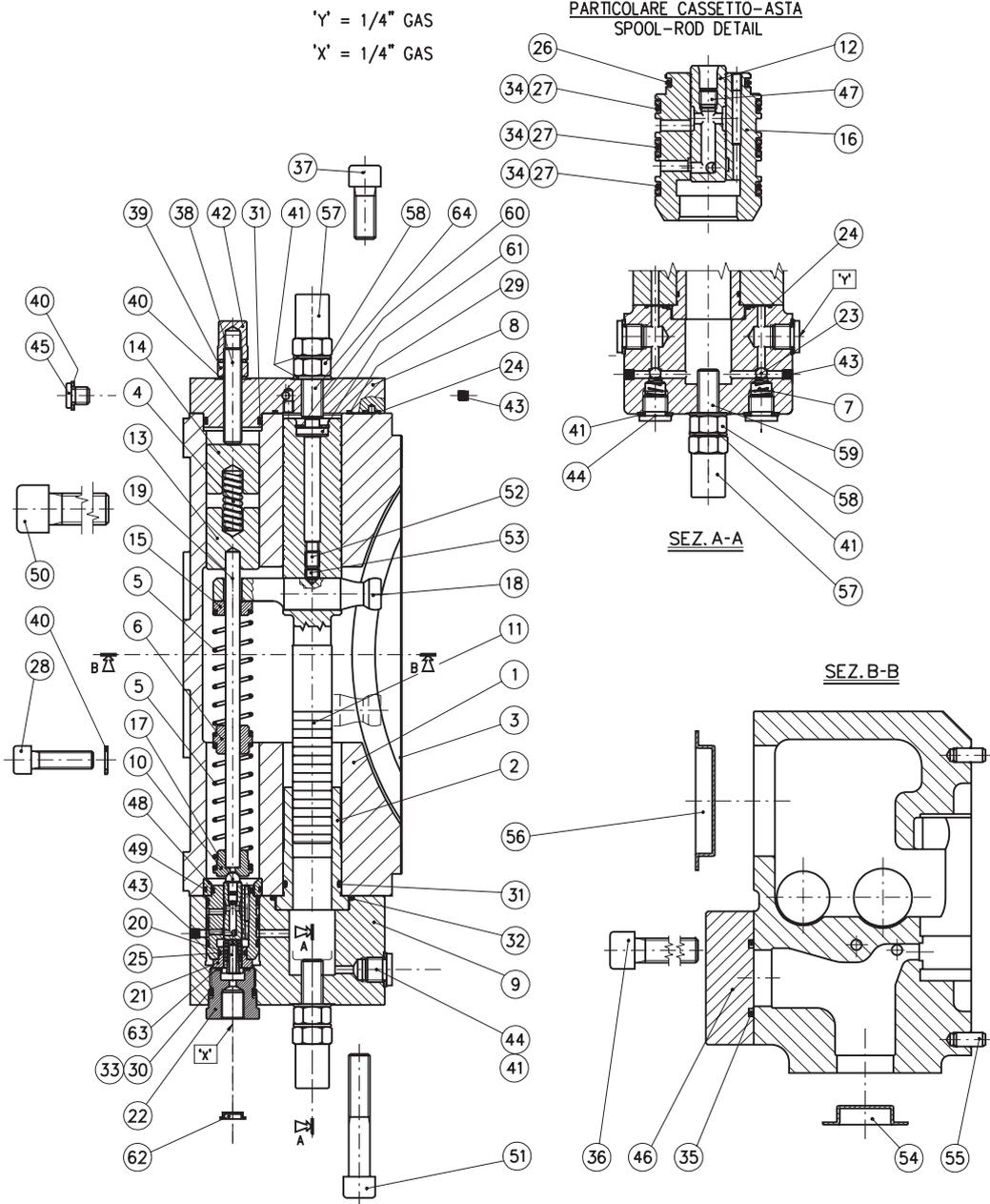


Figura 9.2.1 - Complessivo regolatore PI

## 9 - PI control for H1V pumps

### 9.1 - Description

The hydraulic proportional control varies the pump displacement in function of an external piloting pressure which acts on X port. The displacement setting is (2), from Vg min. to Vg Max.

It is possible to obtain the required delivery acting on the pressure control valve on X port: the valve setting field is from 5 to 25 bar. The piloting pressure must not exceed 50 bar.

Should the pump function with a working pressure lower than 40 bar, it is necessary to provide a control boost pressure line on Y port with at least 40 bar boosting pressure.

### 9.2 - Cutaway

Picture 9.2.1 shows the PI control for H1V series variable displacement axial pistons pumps, bent axis design cutaway drawing.

Picture 9.2.1 - PI control cutaway drawing

### 9.3 - Schema idraulico

In figura 9.3.1 è rappresentato lo schema idraulico del regolatore PI. Il regolatore è posto in modo da variare la cilindrata della pompa dal valore minimo a quello massimo.

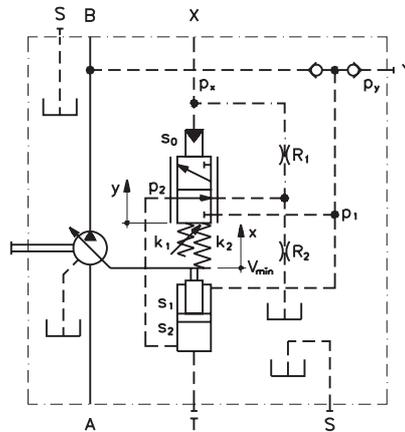


Figura 9.3.1 - Schema idraulico regolatore PI

La pressione di comando  $p_x$  agisce sulla superficie  $s_0$  del pilota. Quando la forza generata da  $p_x$  è tale da vincere il precarico della molla (4), il cassetto (16) permette la laminazione di fluido verso la camera di superficie  $s_2$  del pistone di comando. Il pistone di comando inizia a spostarsi aumentando la cilindrata della pompa e comprimendo il sistema di molle di reazione (5). Le molle (5) comprimendosi aumentano la forza che contrasta la  $p_x$  e il cassetto diminuisce la superficie della luce di passaggio del fluido verso la camera di superficie  $s_2$  del pistone.

Detto  $F_0$  il precarico della molla (4) e  $s_0$  la superficie di spinta del pilota (20) l'equilibrio del cassetto può essere espresso con la seguente relazione:

$$s_0 \cdot p_x = k_2 \cdot x + F_0 \quad (9.3.1)$$

Nella formula (9.3.1) non compaiono termini relativi allo spostamento  $y$  del cassetto che, in condizioni di equilibrio, possono essere trascurati. L'equilibrio del pistone di comando è:

$$p_2 \cdot s_2 = p_1 \cdot s_1 + k_2 \cdot x \quad (9.3.2)$$

Il regolatore PI per le pompe H1V è posto in modo da variare la cilindrata della pompa dal valore minimo al valore massimo. Dette  $V_0$  la cilindrata della pompa e  $l_0$  la corsa totale del pistone di comando, la relazione che lega la cilindrata allo spostamento  $x$  del pistone diviene:

$$V = V_0 \cdot \frac{x}{l_0} \quad (9.3.3)$$

La formula (9.3.3) è valida per una taratura della pompa priva di limitazioni della cilindrata. Il comando PI può, però, essere regolato, agendo sui grani (64) e (59), in modo da avere una cilindrata massima minore di quella nominale e, a riposo, una cilindrata minima diversa da zero. In questo caso la formula (9.3.3) assume la seguente espressione:

$$V = V_{\min} + x \cdot \frac{V_{\max} - V_{\min}}{l_0} \quad (9.3.4)$$

Nella formula (9.3.4) il valore  $l_0$  della corsa massima del pistone di comando è diminuito rispetto a quello che compare nella formula (9.3.3).

### 9.3 - Hydraulic layout

Picture 9.2.1 shows the PI control hydraulic layout. The control displacement setting is from  $V_g$  min. to  $V_g$  Max.

