

PERDITE di CARICO (Delta p) — ASPIRAZIONE POMPA

(Edizione del 3/2/2014)

- 1) Premessa
- 2) Cenni teorici
- 3) Tipologie di perdite di carico
- 4) Regime di flusso
- 5) Numero di Reynolds
- 6) Perdite di carico distribuite
- 7) Perdite di carico localizzate
- 8) Perdite di carico in aspirazione

1) Premessa.

Questo capitolo ha lo scopo di spiegare le informazioni di base per quanto riguarda i fenomeni fisici che disciplinano l'oleodinamica. L'approfondimento degli argomenti è lasciato agli interessati che possono trovare in Internet o sui libri specializzati le spiegazioni più approfondite.

Suggerisco di visitare il sito "user.unimi.it/iaa/Dispense/Files/DinamicaFluidi.pdf" dove potete trovare un'esauriente lezione riguardo i principi che regolano la dinamica dei fluidi.

2) Cenni teorici.

Nel capitolo pompe oleodinamiche, ho spiegato la differenza tra idrostatica e idrodinamica. Ritengo che un breve ripasso dei concetti possa servire a ricordare meglio le differenze tra le due diverse tipologie di trasmissione.

Negli impianti oleodinamici la trasmissione di energia può avvenire in due modi: energia idrostatica ed energia idrodinamica. Nel primo caso il lavoro è eseguito rispettando la legge di Pascal. Nella condizione idrodinamica è il movimento dell'olio (energia cinetica) che realizza il lavoro finale.

La causa del movimento di un fluido è la caduta di pressione (Δp); l'olio scorre sempre dal punto di pressione alta verso quello a pressione più bassa.



Si suppone che il valore di H sia sempre costante. Nella figura a sinistra la valvola è chiusa e pertanto il liquido è uguale in tutti i punti a una quota H che possiamo considerare come disponibilità di energia o carico statico totale, e i manometri indicano la medesima pressione. Aprendo la valvola posta sul tubo di scarico, si noterà che il livello del liquido nelle colonne **A-B-C** sarà decrescente all'avvicinarsi del foro di uscita e i manometri segneranno delle pressioni differenti che diminuiscono verso lo scarico. Questo fenomeno dimostra che la pressione in un liquido dipende dalle resistenze che incontra nel suo movimento, pertanto si suppone che la pressione

all'uscita della valvola sarà nulla. Le **perdite di carico (Δp)** sono costituite da quella parte di energia potenziale perduta dal liquido (che si deve trasformare in calore) per vincere l'attrito che incontra il liquido nello scorrere entro la tubazione.

Esse dipendono:

- ❖ Dalla rugosità della superficie interna dei tubi.
- ❖ Dalla viscosità del fluido.
- ❖ Dalla velocità del fluido.
- ❖ Dalle dimensioni geometriche della tubazione (diametro, lunghezza).

La figura sotto illustra la relazione esistente fra la pressione e la velocità.

La forza esercitata sul pistone **X** è tale da creare una pressione di 100 bar nella camera **A**. Il pistone **X** è spinto verso il basso e tutto il liquido della camera **A** deve passare attraverso il condotto **C** per arrivare alla camera **B**. La velocità del liquido aumenterà durante il passaggio nel condotto **C**, poiché lo stesso volume spostato deve passare nel medesimo tempo in un condotto di sezione minore.

Una parte della pressione statica (100 bar) esistente nella camera **A** è convertita in energia cinetica durante il passaggio attraverso il condotto **C**.

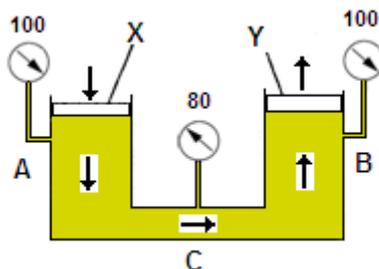
Il manometro sul condotto **C** indicherà una pressione di 80 bar.

Il liquido, dopo aver attraversato il condotto **C**, entra nella camera **B**.

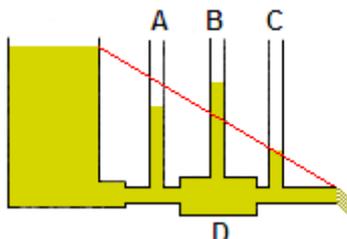
La sua velocità diminuisce fino ad assumere lo stesso valore che possedeva inizialmente nella camera **A**, l'energia cinetica è riconvertita in energia di pressione, in modo che la lettura del manometro **B** indica nuovamente il valore di 100 bar.

Le condizioni dinamiche del liquido come sono state descritte possono essere riassunte nel "principio di Bernoulli", il quale dice che la **pressione statica di un liquido in movimento varia in senso inverso alla sua velocità**.

Più semplicemente si può dire che finché **la velocità aumenta, la pressione statica diminuisce**.



Nella figura sotto è rappresentato in modo evidente il fatto che all'aumentare della velocità la pressione diminuisce. Infatti, nella zona **D** dove si ha un aumento di sezione, diminuisce la velocità e il manometro a colonna di liquido **B** indicherà un valore di pressione più elevato di quelli in **A** e in **C** collegati nelle zone di minore sezione del tubo si scarico.



Pressione assoluta e pressione relativa.

La pressione può essere misurata a partire dal vuoto assoluto, che si pone uguale a zero, in questo caso la pressione misurata si chiama **pressione assoluta**.

Si ha il vuoto quando il valore di pressione è inferiore a quello atmosferico e si definisce **vuoto assoluto** quando la pressione assoluta e quella atmosferica sono pari a zero.

Nella pratica, la pressione relativa è quasi sempre misurata a partire dalla pressione atmosferica, assunta convenzionalmente uguale a zero ed è la pressione rilevata dai manometri.

La pressione che si misura in questo caso si chiama **pressione relativa** e indica di quanto la pressione del fluido è superiore alla pressione atmosferica.

$$P(\text{relat.}) = P(\text{ass.}) - P(\text{atm.})$$

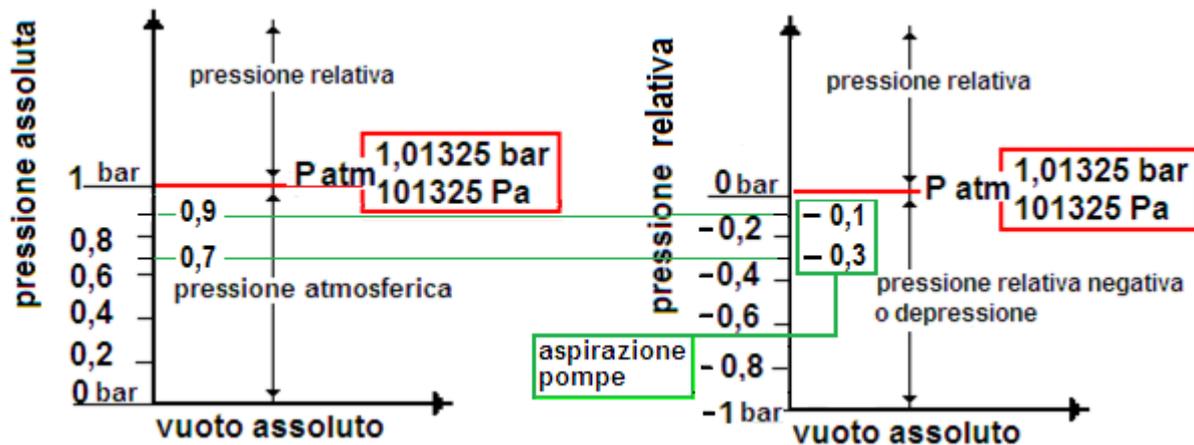
$$P(\text{ass.}) = P(\text{relat.}) + P(\text{atm.})$$

Esempio: la misura della pressione degli pneumatici delle auto è una pressione relativa. La lettura sul manometro 2 bar è la pressione relativa dell'aria compressa + 1 bar pressione atmosferica = 3 bar pressione assoluta.

In montagna la pressione atmosferica diminuisce, perché l'altezza della colonna d'aria sopra la nostra testa è minore di quella a livello del mare.

0 bar assoluti corrispondono a **-1,013 bar relativi**.

Pressione relativa negativa (depressione) significa semplicemente che la pressione assoluta è minore della pressione atmosferica.



