



**DISPENSE CORSO**

**APPLICAZIONI INDUSTRIALI DELLE  
MACCHINE OPERATRICI**

**Pompe per fluidi viscosi**

**ANNO 2007**

**Revisione 1**  
**26/04/07**

**Prof.Ing. Amedeo Amoresano**



### Particolarità per il convogliamento di liquidi viscosi

#### 1

#### Curva di scorrimento

La viscosità di un liquido è la sua proprietà di trasmettere tensioni di scorrimento. La Fig. 1 chiarisce questo processo: in un liquido che scorre parallelamente ad una superficie piana ad una distanza  $y_0$  viene mossa una piastra con una superficie bagnata A alla velocità  $v_0$ . Per questa movimentazione si deve vincere una forza d'attrito  $F$  convertibile in tensione di scorrimento  $\tau = F/A$ .

La variazione della distanza  $y_0$  dalla parete o della velocità  $v_0$  del liquido influisce sulla tensione di scorrimento  $\tau$  proporzionalmente alla velocità  $v_0$  o in modo inversamente proporzionale alla distanza  $y_0$  dalla parete. I due parametri facilmente riconoscibili,  $v_0$  ed  $y_0$ , possono essere riuniti nel concetto gradiente di velocità  $v_0 / y_0$ .

Poiché la viscosità del liquido trasmette la tensione di scorrimento  $\tau$  non solo alle pareti ma anche agli strati di fluido intermedi, cioè fra le particelle del liquido, il gradiente di velocità in funzione della variazione della distanza dalla parete si definisce in genere come  $\partial v / \partial y$ ; è come dire che la tensione di scorrimento  $\tau$  non è uguale per tutte le distanze  $y$  dalla parete, ma in una serie di misure vi sono coppie di valori  $\tau$  e  $\partial v / \partial y$  che possono essere riportate come funzione nella cosiddetta curva di scorrimento (Fig. 2).

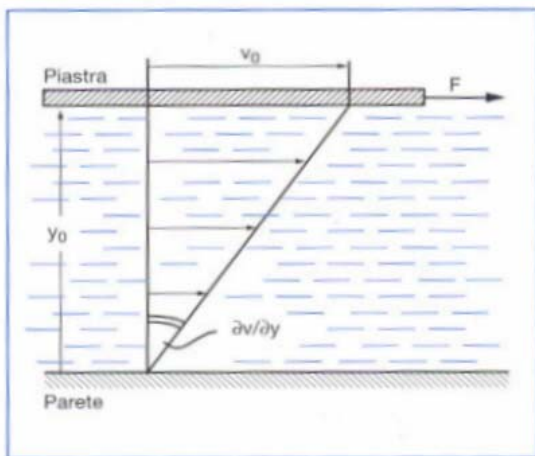


Fig.1: Profilo della velocità fra una parete piana ed una piastra trascinata parallelamente ad essa.