Picture 9.3.1 - PI control hydraulic layout

The  $p_x$  piloting pressure acts on the pilot's  $s_0$  area. When the  $p_x$  generated force is high enough to win the spring (4) preload, The spool (16) moves and allows the fluid to be directed into the control piston chamber with  $s_2$  active area. The control piston starts to move increasing the pump displacement and compressing the springs set (5). The springs (5) when compressed increase their reaction force against the  $p_x$  pressure generated force, thus the spool decreases the cross section available for the leakage of the fluid to the  $s_2$  control piston chamber.

If  $F_0$  is the spring (4) preload force and  $s_0$  is the pilot (20) area, the control spool balance can be described with the following formula:

In formula (9.3.1) there are no terms containing the  $y$  stroke of the spool which, at balance, can be considered negligible. The control piston balance is:

The PI control for H1V pumps has displacement setting (2), thus varies the displacement from minimum to Maximum. If  $V_0$  is the pump Maximum displacement and  $l_0$  the total control piston stroke, the relation between the pump displacement and the  $x$  actual stroke of the control piston is:

Formula (9.3.3) is true when the pump has no displacement limitations. However the PI control can be set acting on screws (64) and (59) to obtain a maximum displacement lower than the nominal one and, at rest, a minimum displacement different than zero. In this case formula (9.3.3) takes the following shape:

In formula (9.3.4) the  $l_0$  value of the maximum control piston stroke is lower than the one in formula (9.3.3).

Le formule (9.3.1) e (9.3.3), o (9.3.4), permettono di calcolare la relazione esistente tra la pressione di comando  $p_x$  e la cilindrata  $V$  della pompa.

Affinché la cilindrata possa aumentare rispetto al valore minimo, la pressione di comando deve avere un valore tale da vincere il precarico della molla. Detto  $p^*$  tale valore si ha:

$$p^* = \frac{F_0}{S_0} \quad (9.3.4)$$

Usualmente  $p^*$  viene tarato, in fabbrica, al valore di 5 bar. Quando  $p_x$  supera il valore di  $p^*$  la cilindrata della pompa inizia ad aumentare proporzionalmente alla pressione.

Considerazioni analoghe a quelle effettuate nel paragrafo 3.4 impongono la necessità di una pressione di mandata di almeno 40 bar o, in alternativa, di disporre di una pressione ausiliaria equivalente. (attacco Y)

#### 9.4 - Strozzatori

Nello schema idraulico di figura 9.3.1 compaiono i simboli di due strozzatori  $R_1$  ed  $R_2$ .  $R_1$  è costituito da un foro di 0.5 mm di diametro ricavato direttamente all'interno del pilota ed ha la funzione di garantire il ritorno della pompa alla cilindrata minima quando il segnale di comando  $p_x$  viene rimosso. La presenza di una via di scarico diretta svincola la risposta del comando dalla qualità del circuito di comando e dalla lunghezza dei tubi.

Formulas (9.3.1), (9.3.3) and (9.3.4) allow to calculate the relation between the  $p_x$  piloting pressure and the  $V$  pump displacement.

In order to allow the displacement to be increased from its minimum value, the control pressure must have a value high enough to win the spring preload. If  $p^*$  is said value then:

Usually  $p^*$  is factory set at a value of 5 bar. When  $p_x$  pressure value exceeds  $p^*$  the pump displacement starts to increase proportionally to the piloting pressure.

The same consideration that has been done in chapter 3.4 impose the working pressure not to fall below 40 bar or a control boost pressure on Y port must be provided.

#### 9.4 - Flow restrictors

In the PI control hydraulic layout in Picture 9.3.1 there are two flow restrictors,  $R_1$  and  $R_2$ .  $R_1$  is an orifice with 0.5 mm<sup>2</sup> cross section which is built-in into the pilot and has the function to allow the pump to restore the minimum displacement position when the  $p_x$  piloting pressure is off. This direct discharge line releases the control response time from the piloting circuit characteristics and from the piloting circuit piping length.

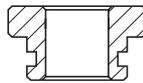
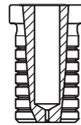


Figura 9.4.1 - Pilota e portapilota regolatore PI

Picture 9.4.1 - PI control pilot and pilot housing

Lo strozzatore  $R_2$  è costituito da quattro condotti di diametro 2 mm che mettono in comunicazione la camera superiore della valvola (16) con la carcassa della pompa. L'area di passaggio totale del fluido può essere variata inserendo dei grani filettati al termine dei condotti. La funzione di  $R_2$  è puramente dinamica, una eventuale instabilità del regolatore può essere corretta mediante la chiusura di uno o più condotti.

The  $R_2$  flow restrictor is formed by four holes with a 2 mm<sup>2</sup> cross section that realise a direct communication line between the upper chamber of the control valve (16) and the pump casing. The total cross section available for the fluid can be reduced and/or varied via the insertion of grub screws into said holes. The  $R_2$  function is purely dynamic, since eventual control poor stability characteristic can be improved closing one or more of these holes.

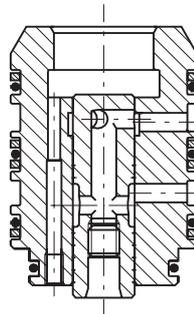


Figura 9.4.2 - Cassetto proporzionale comando PI

Picture 9.4.2 - PI control proportional spool

#### 9.5 - Curva caratteristica del regolatore PI

La relazione esistente tra la pressione di comando  $p_x$  e la cilindrata della pompa è lineare ed è tracciata in figura 9.5.1.

#### 9.5 - PI control characteristic curve

Picture 9.5.1 shows the straight line relation between the  $p_x$  piloting pressure and the pump displacement.

**Tabella 9.5.1 Table 9.5.1**

H1V PI	$l_0$ (mm)	$k_2$ (N/mm)	$s_0$ (mm <sup>2</sup> )	$F_0$ (N)	$p_{min}$ (bar)	$p_{max}$ (bar)	$\Delta p$ (bar)
55	50	2.2	78.34	39	5	19	14
75	55	1.78	78.34	39	5	17	12
108	62	1.78	78.34	39	5	19	14
160	72	1.37	78.34	39	5	18	13
226	80	1.37	78.34	39	5	19	14

In tabella 9.5.1 sono riportati i valori teorici della pressione di comando necessari per portare le pompe H1V con regolatore PI dalla cilindrata nulla alla cilindrata massima con una pressione di inizio regolazione pari a 5 bar.

Table 9.5.1 shows the piloting pressure theoretical values required to vary the H1V pumps with PI control displacement from zero to maximum with a control starting pressure of 5 bar.

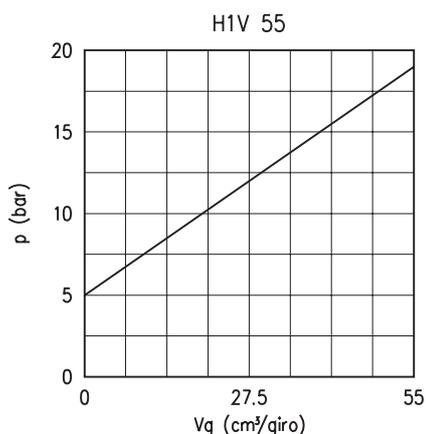


Figura 9.5.1 - Caratteristica regolatore PI

Picture 9.5.1 - PI control characteristic curve

La variazione del valore di pressione di inizio regolazione può essere effettuata variando il precarico della molla (4). Per variare il valore del  $\Delta p$  è invece necessario variare la rigidità della molla (5).

The control starting pressure setting can be done varying the spring (4) preload. To change the  $\Delta p$  field it is necessary to change the spring (5) stiffness.

**9.6 - Sovralimentazione**

Quando la pressione di esercizio è inferiore ai 40 bar è necessario dotare l'impianto di una pompa di sovralimentazione per generare la pressione necessaria al funzionamento del regolatore. In figura 9.6.1 è riportato lo schema del circuito di sovralimentazione.

**9.6 - Control boosting**

Should the pump function with a working pressure lower than 40 bar it is necessary to provide a control boosting circuit to allow the control functioning. Picture 9.6.1 shows a possible boost pressure circuit for the PI control.