Unità di pressione e fattori di conversione

	Pa	bar (daN/cm ²)	MPa (N/mm ²)	kgf/m ²	at (kgf/cm ²)	atm	torr (mmHg)
Pa	1	10 ⁻⁵	10 ⁻⁶	0,102	0,102 × 10 ⁻⁴	9,87 × 10 ⁻⁶	0,0075
bar	10 ⁵	1	0,1	10 200	1,02	0,987	750
MPa	10 ⁶	10	1	1,02 × 10 ⁵	10,2	9,87	7 501
kgf/m ²	9,81	9,81 × 10 ⁻⁵	9,81 × 10 ⁻⁶	1	10 ⁻⁴	0,968 × 10 ⁻⁴	0,0736
at	98 100	0,981	0,0981	10 000	1	0,968	736
atm	101 325	1,013	0,1013	10 330	1,033	1	760
torr (mmHg)	133	0,00133	1,33 × 10 ⁻⁴	13,6	0,00136	0,00132	1

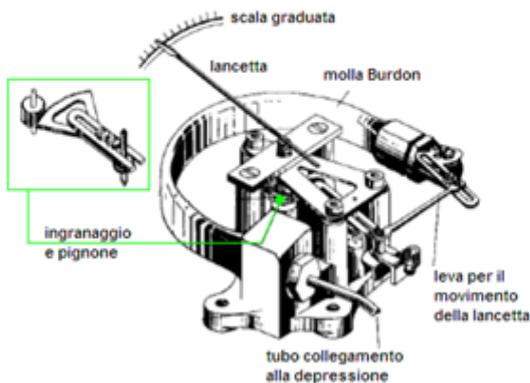
Le pressioni finora esaminate sono **relative**, cioè misurate sopra la pressione atmosferica, che a livello del mare ha un valore assoluto di **1,013 bar**.

I circuiti oleodinamici lavorano con pressioni relative di decine o centinaia di bar, per cui il valore della pressione atmosferica può essere trascurato e i calcoli si possono eseguire con le pressioni relative.

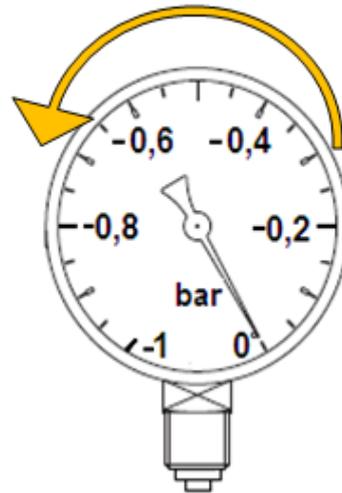
Nella zona di aspirazione delle pompe il calcolo deve essere eseguito con le pressioni assolute perché il salto totale disponibile fra pressione atmosferica e zero assoluto della pressione è di 1,013 bar.

La misura della depressione (pressioni minori dell'atmosferica) si esegue con uno strumento che si chiama vacuometro (misuratore del vuoto).

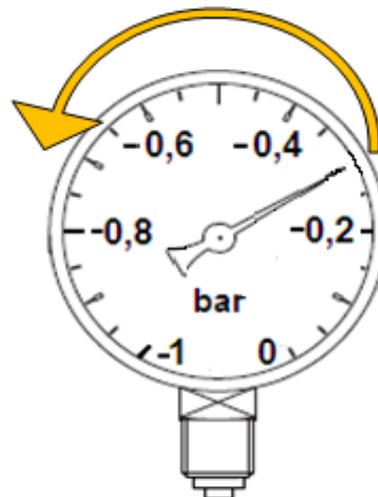
L'organo di misura dei vuotometri è basato sul principio di funzionamento della molla Bourdon. Un'estremità della molla, ricavata da tubi profilati in lega speciale di rame, è saldata al perno filettato del vuotometro, formando con esso un corpo unico; l'altra estremità chiusa, invece, è lasciata libera. Col crescere della depressione al suo interno, la molla tende a deformarsi dalla posizione originale (effetto Bourdon). Il movimento dell'estremità libera della molla determina la misura della depressione. Per una migliore lettura, questo spostamento è amplificato attraverso una leva di collegamento e trasmesso all'indice. Il tutto è racchiuso in una robusta cassa metallica, contenente il quadrante e l'indice, visibili attraverso un vetro.



Movimento della lancetta



Movimento della lancetta



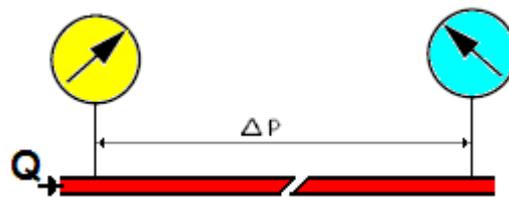
Oltre al Pascal, vi sono anche diverse altre unità di misura della pressione che sono comunemente utilizzate. Di particolare interesse è il Torr, che prende il nome da Torricelli, l'inventore del barometro a mercurio.

Il Torr indica l'altezza della colonna di mercurio (simbolo chimico **Hg**) in mm.

A pressione atmosferica la colonnina di mercurio ha un'altezza di 760 mm, cioè di 760 mmHg o 760 Torr. a livello del mare.

3) Tipologie di perdite di carico.

Nel passare attraverso le condotte, le valvole, i filtri ecc, l'olio incontra delle resistenze dovute all'attrito nei tubi, ai cambi di direzione nelle valvole, agli elementi filtranti, con conseguente dissipazione di energia di pressione in energia termica.



Queste resistenze si definiscono come "**perdite di carico (Δp)**", di cui bisogna tenere conto perché possono influenzare il buon funzionamento del circuito. Esse possono essere classificate come:

- perdita di carico distribuita
- perdita di carico localizzata o concentrata.

La formula per il calcolo delle perdite di carico **distribuite** è:

$$\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100} \text{ (legge di Darcy)}$$

Dove:

Δp = perdita di carico in **bar**

ρ = densità del fluido in **kg/m³**;

λ = numero (coefficiente) di resistenza

v = velocità media del fluido nella condotta in **m/s**

L = lunghezza della condotta in **m**.

d = diametro della condotta in **mm**.

In generale la formula ci dice che le perdite di carico dipendono dalle seguenti considerazioni:

- Direttamente proporzionali alla lunghezza **L** del tubo; esse aumentano con la lunghezza della condotta.
- Se il diametro **d** diminuisce, le perdite di carico aumentano considerevolmente a parità di portata.

- Se la portata aumenta, si ha una velocità v più elevata e di conseguenza aumentano le perdite di carico a parità di diametro.

Il valore λ che indica un coefficiente di resistenza deve essere calcolato in base al tipo di perdita di carico che si determina nell'impianto e precisamente se sono perdite di carico **distribuite** o **localizzate**.

In una condotta si avrà una perdita di carico **distribuita**, mentre in una valvola, un raccordo, filtro ecc, avremo una perdita di carico **localizzata** o **concentrata**.

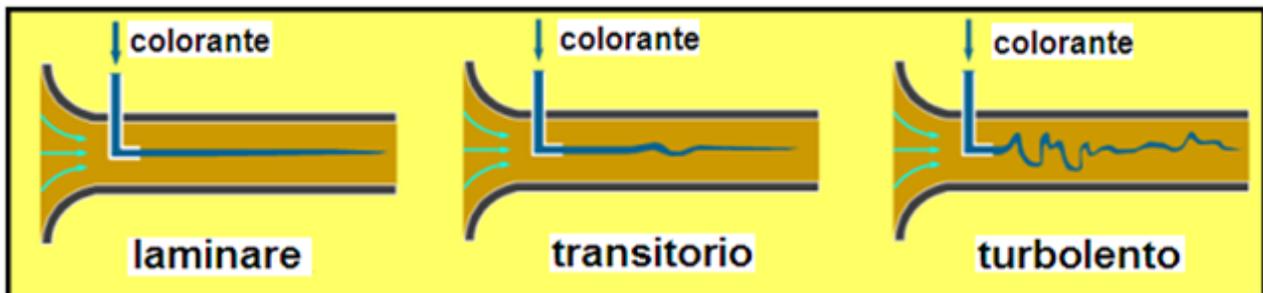
4) Regime di flusso

Per fare un calcolo preciso delle perdite di carico **distribuite** lungo un tubo flessibile o rigido, occorre determinare il **regime di flusso** che s'instaura nel tubo che può essere **laminare** o **turbolento**.