$F$  = Forza di scorrimento

$v_0$  = Velocità di scorrimento

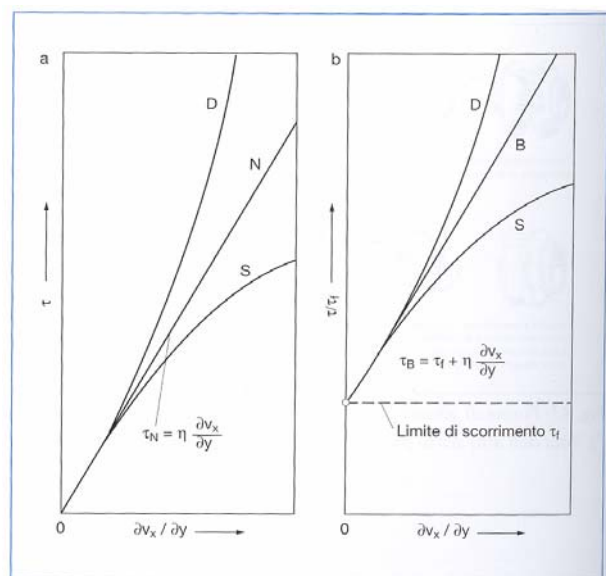
$y_0$  = Distanza dalla parete

$\partial v / \partial y$  = Gradiente di velocità

Se questa curva di scorrimento è una retta che parte dall'origine

$$\tau = \eta \partial v / \partial y \quad (1)$$

il fattore costante di proporzionalità  $\eta$  è denominato viscosità dinamica con l'unità Pa s. Un liquido di questo tipo (ad es. acqua o tutti gli oli minerali) è un liquido normalmente viscoso o Newtoniano, per il quale valgono senza limitazioni le leggi dell'idrodinamica. Se invece la curva di scorrimento non è una retta che parte dall'origine, ma una curva con un andamento qualsiasi, si tratta di un liquido non Newtoniano per il quale le leggi dell'idrodinamica valgono con alcune





limitazioni.

Fig. 2: Prospetto della condizione di scorrimento di liquidi viscosi, a senza limite di scorrimento, b con limite di scorrimento  $\tau_f$

I due casi devono pertanto essere distinti.

Poiché in molte relazioni compare il quoziente fra la viscosità dinamica  $\eta$  e la densità  $\rho$ , lo si è definito come viscosità cinematica

$$\nu = \eta/\rho \quad (2)$$

con  $\nu$  viscosità cinematica in  $m^2/s$

$\eta$  viscosità dinamica in Pa s (=kg/sm)

$\rho$  densità in  $kg/m^3$  (per i valori vedi la Fig. 5).

Per acqua a  $20^\circ$  si ha  $\nu = 1,00 \cdot 10^{-6} m^2/s$ . Per valori diversi vedere la Tabella 1 in allegato. Le unità usate in precedenza: Centistok =  $mm^2/s$ , gradi Engler  $^\circ E$ , Saybolt secondi "S" (USA) o Redwood secondi "R" (Inghilterra), oggi non sono più ammesse e possono essere convertite in  $m^2/s$  secondo la Fig. 3.

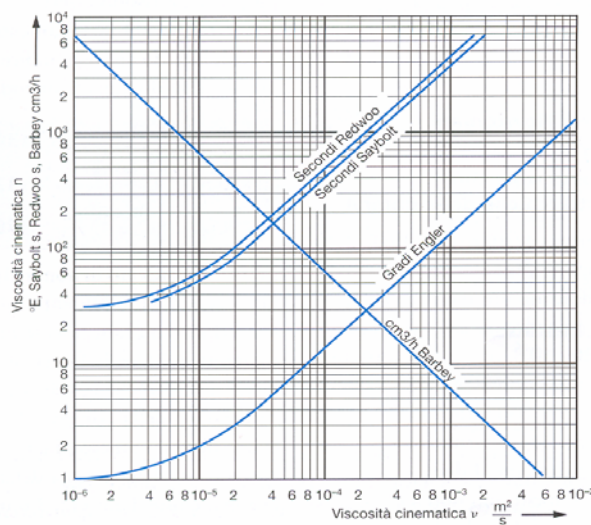


Fig 3. Conversione di diverse unità della viscosità cinematica  $\nu$

La viscosità è in funzione (indipendentemente dalle precedenti spiegazioni) della temperatura; l'aumento della temperatura rende quasi tutti i liquidi più fluidi e riduce la loro viscosità (Figure 4 e 5).

Per tracciare la curva di scorrimento, la viscosità dinamica  $\eta$  di tutti i fluidi può essere misurata con un viscosimetro rotativo: in un serbatoio cilindrico, riempito con il liquido da esaminare, ruota un cilindro con velocità di rotazione regolabile.

A diverse velocità di rotazione vengono misurati il momento motore, la velocità periferica, le dimensioni della superficie bagnata del cilindro e la distanza della parete nel serbatoio.