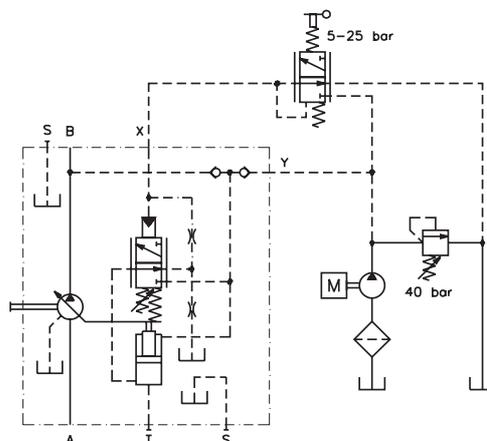


Figura 9.6.1 - Sovralimentazione

Picture 9.6.1 - Control boosting

Nello schema compare anche il manipolatore idraulico che viene impiegato per generare la pressione di pilotaggio  $p_x$ .

In the hydraulic layout above an hydraulic distributor which generates the PI piloting pressure is also indicated.

## 10 - Regolatore EM per pompe H1V

### 10.1 - Descrizione

La posizione del pilota è determinata da un elettromagnete proporzionale, il quale è a sua volta pilotato variando l'intensità della corrente di alimentazione: ad ogni valore di corrente corrisponde una forza indotta sull'elettromagnete e, di conseguenza, si ha una regolazione proporzionale del comando. In tal modo si stabilisce una proporzionalità diretta tra i valori di corrente di pilotaggio e la cilindrata della pompa. Se occorre regolare la portata con una pressione di esercizio inferiore a 40 bar è necessario, attraverso l'attacco Y, disporre di una pressione ausiliaria di almeno 40 bar. Il montaggio della pompa dentro al serbatoio è da evitarsi. La posizione standard del regolatore varia la cilindrata della pompa da MIN a MAX (montaggio 2). La portata della pompa è totalmente regolabile agendo su un potenziometro di variazione della corrente di pilotaggio. In questo caso, il segnale in questione va modulato mediante un'apposita scheda elettronica (amplificatore elettronico per regolatori proporzionali tipo HCR/E-AVR o tipo DITHER D24) per evitare bruschi sbalzi nel valore della corrente e conseguenti irregolarità nel funzionamento del comando. Elettromagnete standard: 24 V in corrente continua.

### 10.2 - Complessivo

In figura 10.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore EM per pompe a pistoni assiali a corpo inclinato della serie H1V.

Y = 1/4" GAS

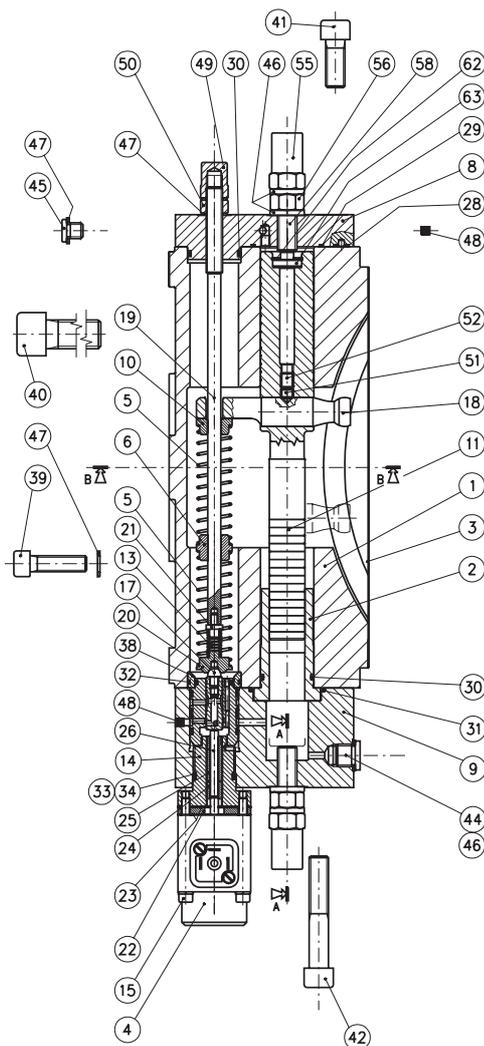


Figura 10.2.1 - Complessivo regolatore EM

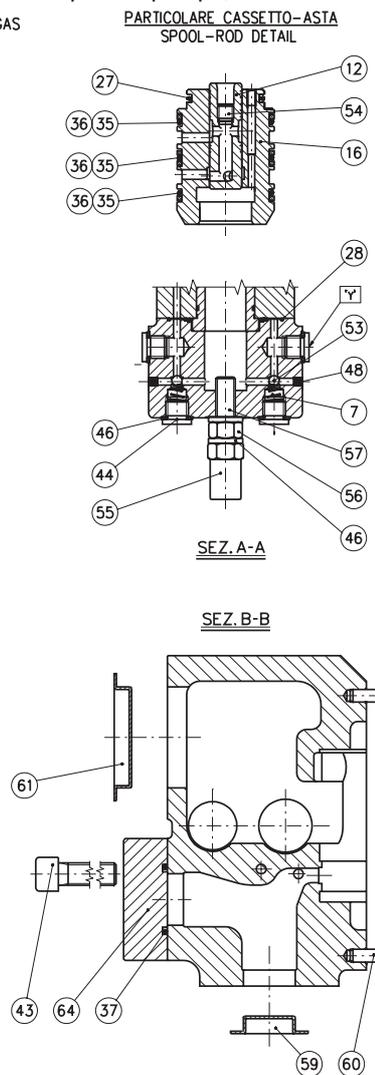
## 10 - EM control for H1V pumps

### 10.1 - Description

The pilot position is controlled via a proportional solenoid, which is piloted varying the input current: for each current value a correspondent solenoid force is obtained, therefore a proportional control functioning is achieved. In this way the pump displacement is directly proportional to the piloting current values. Should the pump function with a working pressure lower than 40 bar it is necessary to provide a control boosting pressure on Y port. Said boosting pressure must be at least 40 bar. The mounting of the pump directly into the reservoir has to be avoided. The control standard displacement setting is (2), from Vg min. to Vg Max. The pump delivery can be freely varied acting on a potentiometer which varies the piloting current. In this case, the current must be modulated using a proper electronic card (electronic amplifier for proportional controls type HCR/E-AVR or DITHER D24) in order to avoid rough current changes thus an irregular control functioning. The standard solenoid is a 24 V D.C. one.

### 10.2 - Cutaway

Picture 10.2.1 shows the EM control for H1V variable displacement axial pistons pumps, bent axis design cutaway drawing.



Picture 10.2.1 - EM control cutaway drawing

### 10.3 - Schema idraulico

In figura 10.3.1 è rappresentato lo schema idraulico del regolatore EM. Il regolatore è posto in modo da variare la cilindrata della pompa dal valore minimo a quello massimo.

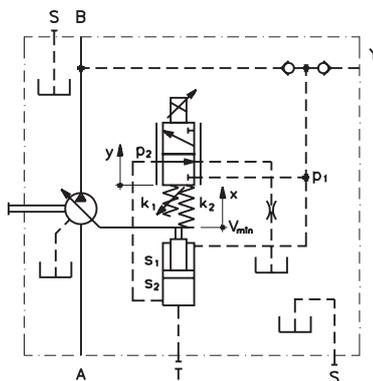


Figura 10.3.1 - Schema idraulico regolatore EM

Il principio di funzionamento del regolatore EM è simile a quello del regolatore PI. La cilindrata della pompa varia proporzionalmente ad un segnale di comando. Nel caso del regolatore EM il segnale di comando è elettrico, anziché idraulico come nel regolatore PI.

L'elettromagnete (4) produce una forza, agente direttamente sul cassetto (12), proporzionale alla corrente di alimentazione. La caratteristica Corrente-Forza dell'elettromagnete, alimentato a 24V, è riportata in figura 10.3.2.

### 10.3 - Hydraulic layout

Picture 10.3.1 shows the EM control hydraulic layout. The control displacement setting is (2), from Vg min. to Vg Max.