Regime laminare: ogni **piccolissima parte del fluido** scorre parallelamente all'asse del tubo a una velocità costante.

Regime turbolento: le piccolissime parti del fluido scorrono con direzioni e velocità variabili, formando delle turbolenze.

La figura sotto serve per spiegare il regime del flusso. Se immettiamo del colorante nella vena fluida, si può vedere il diverso comportamento del flusso.



5) Numero di Reynolds

Il parametro che contraddistingue i tre tipi di regime è il **numero di Reynolds**. Questo valore adimensionale, che tiene conto della velocità, della densità e della viscosità di un fluido, stabilisce un numero **$Re < 1400$ moto laminare**, **$Re > 2300$ moto turbolento**, **tra $Re 1400$ e $Re 2300$ moto transitorio** in cui convivono le caratteristiche del moto laminare e turbolento.

La formula per calcolare il numero di Reynolds Re è: $Re = \frac{V \cdot d \cdot 1000}{\nu}$; dove:

V (m/s) = velocità media dell'olio nel tubo

d (mm) = diametro interno del tubo

ν (mm²/s) = viscosità cinematica (cSt)

6) Perdite di carico distribuite

Esempio:

$v = 4$ m/s ; $d = 25$ mm ; $L=1$ m, $\nu = 30$ mm²/s (30cSt); $Q = 120$ l/min (2 dm³ / s)

$$Re = \frac{V \cdot d \cdot 1000}{\nu} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 1000}{30} = 3333$$

Oppure la formula:

$$Re = 1,28 \cdot \frac{Q}{d \cdot \nu} \cdot 10^6 = 3413$$

Dove:

$1,28 = \frac{4}{\pi}$; Q = portata in $\frac{\text{litri}}{\text{s}}$; d = diametro interno tubo in mm; ν = viscosità cinematica in cSt ($\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$).

In questo esempio il regime di flusso è **turbolento**, perché **Re** è superiore di 2300.

Stabilito il numero di Reynolds, occorre calcolare il coefficiente di resistenza λ .

Nel caso di tubi lisci e fino a valori di Re inferiori a 10^5 si può utilizzare la formula di Blasius che vale per i circuiti oleodinamici.

La formula per calcolare λ in regime turbolento è: $\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$

Esempio: $\lambda = \frac{0,316}{3333^{0,25}} = \frac{0,316}{7,59} = 0,0416$.

Per elevare $3333^{0,25}$ si utilizza la funzione y^x della calcolatrice.

Oppure $\lambda = \frac{0,316}{3413^{0,25}} = \frac{0,316}{7,64} = 0,0413$.

Trovato λ , ora si procede al calcolo della differenza di pressione:

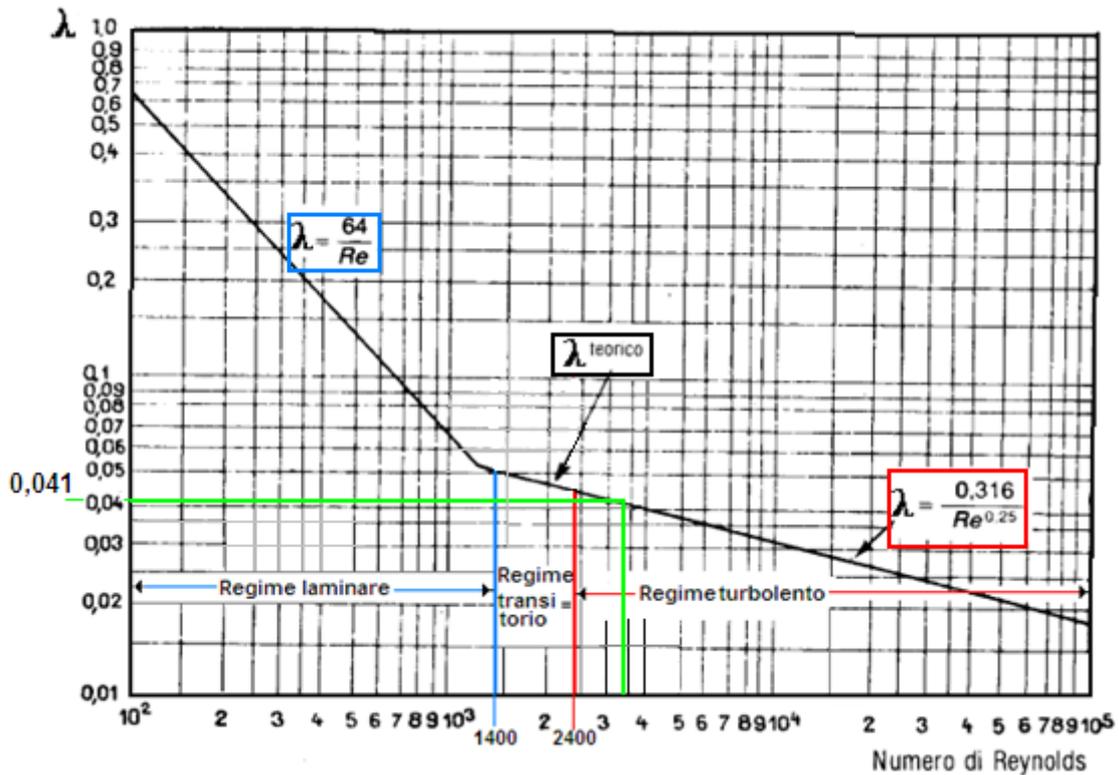
$$\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{v^2 \cdot l}{2 \cdot d \cdot 100} = 900 \cdot 0,041 \cdot \frac{4^2 \cdot l}{2 \cdot 25 \cdot 100} = 0,12 \left(\frac{\text{bar}}{\text{metro}} \right)$$

Il diagramma di Moody sotto serve per una verifica del valore λ in funzione di **Re**.

Si traccia dall'asse delle ascisse una linea (colore verde) che parte dal valore di

Re= 3333 fino a incontrare la linea che definisce **λ teorico**.

Dal punto incrociato si traccia una linea verso l'asse delle ordinate per trovare il valore calcolato di λ , nel nostro esempio 0,041.



Esempio:

calcolare la perdita di carico in un tubo di 1 m, con portata 50 l/min, tubo \varnothing i = 16 mm, $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, viscosità 65 cSt.

Utilizzo la formula: $\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100}$.

➤ Trovo la velocità v m/s.

$$v = \frac{Q \text{ l/min}}{6 \cdot A \text{ cm}^2} = \frac{50}{6 \cdot 2} \cong 4 \text{ m/s}.$$

➤ Inserendo i dati nella formula sopra, ottengo:

$$\Delta p = 900 \cdot \lambda \cdot \frac{4^2 \cdot 1}{2 \cdot 16 \cdot 100}.$$

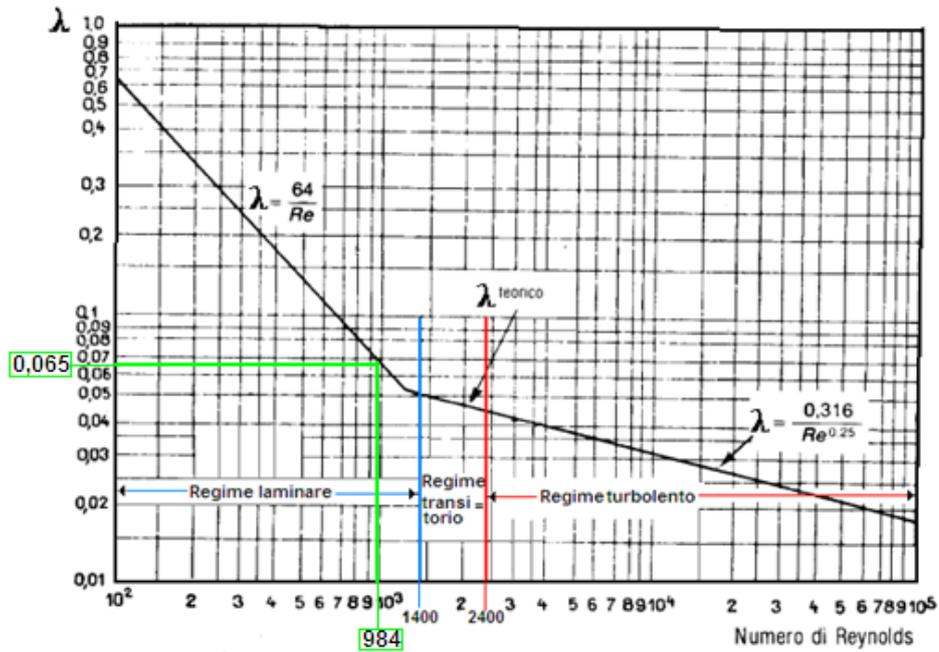
Per calcolare λ = numero di resistenza, devo trovare Re utilizzando la formula:

➤ $Re = \frac{V \cdot d \cdot 1000}{\nu} = \frac{4 \cdot 16 \cdot 1000}{65} = \frac{64000}{65} = 984$ Regime laminare.