## 2 Liquidi Newtoniani



## 2.1

### Influsso sulle curve caratteristiche delle pompe

Le curve caratteristiche delle pompe ( $H$ ,  $\eta$  e  $P$  in funzione di  $Q$ ) indicano influssi percettibili solo a partire da una viscosità  $\nu > 20 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  e solo a partire da questo limite devono essere convertite con fattori di conversione determinati empiricamente. I due procedimenti più noti sono quelli secondo gli Standards of the

Hydraulic Institute (HI) e secondo KSB. Entrambi i procedimenti utilizzano diagrammi per la rappresentazione dei fattori di conversione che, pur essendo utilizzati in modo simile, differiscono poiché il procedimento KSB oltre alle grandezze influenti  $Q$ ,  $H$  e  $\eta$  considera anche l'evidente influsso del numero di giri specifico  $n_q$ .

Il procedimento HI (Fig. 6) è stato impiegato solo a  $n_q = 15$  fino a 20, ma pur trattandosi di un campo di impiego ristretto, i risultati sono numericamente uguali a quelli del processo KSB (Fig. 7), impiegato nel campo da 6,5 fino a 45 e con viscosità fino a  $\nu_z = 4000 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ .

La portata  $Q$ , la prevalenza  $H$  ed il rendimento  $\eta$  di una pompa centrifuga monostadio, noti per un funzionamento con acqua (indice  $w$ ), possono essere convertiti per il funzionamento con un liquido viscoso (indice  $z$ ) impiegando il seguente metodo:

$$Q_z = f_Q \cdot Q_w \quad (3)$$

$$H_z = f_H \cdot H_w \quad (4)$$

$$\eta_z = f_\eta \cdot \eta_w \quad (5)$$

I fattori  $f$  vengono denominati  $k$  nel procedimento HI; entrambi sono riportati graficamente nelle figure 6 e 7; nella figura 7 si deve leggere anche la velocità di rotazione  $n$  della pompa e deve essere noto il numero di giri specifico  $n_q$  della girante della pompa, come dalla Fig. 8.

Con questi fattori i dati di esercizio noti per convogliamento di acqua possono essere convertiti per liquidi viscosi; la conversione vale nel campo di portate

$$0,8 Q_{\text{opt}} < Q < 1,2 Q_{\text{opt}} \quad (4)$$

semplificato per tre portate con le uniche eccezioni:

$$a \quad Q = 0,8 Q_{\text{opt}}$$

$$\text{è } H_z = 1,03 \cdot f_H \cdot H_w. \quad (H_z \text{ però mai } > H_w).$$

Alla portata  $Q = 0$  si deve porre semplicemente  $H_z = H_w$  come pure  $\eta_z = \eta_w = 0$

Uno schema di calcolo secondo Fig. 9 facilita la conversione.

Poiché per le tre portate è stata calcolata anche la potenza (nel campo di portate come da equazione 4) secondo

$$P_z = \rho_z \cdot g \cdot H_z \cdot Q_z / 1000 \eta_z \quad (5)$$

con

$\rho_z$  densità in  $\text{kg}/\text{m}^3$

$Q_z$  portata in  $\text{m}^3/\text{s}$

$g$  accelerazione di gravità  $= 9,81 \text{ m/s}^2$

$H_z$  prevalenza in m



$\eta_z$  rendimento fra 0 ed 1

$P_z$  potenza in kW

in base ai 4 o 3 punti calcolati si possono tracciare tutte le curve caratteristiche in funzione della portata  $Q_z$  (Fig. 10)

Se nell'impostazione inversa del problema non sono dati i valori per l'acqua, ma i dati di funzionamento con un liquido viscoso (ad es. per selezionare una pompa adatta per il punto di esercizio richiesto) si stimano dapprima i valori con l'acqua e ci si avvicina poi con i fattori di conversione  $f_Q, f_H$  ed  $f_r$ ] in modo ripetitivo con un secondo (e se necessario un terzo) passo della soluzione.

Al di sopra di un numero di giri specifico  $n_q \sim 20$  il procedimento di calcolo KSB, peraltro più adeguato, comporta minori potenze di comando. Sotto questo limite le potenze di comando calcolate secondo HI sono troppo ridotte.