Picture 10.3.1 - EM control hydraulic layout

The EM control functioning is similar to the PI control one. The pump displacement is varied proportionally to a piloting signal. In the EM control said signal is a piloting current, while in the PI control it was a piloting pressure.

The solenoid (4) produces a force which acts directly on the spool (12), said force being proportional to the input current value. The current-stroke characteristic of the proportional solenoid, whose standard voltage is 24 V D.C., is shown in Picture 10.3.2.

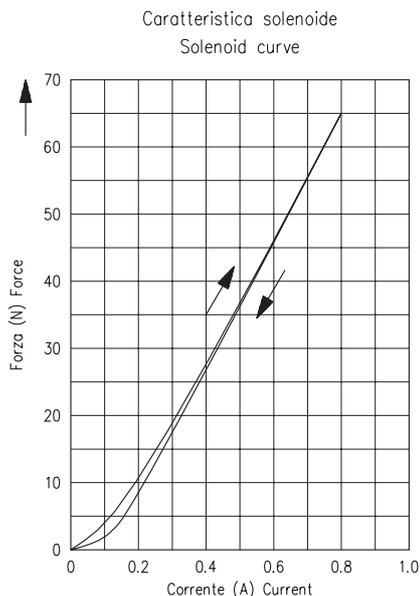


Figura 10.3.2 - Caratteristica elettromagnete

Picture 10.3.2 - Solenoid characteristic curve

La caratteristica dell'elettromagnete è lineare per valori di corrente compresi tra 0.15 e 0.8 Ampere. Tali valori di corrente corrispondono ad una forza generata compresa tra i 5 e i 65 N. La caratteristica dell'elettromagnete può essere espressa con la seguente relazione:

$$F_e = A_1 \cdot I - A_0 \quad (10.3.1)$$

Dove con  $F_e$  si è indicata la forza generata dall'elettromagnete e con  $I$  la corrente di comando di quest'ultimo. Nel caso in esame  $A_1$  e  $A_0$  assumono i seguenti valori:

The solenoid characteristic curve is linear for current values comprised between 0.15 and 0.8 A. These current values correspond to a solenoid force comprised between 5 and 65 N. The solenoid characteristic can be described with the following formula:

Where  $F_e$  is the solenoid force and  $I$  is the solenoid input current value. In the case described before,  $A_1$  and  $A_0$  have the following values:

$$\begin{aligned} A_1 &= 92.31 \text{ N/A} \\ A_0 &= 8.85 \text{ N} \end{aligned} \quad (10.3.2)$$

Indicando con  $F_0$  il precarico della molla (13), l'equilibrio del cassetto (12) può essere espresso con la relazione seguente:

$$F_e = k_2 \cdot x + F_0 \quad (10.3.3)$$

Anche in questo caso i termini in  $y$ , relativi allo spostamento del cassetto, sono stati trascurati. Il cassetto inizierà a regolare solo quando la forza generata dall'elettromagnete avrà raggiunto un'intensità tale da vincere il precarico della molla (13). Per un corretto funzionamento del sistema, è preferibile che la zona di lavoro del solenoide sia quella corrispondente alla linearità. Per tale motivo il precarico della molla (13) deve essere superiore ai 5 N che corrispondono ad una corrente di comando di 0.15 A. Usualmente il comando viene tarato per iniziare la regolazione alla corrente di 0.25 A. Corrente che corrisponde ad un precarico  $F_0$  di circa 14 N.

Il regolatore EM per le pompe H1V è posto in modo da variare la cilindrata della pompa dal valore minimo al valore massimo. Dette  $V_0$  la cilindrata della pompa e  $l_0$  la corsa totale del pistone di comando, la relazione che lega la cilindrata allo spostamento  $x$  del pistone diviene:

$$V = V_0 \cdot \frac{x}{l_0} \quad (10.3.4)$$

La formula (10.3.4) è valida per una taratura della pompa priva di limitazioni della cilindrata. Il comando EM può, però, essere regolato agendo sui grani (57) e (58), in modo da avere una cilindrata massima minore di quella nominale e, a riposo, una cilindrata minima diversa da zero. In questo caso la formula (10.3.4) deve essere modificata nel modo seguente:

$$V = V_{\min} + x \cdot \frac{V_{\max} - V_{\min}}{l_0} \quad (10.3.5)$$

Nella formula (10.3.5) il valore  $l_0$  della corsa massima del pistone di comando è diminuito rispetto a quello che compare nella formula (10.3.4). Le formule (10.3.1), (10.3.3) e (10.3.4), o (10.3.5), permettono di calcolare la relazione esistente tra la corrente di comando  $I$  dell'elettromagnete e la cilindrata  $V$  della pompa. La capacità di controllo della variazione della cilindrata dipende, nel regolatore EM, dalla possibilità di variare la corrente di alimentazione dell'elettromagnete proporzionale. Si deve, quindi disporre di un generatore variabile di corrente.

La Samhydraulik produce due schede elettroniche, con diverse caratteristiche, adatte al controllo degli elettromagneti proporzionali impiegati nei regolatori EM per pompe H1V. Queste schede offrono, inoltre, la possibilità di intervenire sulla velocità di aumento e diminuzione della corrente di controllo per esigenze di temporizzazione

#### 10.4 - Curva caratteristica del regolatore

La relazione esistente tra la corrente di alimentazione dell'elettromagnete e la cilindrata della pompa è lineare. In figura 10.4.1 è tracciata la caratteristica Cilindrata - Corrente per una pompa H1V 75 EM. In tabella 10.4.1 sono, invece, riportati i valori teorici della corrente di comando necessaria per portare le pompe H1V con regolatore EM dalla cilindrata nulla alla massima con una corrente di inizio regolazione pari a 0.25 A.

If  $F_0$  is the spring (13) preload, the spool (12) balance can be described with the following formula:

In this case, too, the terms  $y$  related with the spool stroke can be negligible. The spool will start to move when the force generated by the solenoid wins the spring (13) preload. For a good system functioning, it is advisable that the solenoid works in its linear current characteristic field. For this reason the spring (13) preload must be higher than 5 N, which correspond to a solenoid input current of 0.15 A. Usually the control is set to start at 0.25 A. This current corresponds to an  $F_0$  preload of about 14 N.

The EM control for H1V pumps has a displacement setting (2), thus it varies the displacement from the minimum to the Maximum one. If  $V_0$  is the pump nominal displacement and  $l_0$  is the control piston maximum stroke, the relation between the pump displacement and the control piston stroke is defined by the following formula:

Formula (10.3.4) is true if the pump has no displacement limitations. The H1V pumps with EM control can, via the screws (57) and (58), be limited to a lower Maximum displacement or a minimum displacement different from zero. In this case the formula (10.3.4) must be modified in the following one:

In formula (10.3.5) the  $l_0$  value of the control piston stroke is lower than the one considered in formula (10.3.4). Formulas (10.3.1), (10.3.3) and (10.3.4), or (10.3.5), allow to calculate the relation between the  $I$  piloting current value and the pump displacement  $V$ . The control functioning depends, in the EM control, from the possibility to feed the proportional solenoid with a continuously variable current. A variable current generator must therefore be used.

Samhydraulik produces two electronic cards, with different characteristic, that can be used to control the proportional solenoids such as the EM control for H1V pumps ones. These electronic cards give the further possibility to vary the current increase or decrease speed.

#### 10.4 - Control characteristic curve

The relation between the solenoid piloting current and the pump displacement is linear. Picture 10.4.1 shows the Displacement - Current characteristic curve for an H1V 75 EM pump. Table 10.4.1 reports the piloting current theoretical values to swivel the H1V EM pumps from zero displacements to Maximum displacement having a control starting current value of 0.25 A.

**Tabella 10.4.1 - Corrente di regolazione**    **Table 10.4.1 - Piloting current**

H1V EM	$l_0$ (mm)	$k_2$ (N/mm)	$F_0$ (N)	$F_e$ (N)	$I_{min}$ (A)	$I_{max}$ (A)
55	50	0.63	14	46	0.25	0.59
75	55	0.52	14	43	0.25	0.56
108	62	0.52	14	46	0.25	0.60
160	72	0.31	14	36	0.25	0.49
226	80	0.31	14	39	0.25	0.52

La variazione del valore della corrente di inizio regolazione può essere effettuata variando il precarico della molla (13). Per variare il valore dell'intervallo di corrente di regolazione è, invece, necessario variare la rigidità della molla di retroazione (5).