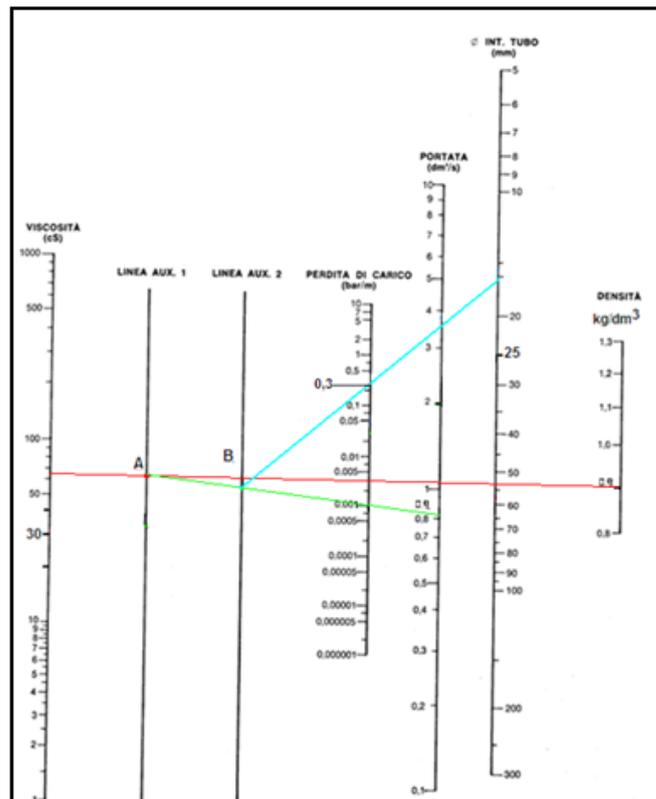
➤ Calcolo $\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{984} = 0,065$,

➤ Quindi: $\Delta p = 900 \cdot 0,065 \cdot \frac{4^2 \cdot 1}{2 \cdot 16 \cdot 100} \cong 0,3 \text{ bar/metro.}$

Come altra verifica utilizzo il diagramma sotto e confronto la correttezza del calcolo di λ .



Per fare pratica utilizzo i dati dell'esempio sopra e verifico il Δp con il nomogramma sotto riportato:



- Collego con la linea rossa il valore di viscosità di **65 cSt** con la densità di **0,9 kg/dm³** e trovo il punto **A** sulla linea aux.1.
- Traccio la linea verde che collega il punto A con la portata di 50 l/min = **0,83 l/s** e trovo il punto **B** sulla linea aux.2.
- Dal punto **B** tiro una linea azzurra fino al diametro interno di 16 mm. Il punto in cui la linea azzurra interseca la scala "perdita di carico", vedo il valore della caduta di pressione di 0,3 bar/metro.

Esempio: in un tubo flessibile con $\varnothing_i = 1''$, lungo **2 m** è attraversato da olio con una portata di **100 l/min.** e con viscosità di **46 cSt** (mm²/s).

La densità dell'olio $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$, Trovare le perdite di carico nel tubo flessibile.

Calcoliamo il numero di Reynolds $R_e = \frac{v \cdot d \cdot 1000}{\nu}$.

Occorre trovare la velocità $v \text{ (m/s)} = \frac{Q}{6 \cdot A}$; dove $A = \frac{25,4^2 \cdot \pi}{400} = 5,06 \text{ cm}^2$

$$v = \frac{100}{6 \cdot 5,06} = 3,3 \text{ m/s}$$

Quindi $R_e = \frac{3,3 \cdot 25,4 \cdot 1000}{46} = 1822$, regime di transizione.

Il moto di transizione è influenzato dalle caratteristiche di entrambi i regimi di moto, in genere si utilizzano, a vantaggio della sicurezza, le medesime leggi valide per il moto turbolento.

impiegando la formula $\lambda = \frac{0,316}{R_e^{0,25}} = \frac{0,316}{1822^{0,25}} = \frac{0,316}{1822 \text{ (y}^x \text{ della calcolatrice)}^{0,25}} = \frac{0,316}{6,53} = 0,048$

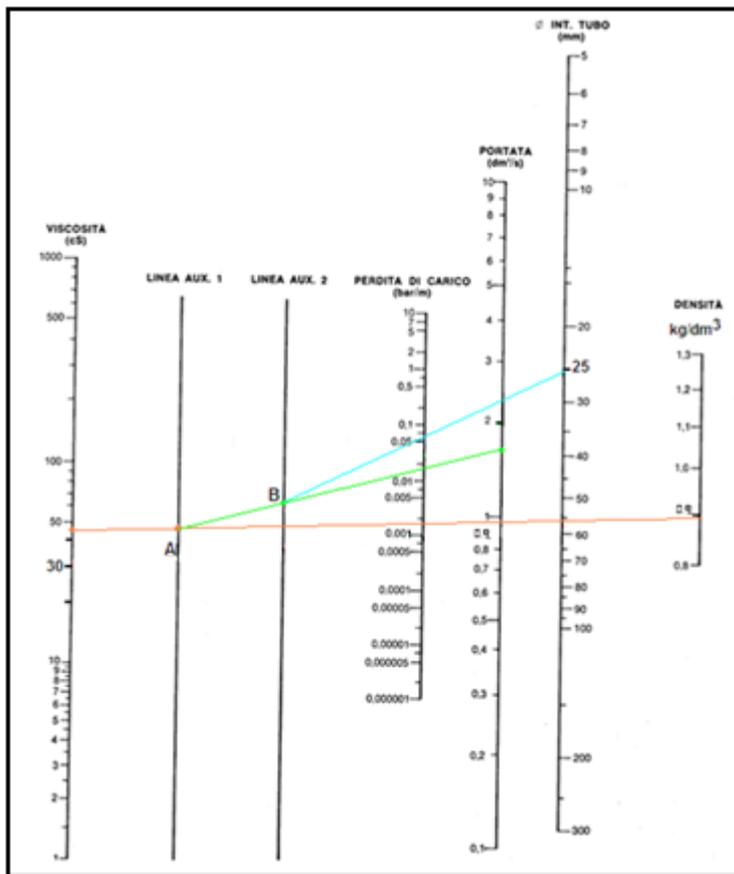
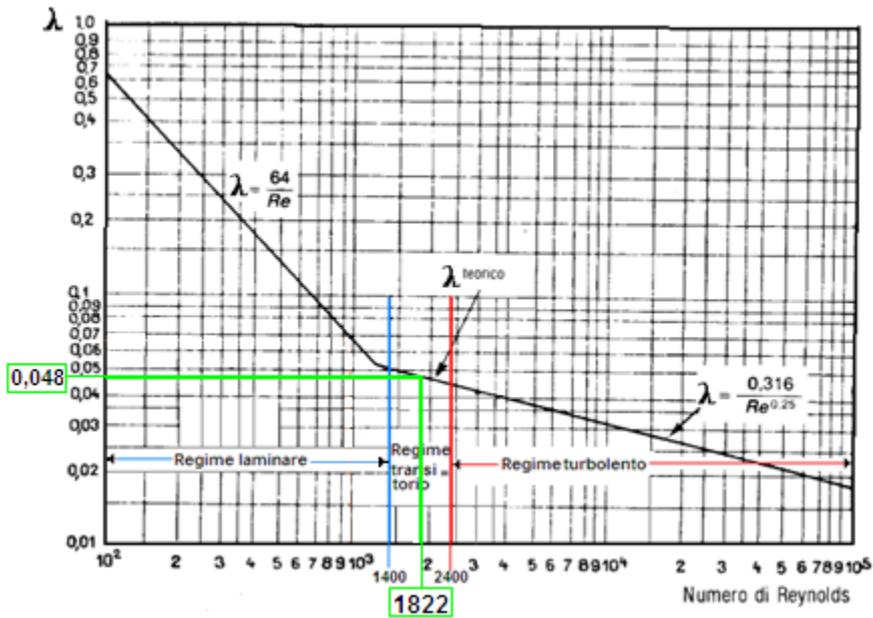
Ora ho tutti i dati necessari per il calcolo del Δp per un tubo lungo **2 m**.