**Determinazione del punto di funzionamento**

**Dati:**

Portata	$Q_w$		$m^3/h$
Prevalenza	$H_w$		m
Velocità di rotazione	n		1/min
Viscosità cinematica	$\nu_z$		$m^2/s$
Densità	$\rho_z$		$kg/m^3$
Accelerazione di gravità	g	9,81	$m/s^2$

**Procedimento di calcolo**

$Q/Q_{opt}$	=	0	0,8	1,0	1,2	-
$Q_w$	dal fascicolo delle curve caratteristiche per 4 punti della curva	0				$m^3/h$
$H_w$						m
$\eta_w$		0				-
$n_{q,w}$	dal Par. 3.1.5	-	-		-	1/min
$f_{Q,w}$	dalla Fig. 50	-				-
$f_{H,w}$		-				-
$f_{\eta,w}$		-				-
$Q_z = Q_w \cdot f_{Q,w}$		0				$m^3/h$
$H_z =$	$= \frac{H_w}{1} = \frac{H_w \cdot f_{H,w} \cdot 1,03}{1}$			$\frac{H_w \cdot f_{H,w}}{1}$	$\frac{H_w \cdot f_{H,w}}{1}$	m
			1)			
$\eta_z = \eta_w \cdot f_{\eta,w}$		0				
$P_z = \frac{\rho_z \cdot g \cdot H_z \cdot Q_z}{\eta_z \cdot 1000 \cdot 3600}$						kW

1) se  $H_z$  diventa maggiore di  $H_w$ , si deve porre  $H_z = H_w$

2) con questi valori vengono fissati 4 punti delle curve  $QH_z$  e  $Q\eta_z$  e 3 punti della linea  $QP_z$ . Riportarli in funzione di  $Q$ .

Fig. 9 Foglio di calcolo per la conversione delle curve caratteristiche della pompa in base al procedimento di calcolo KSB

**2.2**

**Influsso sulle curve caratteristiche dell'impianto**

Poiché con un liquido Newtoniano tutte le leggi dell'idrodinamica mantengono la loro validità, valgono anche le formule di calcolo per i coefficienti di attrito nelle tubazioni e per i coefficienti di perdita di carico nelle valvole.



Nel calcolo del numero di REYNOLDS

$Re = v \cdot d/\nu$ , invece della viscosità cinematica  $\nu_w$ , si deve inserire la viscosità  $\nu_z$  del liquido viscoso corrispondente. Ne deriverà un numero  $Re$  inferiore e, conseguentemente, come da Fig. 11, un coefficiente di attrito  $\lambda_z$  maggiore (per cui gli influssi della rugosità della parete possono ora essere trascurati per via del maggior spessore dello strato limite nella corrente). Tutte le perdite di carico nelle tubazioni e nelle valvole, calcolate per il convogliamento d'acqua, devono essere rivalutate con il rapporto  $\lambda_z/\lambda_w$ .

Per l'uso pratico è adatta anche la Fig. 12. In funzione della portata  $Q$ , del diametro interno del tubo  $d$  e della viscosità cinematica  $\nu_z$  si può determinare rapidamente il coefficiente di attrito  $\lambda_z$ , mentre il coefficiente  $\lambda_w$  di questo diagramma vale solo per tubi idraulicamente lisci (quindi non per tubi rugosi). Con il valore  $\lambda_w$  corrispondente si può calcolare nuovamente  $\lambda_z/\lambda_w$ .

Poiché la prevalenza statica della curva caratteristica dell'impianto HA (Fig. 13) non è influenzata dalla viscosità, la parte dinamica della curva caratteristica relativa al convogliamento d'acqua può essere ridisegnata come parabola ad andamento più ripido per il liquido viscoso.

### 3

#### Liquidi non Newtoniani

##### 3.1

##### **Influsso sulle curve caratteristiche delle pompe**

A causa del gradiente di velocità localmente non noto, nell'impianto idraulico della pompa non è possibile calcolare l'influsso della viscosità di liquidi non Newtoniani sulla curva caratteristica della pompa. Solo per liquidi molto speciali, come ad es. poltiglia di materia fibrosa si hanno conoscenze che permettono di fare previsioni grazie alle esperienze fatte con questo liquido. La selezione delle pompe deve essere riservata al reparto specializzato.