The control starting piloting current variation can be obtained varying the spring (13) preload. To vary the piloting current field is necessary to vary the backup spring (5) stiffness.

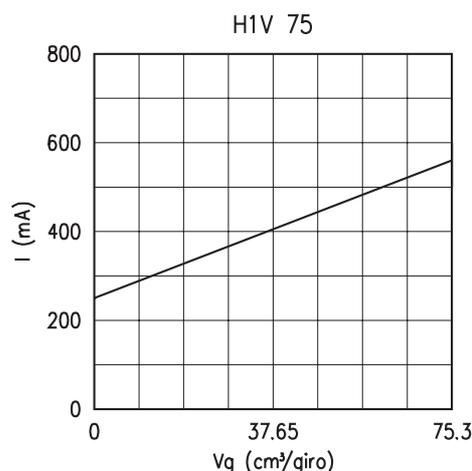


Figura 10.4.1 - Caratteristica regolatore EM

Picture 10.4.1 - EM control characteristic curve

### 10.5 - Sovralimentazione

Quando la pressione di esercizio è inferiore ai 40 bar è necessario dotare l'impianto di una pompa di sovralimentazione per generare la pressione necessaria al funzionamento del regolatore. In figura 10.5.1 è riportato lo schema del circuito di sovralimentazione.

### 10.5 - Control boosting

When the pump working pressure falls below 40 bar it is necessary to provide a control boost pressure circuit to generate the required control functioning pressure. Picture 10.5.1 shows a possible control boosting circuit.

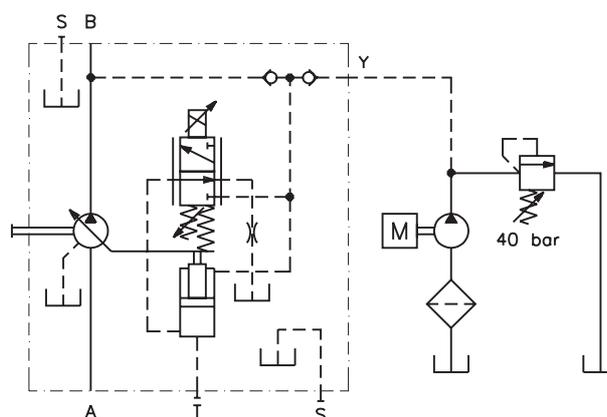


Figura 10.5.1 - Sovralimentazione

Picture 10.5.1 - Control boosting

## 11 - Regolatore 2PI per pompe H1V

### 11.1 - Descrizione

Il regolatore idraulico 2PI è un regolatore a due posizioni. La pompa ha solo due posizioni di funzionamento: cilindrata massima e cilindrata minima. Il passaggio da una posizione all'altra è subordinato alla presenza di un segnale di pilotaggio. La minima pressione di pilotaggio è di 10 bar.

La pompa viene comunemente fornita con montaggio 1 (da MAX a MIN) ma il montaggio 2 (da MIN a MAX) è parimenti disponibile in opzione.

Se occorre regolare la portata con una pressione di esercizio inferiore a 40 bar è necessario, attraverso l'attacco Y, disporre di una pressione ausiliaria di almeno 40 bar.

### 11.2 - Complessivo

In figura 11.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore 2PI per pompe a pistoni assiali a corpo inclinato della serie H1V.

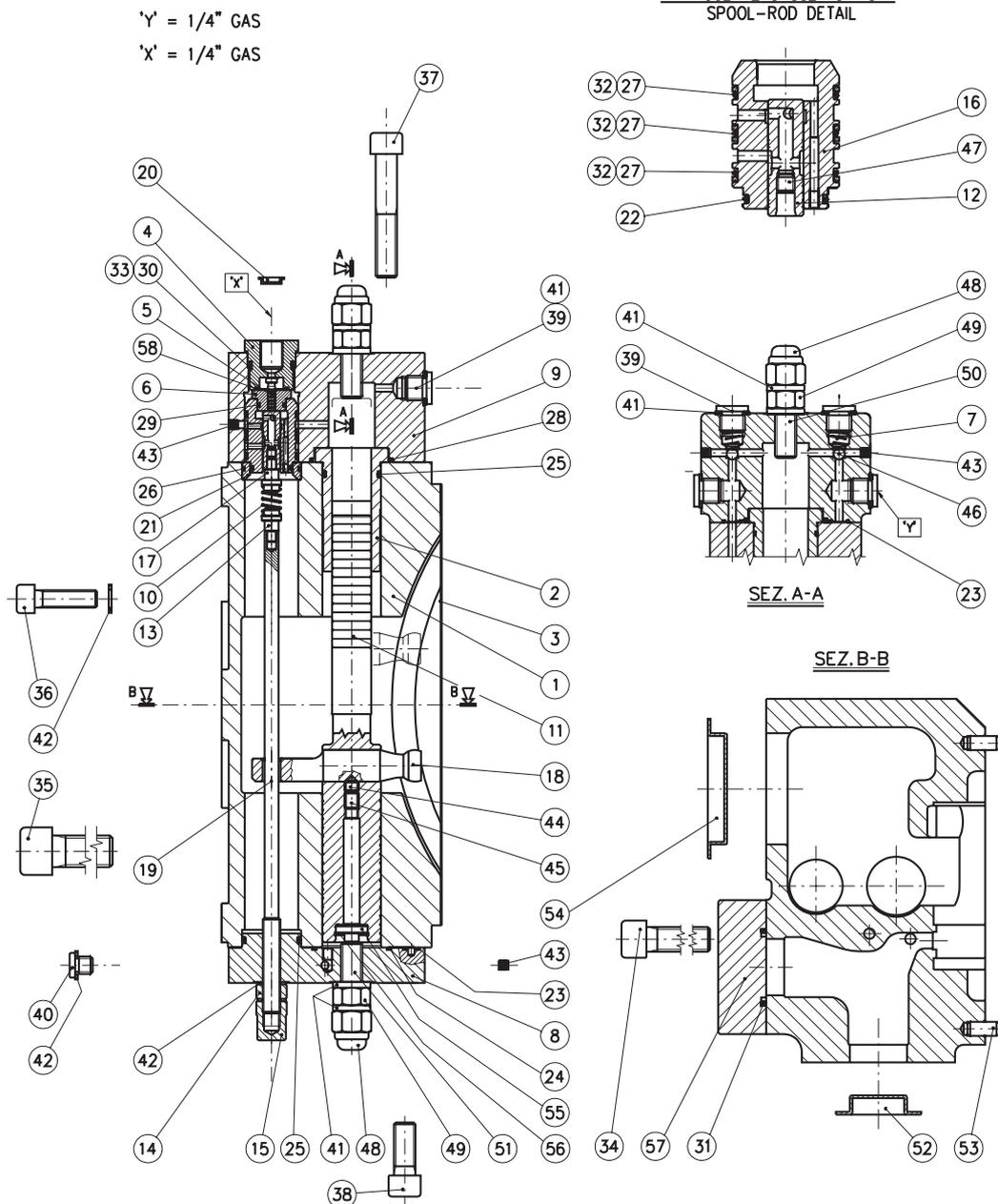


Figura 11.2.1 - Complessivo regolatore 2PI

## 11 - 2PI control for H1V pumps

### 11.1 - Description

The 2PI hydraulic control is a two position one. The pump can function only at the Maximum displacement or at the minimum one. To vary the functioning position between the said ones an ON-OFF piloting pressure must be provided. The minimum piloting pressure value is 10 bar.

The pump has a standard displacement setting (1), from Vg Max. to Vg min, but displacement setting (2), from Vg min to Vg Max., is available on option.

Should the pump function with a working pressure below 40 bar it is necessary to provide a control boosting pressure of at least 40 bar acting on Y port.

### 11.2 - Cutaway

Picture 11.2.1 shows the 2PI control for H1V series variable displacement axial pistons pumps, bent axis design, cutaway.