$$\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100} = 870 \cdot 0,048 \cdot \frac{3,3^2 \cdot 2}{2 \cdot 25,4 \cdot 100} \cong 0,18 \text{ bar}$$

Utilizzando le unità di misura S.I, calcolo il valore Δp in Pa.
Tutte le unità devono avere la stessa grandezza.

$$\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100} = 870 \cdot 0,048 \cdot \frac{3,3^2 \cdot 2}{2 \cdot 0,0254} = 17913 \text{ Pa} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \cong 0,18 \text{ bar}$$

Ripeto le prove di verifica fatte in precedenza:



Dal nomogramma sopra,ricavo una perdita di carico di circa $0,075 \text{ bar} \times 2 \text{ m} = \mathbf{0,15 \text{ bar}}$.

In conclusione, per diminuire le perdite di carico distribuite in modo da abbassare il costo di funzionamento di una pompa occorre:

- Ridurre la lunghezza delle condotte.
- Diminuire il numero di raccordi,curve ecc,

- Diminuire la portata di lavoro.
- Aumentare il diametro delle condotte.
- Utilizzare olio alla viscosità più bassa possibile.
- Utilizzare dei materiali con basse rugosità di lavorazione.

**Tabella indicativa per le velocità consigliate in un impianto oleodinamico.
Fare sempre riferimento ai cataloghi dei costruttori.**

Condotta di aspirazione da 0,5 a 1,2 m/sec		1,6.....1,6 ft/s
Condotta di ritorno	2 m/sec	6,5 ft/s
Condotta di mandata	3 m/sec fino a 25 bar	10 ft/s
	4 m/sec fino a 50 bar	13 ft/s
	5 m/sec fino a 100 bar	16 ft/s
	6 m/sec da 200 bar e oltre.	20 ft/s

7) Perdite di carico localizzate o concentrate.

La perdita di carico **localizzata** è presente in due condizioni:

- Alla presenza di elementi singoli del piping (incroci, confluenze, variazioni di sezione, curve ecc.)
- Alla presenza di componenti funzionali (valvole, distributori, filtri ecc.)

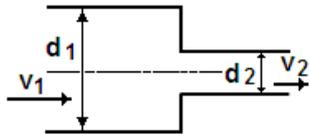
In questi punti il fluido subisce variazioni brusche di direzione e di velocità dovute all'attrito e alla turbolenza. Ciò causa dissipazioni di energia di pressione in energia termica con notevoli aumenti di temperatura.

In generale la formula per il calcolo delle perdite di carico localizzate è data da:

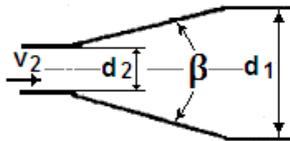
$$\Delta p = K \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2 \cdot 100} \text{ (bar)}$$

Dove il valore di **K** o **α** è determinato sperimentalmente, **v** (m/s) è la velocità del fluido prima della strozzatura o deviazione, **ρ** è la densità del fluido (**kg / dm³**).

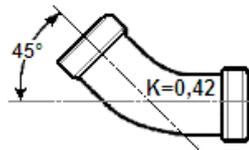
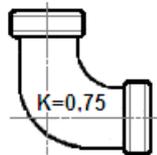
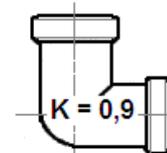
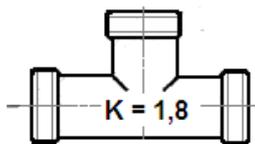
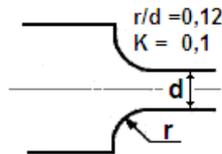
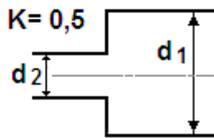
I valori medi del coefficiente **K** o **α** di resistenza localizzata sono riportati nella tabella sotto.



K	0,45	0,43	0,42	0,4	0,37	0,28	0,19	0,1	0
d1 / d2	4	3,5	3	2,5	2	1,5	1,25	1,1	1

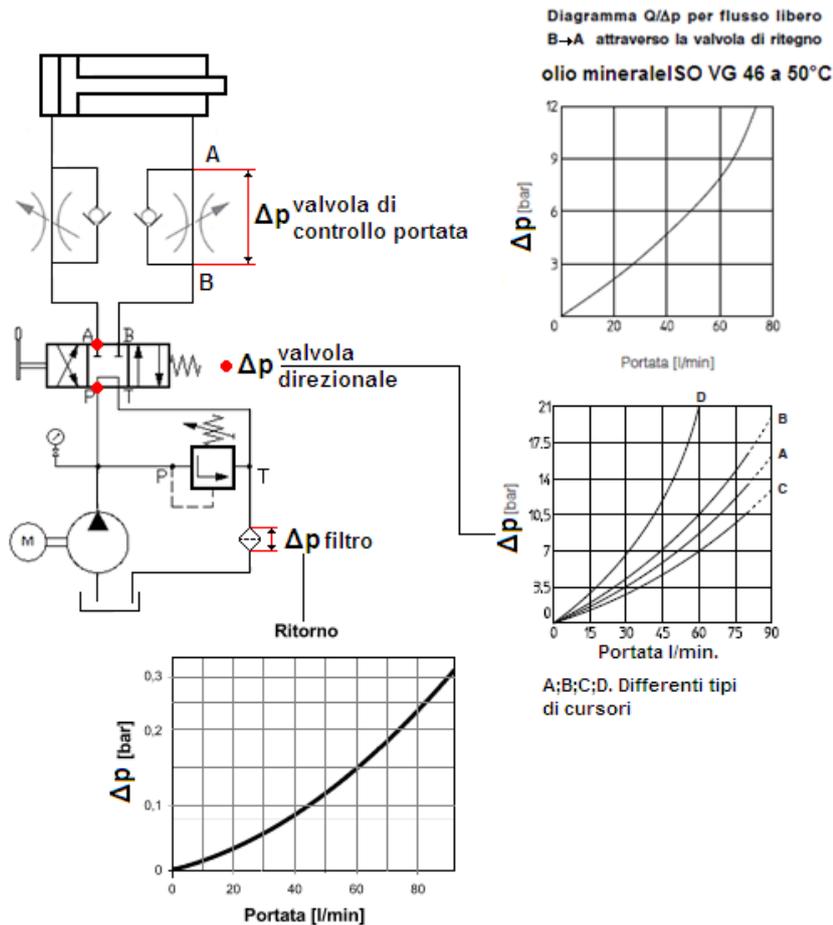


	d1 / d2	2	2,5	3	3,5
K	β = 30°	0,47	0,5	0,55	0,55
	β = 60°	0,71	0,77	0,8	0,84

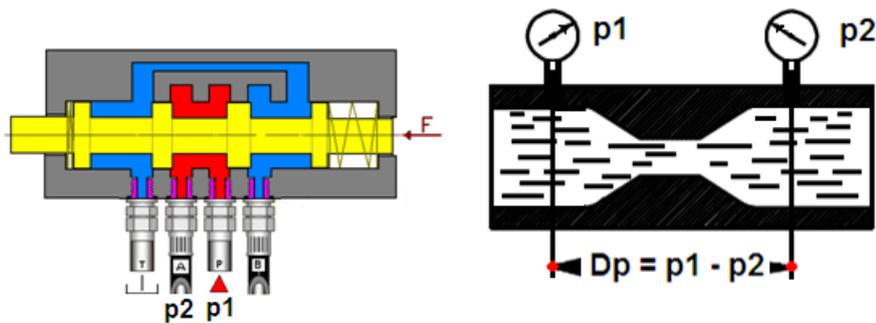


Per quanto riguarda le perdite di carico localizzate degli elementi funzionali del circuito, è possibile definirle con i diagrammi forniti dai produttori dei componenti, che riportano il Δp che il fluido subisce nel passaggio attraverso l'elemento in questione in funzione della sua portata.

