



## ***Nota introduttiva***

Lo scopo di quanto esposto nelle pagine seguenti è fornire delle linee guida generali che possano essere seguite nell'impostazione e nel calcolo di un impianto oleodinamico. Con riferimento ad uno schema semplificato, viene mostrato un procedimento che permette di definire i valori delle grandezze caratteristiche dell'impianto, nonché la scelta e la verifica degli elementi che devono essere inseriti.

Nello sviluppo delle procedure presentate non sono affrontati gli aspetti teorici di riferimento, dei quali sono utilizzate esclusivamente le conclusioni sotto forma di espressioni analitiche utili alla definizione dei vari elementi di cui si compone un circuito; per gli approfondimenti sugli argomenti teorici di Idrodinamica ed Oleodinamica, si rinvia ai testi indicati in bibliografia.

## **Sommario**

<b><i>Introduzione: gli obiettivi del progetto</i></b>	pag. 3
<b><i>Circuito di riferimento ed ipotesi iniziali</i></b>	pag. 3
<b><i>Dati di partenza e valori da determinare</i></b>	pag. 4
<b><i>La procedura di progetto</i></b>	pag. 7
1 – Scelta dell'attuatore e determinazione di prevalenza e portata	pag. 7
2 – Scelta del piping e determinazione delle perdite di carico	pag. 7
3 – Scelta della pompa	pag. 11
4 – Verifica a cavitazione	pag. 12
<b><i>Diagramma delle pressioni</i></b>	pag. 13
<b><i>Bibliografia</i></b>	pag. 15

## **Introduzione: gli obiettivi del progetto**

Il progetto di un impianto oleodinamico consiste nella realizzazione di un sistema che, a mezzo di opportune attuazioni, permetta di conseguire la finalità posta, sia questa il sollevamento di un portellone, l'azionamento di porte stagne, il movimento di organi di tonneggio e salpamento, l'aggancio e sgancio di sistemi di blocco e così via.

In generale, il committente specifica il tipo di servizio che l'impianto deve realizzare nei limiti fisici e funzionali in cui l'attuazione può avvenire; sta al progettista realizzare un sistema che compia il servizio richiesto nel rispetto delle condizioni poste. Per ottenere ciò, occorre dapprima individuare la tipologia di impianto che sia idonea a realizzare l'azionamento richiesto, per poi procedere alla definizione dello schema di impianto prevedendo tutti gli elementi che la logica da adottare e la corretta funzionalità richiedono.

Si può così procedere alle fasi successive del progetto d'impianto tra cui, principalmente: la definizione delle caratteristiche esterne di attuazione (ossia dei valori di forza e velocità – o coppia e velocità angolare – con cui questa deve essere eseguita); il calcolo del valore di potenza idraulica da fornire in ingresso all'attuatore affinché questo possa compiere il suo servizio; la definizione delle perdite di carico che il fluido subirà nel suo passaggio nel circuito; la valutazione della potenza che la pompa dovrà fornire al fluido operante nel circuito idraulico perché all'attuatore arrivi la potenza necessaria.