##### 3.2

##### **Influsso sulle curve caratteristiche dell'impianto**

Poiché le curve di scorrimento a viscosità costante non sono rette, è possibile suddividendole in brevi sezioni di parabola e per ogni sezione (rappresentazione doppiologoritmica) determinare graficamente il parametro (= indice di rigidità) e l'esponente  $n$  (= indice strutturale) della parabola. In un diagramma speciale (analogo alla Fig. 11), nel quale il coefficiente di attrito nella tubazione  $\lambda_z$  viene riportato in funzione del numero di Reynolds  $Re_n$ , per numerosi esponenti  $n$  può essere letto  $\lambda_z$  e determinata la curva caratteristica dell'impianto HA per una certa portata  $Q$ . Poiché questo procedimento è molto complesso, specialmente in seguito a numerose iterazioni, non si consiglia un impiego generico.

Come per le curve caratteristiche delle pompe, anche in questi casi si ricorre all'esperienza specifica con determinati liquidi e si legge nei diagrammi la perdita di carico  $H_v$  in un ristretto campo di impiego. Aumentando la discrepanza da questi presupposti, le perdite di carico diventano sempre più imprevedibili, cosicché in questi casi si può ricorrere all'esperienza del reparto specializzato.

### 4.

#### **Particolarità per il convogliamento di liquidi contenenti gas**

Contrariamente ai gas disciolti, il contenuto in un liquido di gas non disciolti (in percentuale del volume) può influire sensibilmente sulla selezione, sulle curve caratteristiche e sul comportamento in esercizio delle pompe centrifughe, come mostra l'esempio di una pompa a canali nella Fig. 14. Il contenuto di gas può essere provocato dal processo produttivo, ma anche dalle flange o dalle



guarnizioni delle aste delle valvole non ermetiche nella tubazione aspirante così come da vortici trascinati aria in camere di aspirazione aperte e con basso livello dell'acqua.

Nel campo della forza centrifuga di una girante le bolle di gas tendono a raccogliersi in determinati punti nella pompa disturbando il flusso di liquido.

Questo effetto viene favorito

- . quanto più la pompa lavora a carico parzializzato, perché a causa della velocità ridotta del liquido l'effetto di trascinamento si riduce,
- . quanto minore è il diametro di ingresso della girante perché l'azione di strozzamento è maggiore a causa del volume di gas,
- . quanto minore è il numero di giri specifico  $n_q$  della girante della pompa,
- . quanto minore è la velocità di rotazione della pompa.

Non è possibile rappresentare questo fenomeno con un calcolo. Se viene prevista la presenza di grandi quantità di gas nel liquido convogliato può essere utile ricorrere ai seguenti provvedimenti:

- . un serbatoio statico sufficientemente grande collocato nella tubazione aspirante permette un degasaggio del liquido riducendo gli influssi perturbatori delle bolle di gas non disciolte.
- . le tubazioni necessarie per riempire un serbatoio aperto devono sboccare sotto il pelo libero del liquido, affinché una caduta libera d'acqua non trascini le bolle d'aria nel serbatoio. Inoltre una parete di smorzamento deve impedire l'ingresso di vortici nella tubazione aspirante (vedi figure 15 e 16).
- . un funzionamento a carico parzializzato della pompa può essere evitato installando una pompa speciale per il carico parziale; se la pompa deve funzionare solo temporaneamente si consiglia di selezionare una pompa autoadescante (a basso rendimento).
- . una tubazione di derivazione del gas prima del mozzo della girante richiede un dispositivo di aspirazione, nel caso di grandi quantitativi di gas è limitatamente efficace e con funzionamento normale disturba il convogliamento.
- . per la pompa sono vantaggiose giranti aperte (Fig. 17) con il minor numero possibile di pale e l'inserimento in serie di un Inducer {Fig. 18}. Senza provvedimenti particolari le giranti a canali {Fig. 19} possono convogliare fino a 3 %vol di volumi di gas mentre le giranti a vortice dal 6 fino al 7%vol.
- . per grandi volumi di gas, in conformità alle previsioni, le pompe a canale laterale sono più efficaci {bassi rendimenti, forte rumorosità, portata limitata} o le pompe ad anello liquido {secondo il principio volumetrico}.