Lo schema sotto fa vedere alcune zone di perdite di carico localizzate e a fianco degli esempi di diagrammi Δp / portata, riportati sul catalogo dei costruttori.



Esempio di perdita di carico localizzata in un distributore



La somma delle perdite di carico distribuite e concentrate di ogni singolo componente darà la perdita di carico totale del circuito. Esempio: **Δp tot = 20 bar**
Bisognerà tenere conto di questo valore perché andrà sommata alla pressione generata dal carico per esempio 150 bar.

$$p_{\text{circuito}} = p_{\text{carico}} + \Delta p_{\text{tot.}} = 150 + 20 = 170 \text{ bar}$$

8) Perdite di carico in aspirazione

Depressione in aspirazione.

E' importante comprendere il fenomeno dell'aspirazione di una pompa e l'importanza delle perdite di carico che devono essere le più basse possibili.

Il fluido nel serbatoio non può salire lungo il tubo di aspirazione perché tutto il sistema è interessato dalla pressione atmosferica. Con l'avviamento della pompa si genera una depressione (vuoto parziale) nella zona di aspirazione della pompa e all'interno del tubo. La differenza tra la pressione atmosferica di 1,013 bar e la pressione **assoluta** di aspirazione di una pompa (da 0,7 a 0.9 bar) determina la spinta di risalita dell'olio.

Pressione di risalita = $p_{atm} - p_{asp.} = 1,013 - 0,85 = 0,16$ bar.

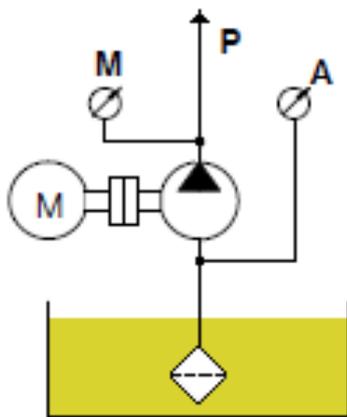
In pratica l'olio va a riempire il volume vuoto che si forma nella zona di aspirazione.

Poiché la pompa è autoadescante, il fluido inizia a scorrere nella condotta.

Una spiegazione semplificata dell'aspirazione si capisce quando si beve una bibita con una cannuccia. Succhiando si crea sia nella bocca sia nella cannuccia una **depressione**. Ciò causa uno squilibrio, l'aria esterna spinge la bibita lungo la cannuccia fino alla bocca, che in depressione si riempie con il liquido.

Diventa quindi rilevante contenere le perdite di carico in questa zona per la bassissima pressione in gioco.

La caduta di pressione provocata da strozzature può mandare la pompa in cavitazione. I costruttori di pompe prevedono un attacco in aspirazione più grande rispetto a quello di mandata e consigliano la velocità dell'olio. Raccomandano inoltre una massima altezza tra la pompa e il pelo libero dell'olio che non deve superare gli 80 cm, limite entro il quale la pompa è autoadescante. L'installazione di un filtro a maglie larghe riduce la perdita di carico e nello stesso tempo protegge la pompa dall'ingresso di particelle di grandi dimensioni.

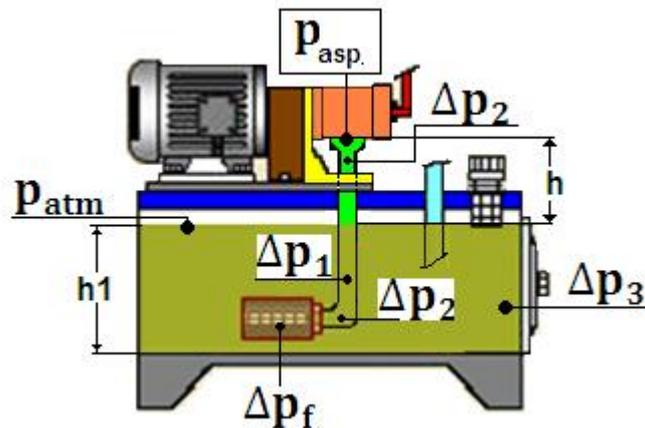


La lancetta del vuotometro si muove in senso **antiorario** per indicare il valore del vuoto.

E' necessario prestare particolare attenzione nella scelta del filtro nel serbatoio in modo da rendere minime le perdite di carico e prevedere una sicurezza contro l'intasamento del filtro.

Per trovare la pressione assoluta (p_{asp}) sull'attacco del tubo di aspirazione di una pompa si utilizza la seguente formula:

$$p_{asp} = p_{atm} - (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_f)$$



Dove:

p asp = pressione assoluta di aspirazione

p atm = pressione atmosferica nel serbatoio di 1,013 bar (101325 Pa).

Δp1 = perdita di carico distribuita nel tubo di aspirazione

Δp2 = perdita di carico localizzata nei raccordi a gomito e nel restringimento del tubo flessibile.

Δp3 = depressione idrostatica dell'olio.

Δpf = perdita di carico del filtro.

Esempio di calcolo: la pompa eroga 50 l/min. di olio con viscosità di **50 cSt** (mm²/s); densità olio **ρ = 900 kg/m³**; aspirando da un serbatoio a pressione atmosferica sotto battente di **h= 0,8 m** tramite un tubo lungo **l = 1,5 m** di **Ø int.= 25 mm** che monta un raccordo a gomito di **90°** e sul tubo è installato un filtro in aspirazione.

Si procede alla soluzione seguendo i seguenti punti:

- Trovare il valore di **Δp1**, relativo alle perdite di carico distribuita nel tubo di aspirazione.
- Trovare il valore di **Δp2**, relativo alle perdite di carico localizzate nel gomito a 90° e nel raccordo tubo.
- Trovare la depressione idrostatica **Δp3**, dovuta al volume del liquido nel serbatoio.
- Trovare da tabella costruttore il valore di **Δp** del filtro.
- Infine calcolare il valore della pressione assoluta alla bocca di aspirazione (**p asp**).

Nella formula inseriamo i valori noti:

$$\Delta p_1 = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{v^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100} = 900 \cdot \lambda \cdot \frac{v^2 \cdot 1,5}{200 \cdot 25}$$

Mancano da trovare la velocità **v** e il coefficiente **λ**.

$$v = \frac{Q}{6 \cdot A} = \frac{50}{6 \cdot \left(\frac{25^2 \cdot 3,14}{400}\right)} = \frac{50}{29,4} = 1,7 \text{ m/s}$$

Il valore $v = 1,7 \text{ m/s}$ è troppo alto per l'aspirazione, dove si consiglia una velocità compresa tra $0,5 \text{ m/s}$ e $1,2 \text{ m/s}$.

Scelgo quindi un tubo con $\varnothing \text{ int.} = 32 \text{ mm}$.

$$v = \frac{Q}{6 \cdot A} = \frac{50}{6 \cdot \left(\frac{32^2 \cdot 3,14}{400}\right)} = 1 \text{ m/s}$$

Procedo al calcolo di $Re = \frac{v \cdot d \cdot 1000}{\nu} = \frac{1 \cdot 32 \cdot 1000}{50} = 640$

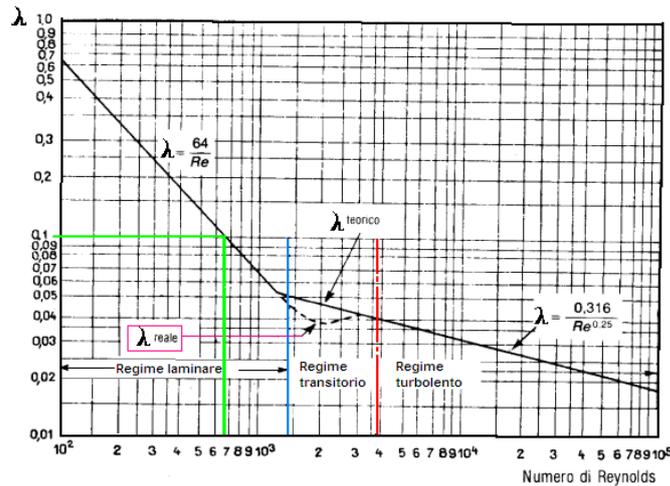
Oppure:

$$Re = 1,28 \cdot \frac{Q \left(\frac{1}{s}\right)}{d \cdot v} \cdot 10^6 = 1,28 \cdot \frac{0,83}{32 \cdot 50} \cdot 10^6 = 662$$

Il regime di flusso è laminare.