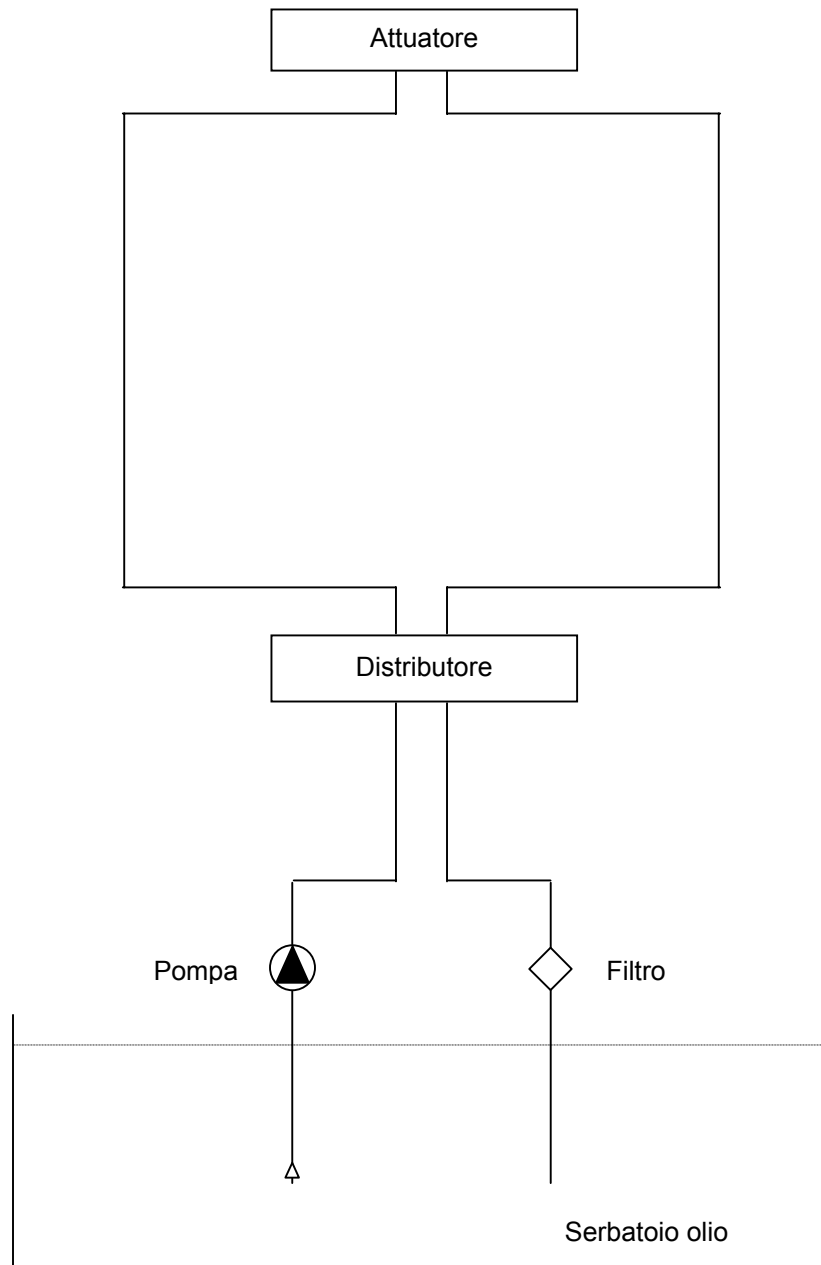
Come in tutte le attività progettuali, occorrerà procedere assumendo alcune ipotesi di lavoro - con lo scopo di poter avviare le varie fasi di calcolo - per poi confermare o correggere le impostazioni iniziali in funzione degli esiti progressivi dello sviluppo della procedura adottata.

## **Circuito di riferimento ed ipotesi iniziali**

Si suppone che a seguito della valutazione della attuazione richiesta si sia ritenuta idonea la semplice configurazione d'impianto riportata in figura. Sistemi più complessi potranno essere studiati sulla base di quanto riportato nella procedura proposta, applicando correttamente le condizioni che la complessità della struttura dell'impianto in esame pone.

La procedura che segue, riferita allo schema di figura, è sviluppata assumendo alcune ipotesi semplificative:

- nella valutazione dell'energia del fluido di servizio, trascurabilità del termine cinetico nonché di quello potenziale (essi sono effettivamente trascurabili rispetto alle pressioni d'esercizio);
- assenza di partizioni del flusso (identico valore della portata in tutte le sezioni del circuito);
- presenza di un sistema che permette l'innescio della pompa.



### Dati di partenza e valori da determinare

Dati di partenza per il calcolo possono, dunque, essere considerati i seguenti:

$Q_u$  = portata necessaria all'attuatore [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$\Delta p_u$  = salto di pressione sfruttato dall'attuatore (differenza tra la pressione di ingresso e quella di uscita nell'attuatore) [Pa]

e quelli da ricavare sono:

$Q_p$  = portata da erogare alla pompa [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$\Delta p_p$  = salto di pressione fornito dalla pompa (differenza tra la pressione alla flangia di mandata e quella alla flangia di aspirazione) [Pa]

Nel caso semplice dell'impianto privo di derivazioni preso a riferimento, con un unico circuito di mandata ed uno di ritorno, sarà evidentemente:

$$Q_u = Q_p = Q$$

Il valore di  $Q_u$  è legato alle esigenze di attuazione; in generale, l'attuatore (scelto in relazione alla funzione che deve svolgere) ha come dati di targa la portata che deve elaborare ed il salto di pressione assorbito nel suo lavoro.