Picture 11.2.1 - 2PI control cutaway drawing

### 11.3 - Schema idraulico

In figura 11.3.1 è rappresentato lo schema idraulico del regolatore 2PI. Il regolatore è posto in modo da variare la cilindrata della pompa dal valore massimo a quello minimo.

La caratteristica fondamentale di questo comando, rispetto a quelli di tipo proporzionale visti sino ad ora, è l'assenza della molla di retroazione. Dato che il regolatore 2PI è un comando discreto non è necessario, per il funzionamento del dispositivo, conoscere la posizione del pistone di comando.

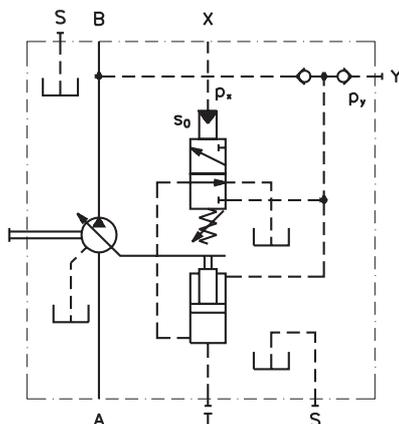


Figura 11.3.1 - Schema idraulico regolatore 2PI

In assenza del segnale di pilotaggio  $p_x$  la camera superiore del pistone di comando vede la mandata della pompa mentre la camera inferiore è collegata a scarico. In queste condizioni la pompa si porta in cilindrata massima. Quando la pressione di comando  $p_x$  supera un valore sufficiente a vincere il precarico della molla (17) la camera inferiore del pistone viene collegata alla mandata della pompa. Quando nelle camere del pistone di comando è presente la stessa pressione il pistone si sposta, portando la pompa in cilindrata minima, in quanto la diversa dimensione delle superfici di spinta genera una forza risultante che può essere equilibrata soltanto da un arresto meccanico (grano regolatore della cilindrata minima).

Per mezzo del grano (19) è possibile variare il precarico della molla (17). Il precarico della molla determina il valore minimo della pressione di pilotaggio  $p_x$  necessario per il cambio di cilindrata. Su tutte le cilindrate il pilota di comando (23) è di 4 mm di diametro. La superficie  $s_0$  su cui agisce la pressione  $p_x$  è quindi di 12.6 mm<sup>2</sup>.

La rigidità della molla (17), uguale per tutte le cilindrate, è di 2.5 N/mm. Dato che la corsa massima del pilota è di 4 mm per avere l'apertura completa del cassetto sono necessari almeno 6 bar di pressione (trascurando gli attriti) oltre a quelli necessari per vincere il precarico della molla di riscontro. Il precarico da assegnare alla molla (17) è quindi corrispondente a 3÷4 bar di pressione sul pilota in modo da avere la certezza di una apertura completa del cassetto per valori di  $p_x$  di circa 10 bar.

### 11.3 - Hydraulic layout

Picture 11.3.1 shows the 2PI control hydraulic layout. The control displacement setting is (1), from Vg Max. to Vg min.

The main difference between the 2PI control and the PI proportional hydraulic control is the lack of the backup spring. Since the 2PI control is an ON-OFF one, it is not necessary for the control functioning to know the control piston position.

Picture 11.3.1 - 2PI control hydraulic layout

If the piloting pressure  $p_x$  is zero the control piston upper chamber is at the working pressure, while the lower chamber is at the exhaust pressure. Therefore the pump swivels to the Maximum displacement. When the  $p_x$  piloting pressure raises to a high enough value to win the spring (17) preload, the control piston lower chamber is connected to the pump working pressure. When the control piston upper and lower chambers are at the working pressure the pump swivels to the minimum displacements because the different upper and lower piston areas generates a resulting force which can be balanced only by a mechanical stop (minimum displacement limitation screw).

Via the screw (19) it is possible to adjust the spring (17) preload. Said preload sets the minimum  $p_x$  piloting pressure value to obtain the displacement variation. The pilot (23) area is 4 mm<sup>2</sup> for all the pump displacements. The  $s_0$  area on which the  $p_x$  pressure acts is therefore 12.6 mm<sup>2</sup>.

The spring (17) stiffness, which is the same for all the pump displacements, is 2.5 N/mm. Since the pilot maximum stroke is 4 mm, to obtain the complete spool opening a pressure of at least 6 bar is required (not considering friction), in addition to the pressure which is required to win the stop spring preload. The spring (17) preload must therefore be set to obtain a corresponding 3 ÷ 4 bar pressure on the pilot, in such a way that the complete spool opening is achieved with  $p_x$  pressure values of about 10 bar.

## 12 - Regolatore 2EM per pompe H1V

### 12.1 - Descrizione

Il regolatore 2EM è un regolatore a due posizioni comandato elettricamente. La pompa ha solo due posizioni di funzionamento: cilindrata massima e cilindrata minima. Il passaggio da una posizione all'altra è subordinato alla presenza di un segnale elettrico di pilotaggio agente su un elettromagnete a due posizioni (On-Off).

La pompa viene comunemente fornita con montaggio 1 (da MAX a MIN) ma il montaggio 2 (da MIN a MAX) è parimenti disponibile in opzione.

Il comando può essere fornito con elettromagnete da 24 V o da 12 V in corrente continua. Se occorre regolare la portata con una pressione di esercizio inferiore a 40 bar è necessario, attraverso l'attacco Y, disporre di una pressione ausiliaria di almeno 40 bar.

### 12.2 - Complessivo

In figura 12.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore 2EM per pompe a pistoncini assiali a corpo inclinato della serie H1V.