Proseguo quindi al calcolo di $\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{640} = 0,1$.

Per sicurezza verifico il valore trovato con il diagramma di Moody e la linea verde del diagramma sotto, conferma il valore di $\lambda = 0,1$.



Ora ho tutti i dati per il calcolo di Δp_1 (perdite di carico distribuite).

$$\Delta p_1 = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100} = 900 \cdot 0,1 \cdot \frac{1^2 \cdot 1,5}{200 \cdot 32} = 0,02 \text{ bar}$$

A completamento della formazione, utilizzo le unità di misura S.I e calcolo il valore di Δp_1 in Pascal ($1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$).

$$\Delta p_1 = \rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \cdot \lambda \cdot \frac{V^2 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \cdot L(\text{m})}{2 \cdot d(\text{m})} = 900 \cdot 0,1 \cdot \frac{1^2 \cdot 1,5}{2 \cdot 0,032} = 2109 \text{ Pa} : 100000 = 0,021 \text{ bar}$$

Per il calcolo di Δp_2 , perdite di carico localizzate, usiamo la formula:

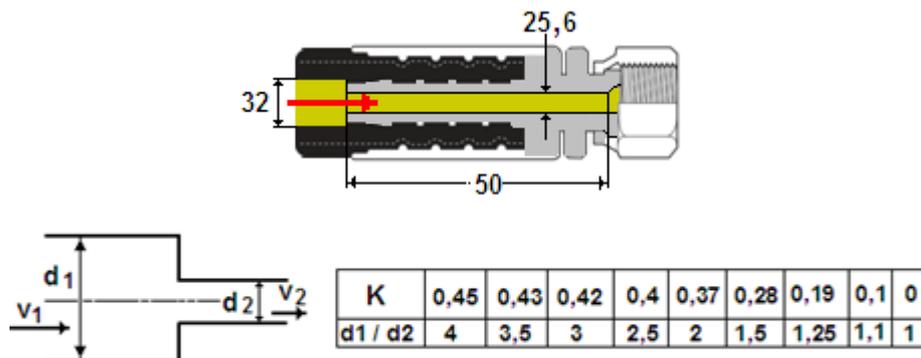
$$\Delta p_{2 \text{ gomito}} = K \cdot \rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \right) \cdot \frac{v^2}{200} \text{ (bar)}$$

Dalla tabella per le perdite di carico localizzate di un gomito stretto, ricavo $K=0,9$.

$$\text{La formula diventa: } \Delta p_{2 \text{ gomito}} = 0,9 \cdot 0,9 \cdot \frac{1^2}{200} = 0,004 \text{ bar}$$

Supponiamo che la pompa sia collegata con un tubo flessibile che utilizza un raccordo filettato, per cui si ha una perdita di carico localizzata, dove $d_1: d_2=32:25,6=1,25$.

$K=0,19$



Trascuriamo la lunghezza di 50 mm perché irrilevante.

$$\Delta p_{2 \text{ raccordo}} = K \cdot \rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \right) \cdot \frac{v^2}{200} = 1,25 \cdot 0,9 \cdot \frac{1^2}{200} = 0,006 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{2 \text{ totale}} = 0,004 + 0,006 = 0,01 \text{ bar}$$

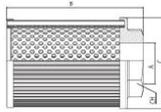
Calcoliamo la depressione idrostatica dovuta al dislivello rispetto al serbatoio.

Δp_3 con $h=0,8$ m. (legge di Stevino)

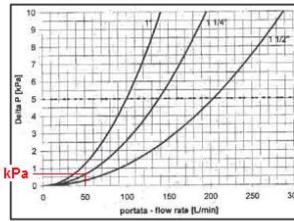
$$\Delta p_3 = \rho \cdot g \cdot h = 900 \cdot 9,81 \cdot 0,8 = 7063 \text{ Pa: } 100000 = 0,07 \text{ bar}$$

Δp filtro.

Dalla tabella del costruttore "OMT" verifico che con 50 l/min, il filtro genera una perdita di carico $\Delta p_f = 0,07 \text{ bar}$. Poiché il Δp varia al variare della viscosità e della densità e nel nostro esempio esse sono diverse rispetto a quelle del diagramma; utilizzo la seguente formula per ricavare il Δp_f corretto.



TIPO	SF - SF			SF		SP		L/min
	A	B	C	CH	C	CH		
046A	014	1/4"	90	46	30	43	25	5
	038	3/8"				46/50***	30/26***	10
	012	1/2"						14
046B	014	1/4"	105	46	30	43	25	5
	038	3/8"				46/50***	30/26***	10
	012	1/2"						14
064A	034	3/4"	109	64	36		36	14
	100	1"				46	46	45
	012	1/2"				36	36	25
064B	034	3/4"	139	64	36		36	14
	100	1"				46	46	45
	012	1/2"				36	36	25
086A	114	1 1/4"	139	70	86	86	60	45
	112	1 1/2"				86/88***	60/50***	62
	200	2"				86	60	30
						70	70	116



0,7 kPa

0,7 kPa : 100 = 0,07 bar

Perdite di carico del filtro completo: Le cadute di pressione nei filtri completi sono ritente a olio minerale avente massa volumica di 860 kg/m³ e viscosità cinematica di 30 mm²/s (cSt). La caduta di pressione massima a filtro pulito deve essere ≤5 kPa.

$$\Delta p_f = \frac{\gamma_1}{\gamma} \cdot \sqrt{\frac{v_1}{v}} \cdot \Delta p_i$$

Dove:

- Δp_i iniziale filtro è la caduta di pressione che si ricava dalle curve fornite dal costruttore,
- v è la viscosità di riferimento 30 cST del diagramma.
- γ è la densità di riferimento 0,86 kg/dm³ del diagramma.
- Δp_f è la caduta di pressione da calcolare.
- v_1 è la viscosità cinematica 50 cSt come nel nostro esempio.
- γ_1 è la densità effettiva 0,9 kg/dm³ del fluido impiegato nel nostro esempio.

Inserendo i valori, la formula diventa:

$$\Delta p_f = \frac{0,9}{0,86} \cdot \sqrt{\frac{50}{30}} \cdot 0,07 = 1,046 \cdot 1,29 \cdot 0,07 = 0,094 \text{ bar}$$

Ora ho tutti gli elementi per calcolare la pressione assoluta nella bocca di aspirazione.

$$p_{asp.} = p_{atm} - (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_f)$$

$$p_{asp} = 1,013 - (0,02 + 0,01 + 0,07 + 0,094) = 0,82 \text{ bar}$$

Valore di depressione accettabile.

In linea generale la pressione assoluta alla bocca di aspirazione di una pompa è:

Pompa a ingranaggi: 0,7 bar

Pompa a palette: 0,85 bar

Pompa a pistoni assiali: 0,8 bar.

Fare sempre riferimento ai dati tecnici forniti dai costruttori.

La cavitazione.

Un'aspirazione non corretta può causare il fenomeno della cavitazione.

Essa consiste in una rapida vaporizzazione, localizzata in una zona della corrente a bassa pressione assoluta, seguita da una rapida ricondensazione; si manifesta con la formazione di piccole bolle di vapore, il cui collasso istantaneo genera microgetti ad altissima pressione, che possono provocare danni anche gravi alla tubazione o alle parti solide della

pompa. L'effetto della cavitazione provoca notevole rumorosità, vibrazioni nell'impianto, con conseguenti rotture degli organi interni della pompa.