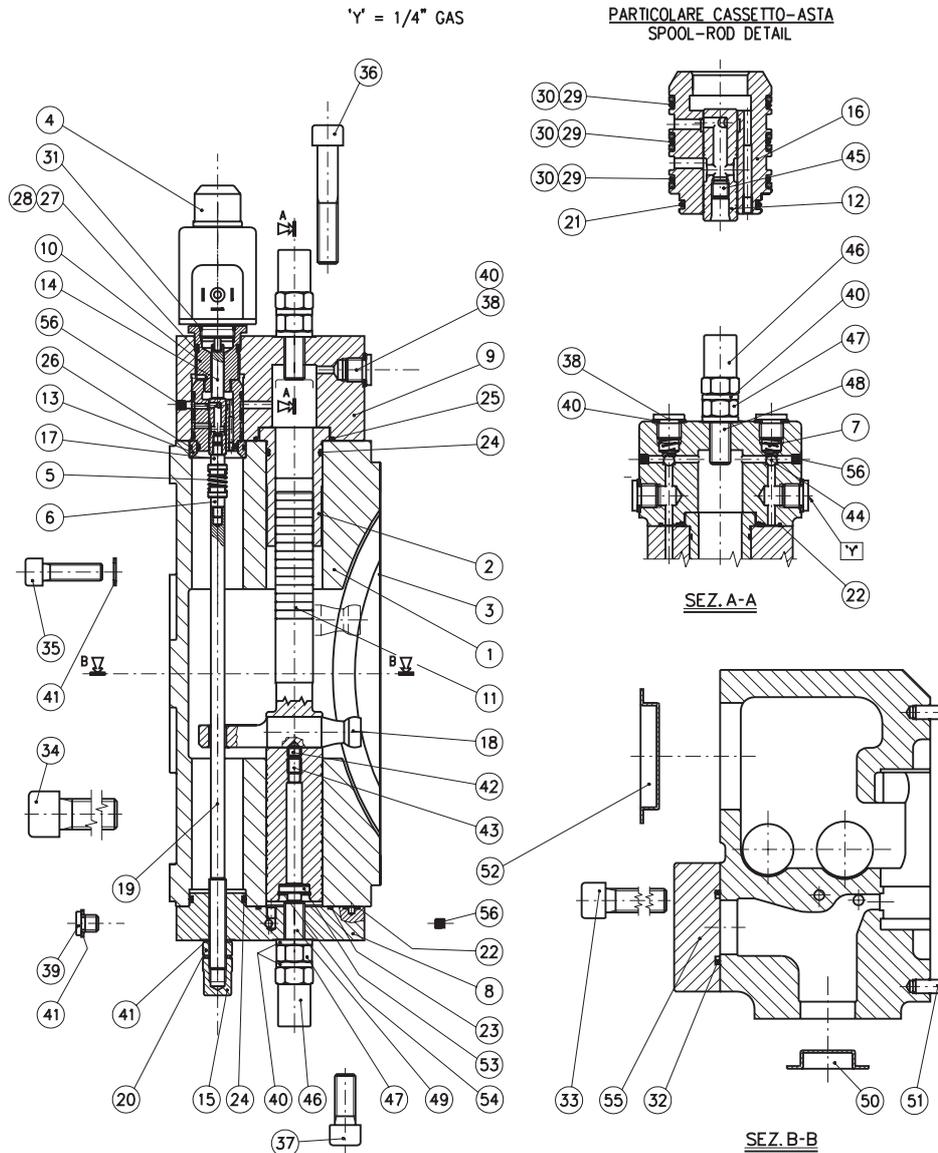


Figura 12.2.1 - Complessivo regolatore 2EM

## 12 - 2EM control for H1V pumps

### 12.1 - Description

The 2EM control is a two position one, electrically operated. The pump can function only at the Maximum displacement or at the minimum one. To change the functioning position an electric piloting signal must act on an ON-OFF type solenoid.

The pump standard displacement setting is (1), from Vg Max. to Vg min, but displacement setting (2), from Vg min. to Vg Max., is available on option.

The solenoid can be a 24 V or a 12 V D.C. Should the pump function with a working pressure below 40 bar, a control boosting pressure of at least 40 bar must act on Y port.

### 12.2 - Cutaway

Picture 12.2.1 shows the 2EM control for H1V series variable displacement axial pistons pumps, bent axis design, cutaway.

Picture 12.2.1 - 2EM control hydraulic layout

### 12.3 - Schema idraulico

In figura 12.3.1 è rappresentato lo schema idraulico del regolatore 2EM. Il regolatore è posto in modo da variare la cilindrata della pompa dal valore massimo a quello minimo.

Il principio di funzionamento di questo comando è identico a quello del comando 2PI. L'unica differenza è costituita dal tipo di azionamento. Nel 2PI lo spostamento del cassetto è provocato dalla presenza di una pressione di pilotaggio. Nel comando 2EM lo spostamento è provocato dalla fuoriuscita dell'astina dell'elettromagnete a due posizioni (4).

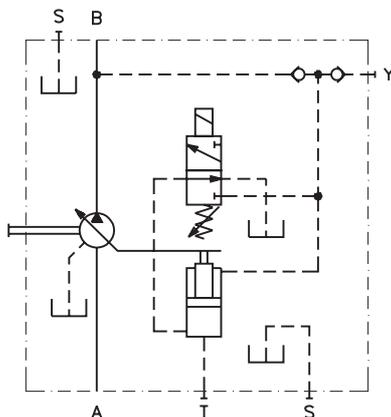


Figura 12.3.1 - Schema idraulico regolatore 2EM

La molla di riscontro (17) è la stessa che viene impiegata sul comando 2PI ed ha come unico scopo quello di garantire il ritorno in cilindrata massima quando viene a mancare il segnale di comando dell'elettromagnete.

### 12.3 - Hydraulic layout

Picture 12.2.1 shows the 2EM control hydraulic layout. The displacement setting position is (1), from Vg Max. to Vg min.

The functioning principle of this control is identical to the 2PI control one, the only difference being the piloting device. In the 2PI control the spool opening is due to a piloting pressure signal, while in the 2EM control the same function is obtained via the solenoid (4) rod movement.

Picture 12.3.1 - 2EM control hydraulic layout

The stop spring (17) is the same that is used in the 2PI control and must guarantee the pump to restore the Maximum displacement when the solenoid piloting signal is OFF.

## 13 - Regolatore LC per pompe H1V

### 13.1 - Descrizione

La cilindrata della pompa viene regolata agendo sul volantino esterno di comando posto sulla testa della pompa stessa, il quale agisce sulla vite di regolazione.

La pompa viene comunemente fornita con montaggio 1 (da MAX a MIN) ma il montaggio 2 (da MIN a MAX) è parimenti disponibile in opzione.

### 13.2 - Complessivo

In figura 13.2.1 è rappresentato il complessivo del regolatore LC per pompe a pistoncini assiali a corpo inclinato della serie H1V.

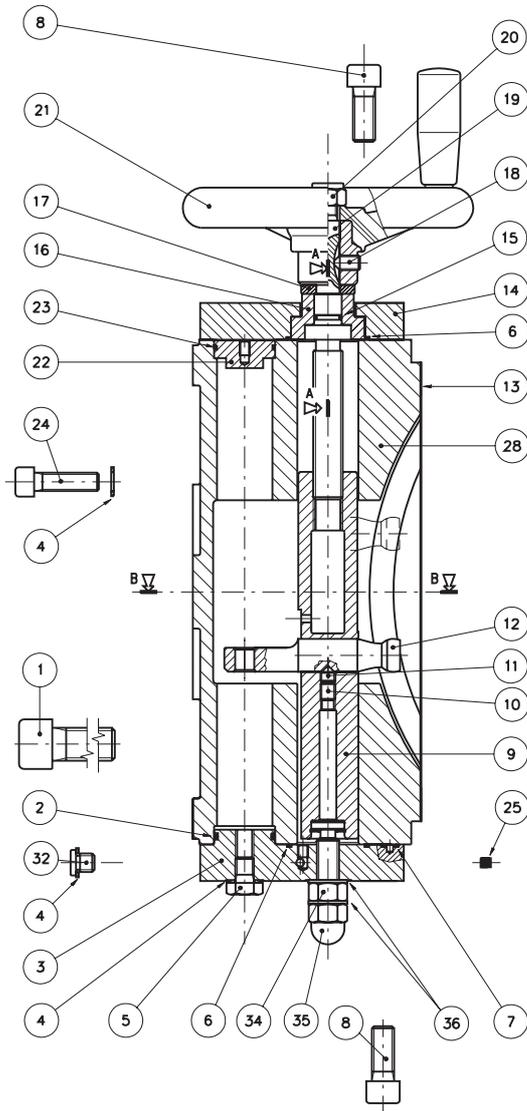


Figura 13.2.1 - Complessivo regolatore LC

## 13 - LC control for H1V pumps

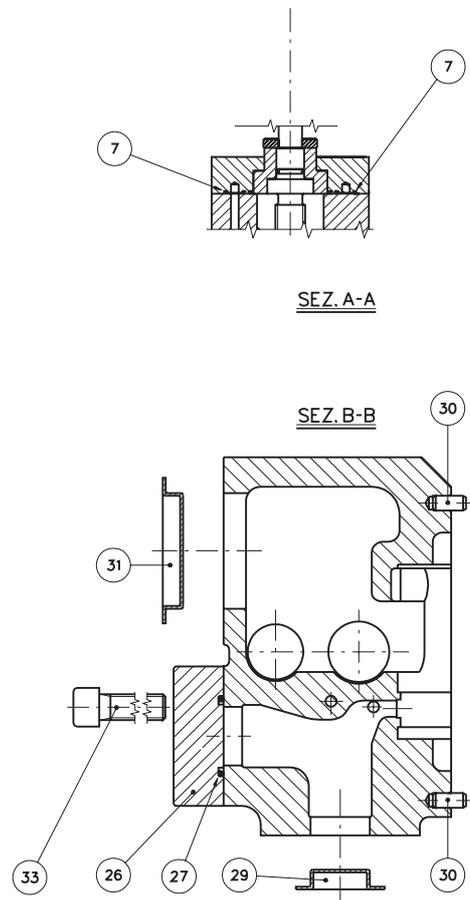
### 13.1 - Description

The pump displacement is varied via an external handwheel which is positioned on top of the control assembly and acts on the control screw.

The standard displacement setting is (1), from Vg Max. to Vg min, but displacement setting (2), from Vg min to Vg Max. is available on option.

### 13.2 - Cutaway

Picture 13.2.1 shows the LC control for H1V series variable displacement axial pistons pumps, bent axis design, cutaway.



Picture 13.2.1 - LC control hydraulic layout

### 13.3 - Schema idraulico

In figura 13.3.1 è rappresentato lo schema idraulico del regolatore LC. Il regolatore è completamente manuale. La variazione della cilindrata della pompa si effettua agendo sul volantino (22) che per mezzo della vite (20) provoca lo spostamento del pistone di comando (9). Quando il regolatore è in posizione 1 la limitazione della cilindrata massima viene effettuata agendo sul grano (37) mentre la limitazione della cilindrata minima viene effettuata utilizzando delle bussole (36) di altezza opportuna. In posizione 2 è la limitazione della cilindrata massima che deve essere effettuata tramite la bussola (36).

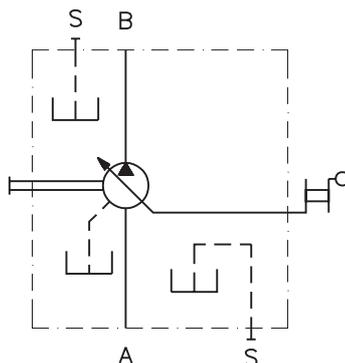


Figura 13.3.1 - Schema idraulico regolatore LC

Il numero di giri del volantino necessari per portare la pompa da cilindrata nominale a cilindrata nulla dipende dalla dimensione della pompa. In tabella 13.3.1 è riportato tale numero per ogni cilindrata.

**Tabella 13.3.1 - Giri volantino**

H1V	55	75	108	160	226
giri / turns	30	32	31	36	40

### 13.3 - Hydraulic layout

Picture 13.2.1 shows the LC control hydraulic layout. The control is completely manual. The displacement variation is obtained acting on the external handwheel (22) which, via the control screw (20), moves the control piston (9). When the control has displacement setting (1) the Maximum displacement limitation is set acting on the screw (37), while the minimum displacement limitation is obtained fitting spacers (36) of different length; viceversa with displacement setting (2).

Picture 13.3.1 - LC control hydraulic layout

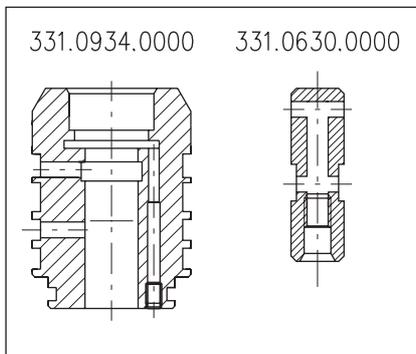
The number of handwheel turns required to swivel the pump from Max. to min. displacement and viceversa depends on pump size. Table 13.3.1 reports said handwheel turns numbers.

**Table 13.3.1 - Handwheel turns**

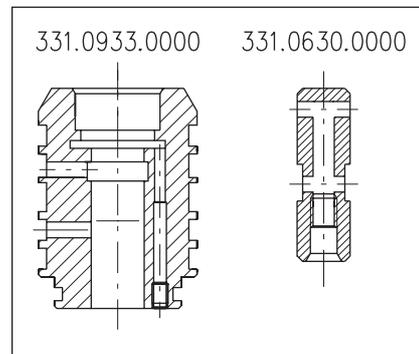
Corse e dimensioni dei pistoni di comando Control pistons dimensions and strokes

Pompa	Pistone						
	Corsa (mm)	D (mm)	d (mm)	A (mm <sup>2</sup> )	a (mm <sup>2</sup> )	A/a	a/A
H1V 55	49.9	24	11	452.39	95.03	4.76	0.21
H1V 75	55.8	26	11.5	530.93	103.87	5.11	0.20
H1V 108	62.3	30	13.5	706.86	143.14	4.94	0.20
H1V 160	71.8	33	22	855.30	380.13	2.25	0.44
H1V 226	80.5	36	25	1017.88	490.87	2.07	0.48

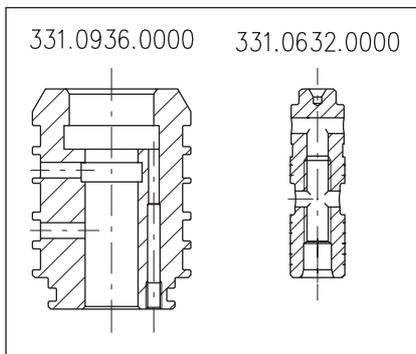
Combinazioni cassetto - asta Spool - rod combinations



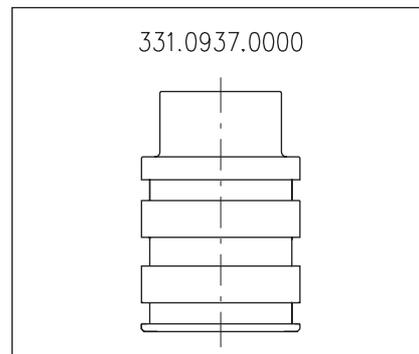
POMPE/PUMPS	MOTORI/MOTORS
NC NC+PI 2NC PC NC+PC	



POMPE/PUMPS	MOTORI/MOTORS
EM 2EM 2PI PI	EM 2EM 2PI 2EM+PE PI



POMPE/PUMPS	MOTORI/MOTORS
	PE PE+PI



POMPE/PUMPS	MOTORI/MOTORS
PCR	

**Calcolo grandezze nominali    Nominal values calculation**

	Pompa	Motore
Portata generata	$Q = \frac{n \cdot V}{1000} \cdot \eta_v$ (l/min)	
Coppia assorbita	$M = \frac{\Delta p \cdot V}{628} \cdot \frac{1}{\eta_{hm}}$ (daNm)	
$\Delta p$ richiesto		$\Delta p = \frac{628 \cdot M}{V} \cdot \frac{1}{\eta_{hm}}$ (bar)
Velocità di rotazione		$n = \frac{1000 \cdot Q}{V} \cdot \eta_v$ (giri/min)
Potenza assorbita	$W_a = \frac{M \cdot n}{955}$ (kW)	$W_a = \frac{Q \cdot \Delta p}{600}$ (kW)
Potenza fornita	$W_f = \frac{Q \cdot \Delta p}{600}$ (kW)	$W_f = \frac{M \cdot n}{955}$ (kW)
Rendimento totale	$\eta_t = \frac{W_f}{W_a} = \eta_v \cdot \eta_{hm}$	$\eta_t = \frac{W_f}{W_a} = \eta_v \cdot \eta_{hm}$

**Dati tecnici pompe H1V    H1V pumps technical data**

		H1V 55	H1V 75	H1V 108	H1V 160	H1V 226	
Cilindrata max	cm <sup>3</sup> /giro	54.8	73.5	107.5	160.3	224.8	
Pressione di mandata	bar	Max cont.	350	350	350	350	
		Max picco	450	450	450	450	450
Velocità max di rotazione in cil. max (*)	giri/min	2600	2300	2000	1800	1500	
Portata massima (vel. rot. max in cil. max)	l/min	142.5	173.2	215	288.5	337.2	
Potenza max. (350 bar n max)	kW	83.1	101	125.4	168.3	196.7	
Coppia ammessa	Nm	Max cont.	305	419	599	893	1252
		Max picco	392	593	770	1148	1610
Momento d'inerzia	kgm <sup>2</sup>	0.004	0.008	0.013	0.025	0.040	
campo di viscosità	Cst	15-40					
Pressione assoluta in aspirazione	bar	Min 0.8 - Max 2.5					
Grado ammesso di contaminazione del fluido		18/15 ISO/DIN 4406					

(\*) Valori validi per una pressione assoluta di 1 bar sulla alimentazione

S.A.M. HYDRAULIK S.p.A.  
Via Moscova, 10 - 42100 REGGIO EMILIA (Italy)  
Tel. +39 (0)522 927098 - Fax +39 (0)522 927093  
Telex 530484 SAMRE I

Distribuito da: \_\_\_\_\_  
Represented by: \_\_\_\_\_