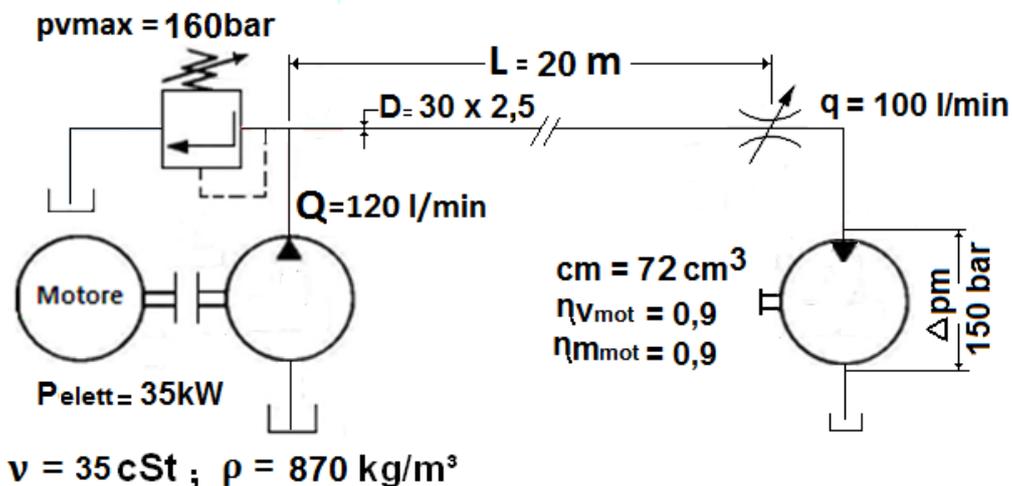
La tendenza alla cavitazione di una pompa è sostanzialmente correlabile ai seguenti fattori:

- Forti perdite di carico idraulico nel condotto di aspirazione.
- Sezione interna tubo troppo piccola o troppe curve nel condotto di aspirazione.
- Elevato dislivello tra pompa e serbatoio di aspirazione.
- Livello del liquido nel serbatoio troppo basso.
- Alto grado di viscosità del fluido.
- Intasamento del filtro.

Per prevenire la cavitazione, le misure pratiche cui ricorrere, secondo i casi e delle possibilità effettive, sono le seguenti:

- aumentare il diametro della tubazione e/o diminuire la lunghezza del percorso di aspirazione;
- utilizzare una pompa sommersa o comunque collocare la pompa al livello più basso possibile.

Esempio di calcolo di un motore idraulico



Con i dati dello schema sopra calcolare:

1. Numero di giri del motore idraulico
2. Potenza idraulica necessaria per assicurare il funzionamento del motore idraulico
3. Coppia in uscita sull'albero del motore idraulico
4. Potenza meccanica disponibile all'albero del motore idraulico
5. Rendimento pompa idraulica
6. Verifica dimensionamento tubo rigido di mandata
7. Perdite di carico nella tubazione rigida di mandata

SOLUZIONE:

$$1. \text{ rpm (si scrive anche } \mathbf{n}) = \frac{q \cdot 1000 \cdot \eta_{vmot}}{c} = \frac{100 \cdot 1000 \cdot 0,9}{72} = \mathbf{1250 \frac{giri}{min}}$$

2. Potenza idraulica

$$\mathbf{N} = \frac{q \cdot \Delta p_m}{600} = \frac{100 \cdot 150}{600} = \mathbf{25 \text{ kW}}$$

3. Coppia in uscita sull'albero del motore idraulico

$$\mathbf{M} = \frac{cm \cdot \Delta p_m \cdot \eta_m}{20 \cdot \pi} = \frac{72 \cdot 150 \cdot 0,9}{62,8} = \mathbf{155 \text{ Nm}}$$

4. Potenza meccanica disponibile all'albero del motore idraulico

$$\mathbf{P} = \frac{M \cdot \text{rpm}}{9554} = \frac{155 \cdot 1250}{9554} = \mathbf{20,27 \text{ kW}}$$

$$\text{Oppure: } \mathbf{P} = \mathbf{M \text{ (Nm)} \cdot \omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = \text{Watt}}$$

$$\omega = 2 \pi \cdot n \text{ (numero di giri/secondo)} = \frac{2 \pi \cdot n \text{ (giri/min)}}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1250}{30} \\ = \mathbf{130,8}$$

$$\mathbf{P} = M \cdot \omega = 155 \cdot 130,8 = 20274 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} : 1000 = \mathbf{20,27 \text{ kW}}$$

Si può verificare con la potenza idraulica in entrata **N** per trovare la potenza meccanica disponibile **P**

$$\mathbf{P} = N \cdot \eta_v \cdot \eta_m = 25 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = \mathbf{20,25 \text{ kW}}$$

5. Rendimento pompa idraulica

$$\eta_{pompa} = \frac{N_{pompa}}{P_{elett.}} = \frac{Q \cdot p}{35} = \frac{120 \cdot 160}{35} = \mathbf{0,91}$$

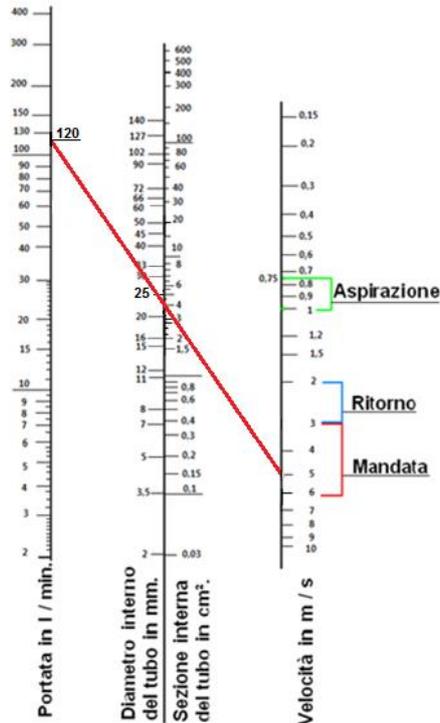
6. Verifica dimensionamento tubo rigido di mandata.

Consideriamo una velocità in mandata di 5 m/s

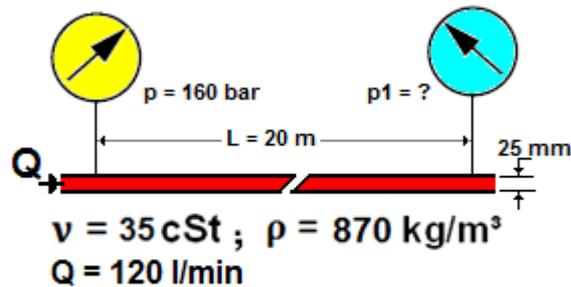
Il \varnothing esterno = 30 mm x 2,5 spessore = \varnothing int. **25 mm**

Area tubo rigido = 5 cm²

Utilizzando il diagramma sotto, vediamo che il tubo \varnothing int. 25 mm è corretto per una portata di 120 l/min.



7. Perdite di carico nel tubo di mandata.



Le perdite di carico sono del tipo **distribuite**.

La formula che le definisce è : $\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100}$

I dati tecnici noti sono:

$\rho = 870 \text{ kg/m}^3$

$L = 20 \text{ m}$

$d = 25 \text{ mm}$

Da trovare:

v = velocità olio nel tubo in m/s

λ = coeff. di resistenza

Per calcolare la velocità si utilizza la formula:

$v = \frac{Q}{6 \cdot A} = \frac{120}{6 \cdot 5} = 4 \text{ m/s}$

Calcoliamo il numero di Reynolds per stabilire il tipo di moto con la formula:

$$R_e = \frac{v \cdot d \cdot 1000}{\nu} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 1000}{35} = \mathbf{2857} \quad (\text{moto turbolento})$$

v (m/s) = velocità media dell'olio nel tubo

d (mm) = diametro interno del tubo

ν (mm²/s) = viscosità cinematica (**cSt**)

Quindi:

$$\lambda = \frac{0,316}{R_e^{0,25}} = \frac{0,316}{2857^{0,25}} = \mathbf{0,043}$$

Ora abbiamo tutti i dati per calcolare;

$$\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{v^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100} = 870 \cdot 0,043 \cdot \frac{4^2 \cdot 20}{2 \cdot 25 \cdot 100} = \mathbf{2,4 \text{ bar}}$$

Da cui :

$$p_1 = 160 - 2,4 = \mathbf{157,6 \text{ bar}}$$