Nel caso occorra determinare per via calcolativa la portata  $Q_u$  ed il salto di pressione di attuazione  $\Delta p_u$ , in dipendenza della funzione da realizzare, essi possono essere definiti direttamente, tenendo conto degli sforzi da applicare (forze o momenti), dell'area delle superfici attive degli elementi mobili dell'attuatore e della velocità di attuazione da realizzare.

Una volta determinati  $Q_u$  e  $\Delta p_u$ , si deve attribuire un valore a tutti gli elementi che contribuiscono alla formazione di  $\Delta p_p$ ; questo salto di pressione si identifica con la prevalenza totale della pompa (intesa come energia che la pompa deve fornire ad ogni unità di volume fluido che la attraversa, e quindi espressa in [Pa]) nell'ipotesi che tra le flange all'aspirazione ed alla mandata siano nulle le variazioni di energia cinetica e potenziale.

Trascurando, inoltre, le variazioni energetiche potenziali e cinetiche tra le sezioni estreme del circuito idraulico ed in corrispondenza di elementi singolari (attuatore, filtro, distributore, ecc.), la differenza di pressione  $\Delta p_p$  può essere considerata uguale alla somma del salto di pressione  $\Delta p_u$ , necessario all'attuatore, e di tutte le perdite di carico del circuito, queste ultime espresse, ovviamente, come perdite di energia per unità di volume, cioè considerando le cadute di pressione ad esse equivalenti.

Con riferimento al circuito proposto, è possibile individuare le seguenti cadute di pressione dovute alle perdite di carico nei suoi elementi:

$\Delta p_{td} = \sum_i \Delta p_{di}$  = caduta di pressione distribuita nel piping come somma delle cadute nei singoli tratti;

$\Delta p_{tc} = \sum_i \Delta p_{ci}$  = caduta di pressione concentrata nel piping come somma delle cadute concentrate nei punti singolari (deviazioni, valvole, confluenze, variazioni di sezione, ecc.) escluse quelle relative all'ingresso nella pompa (di cui si tiene conto nel termine  $\Delta p_{NPSH,R}$ );

$\Delta p_d$  = caduta di pressione concentrata nel distributore;

$\Delta p_f$  = caduta di pressione concentrata nel filtro.

A queste perdite di carico si dovranno aggiungere quelle derivanti dalla presenza di eventuali ulteriori fattori dissipativi negli impianti ( $\Delta p_a$ ); le perdite di carico all'ingresso e nell'attraversamento della pompa contribuiscono, invece, alla formazione del termine  $\Delta p_{NPSH,R}$ .

La prevalenza che la pompa dovrà fornire al fluido, assunta uguale al salto di pressione  $\Delta p_p$ , sarà, quindi, complessivamente:

$$\Delta p_p = \Delta p_u + \Delta p_{td} + \Delta p_{tc} + \Delta p_d + \Delta p_f + \Delta p_a$$

Naturalmente, le perdite di carico  $\Delta p$  andranno calcolate, ciascuna con il metodo appropriato rispetto all'azione dissipativa che la genera; nel seguito verranno riportati i risultati dei metodi classici utilizzati in Idrodinamica.

Il valore del  $\Delta p_{NPSH,R}$  si evince, generalmente, dal corredo tecnico-documentale della pompa, per via grafica o tabellare, in funzione di alcuni parametri del circuito - nel suo tratto d'aspirazione - e della pompa stessa.

Si ricorda che, nel calcolo di  $\Delta p_p$ , sono stati intenzionalmente trascurati i termini energetici cinetici e potenziali, che pure esistono, nonché le loro variazioni; questi termini hanno influenza sul valore della pressione nei diversi punti del circuito, mentre le loro variazioni

dovrebbero essere considerate nell'espressione della prevalenza della pompa. C'è da dire, al riguardo, che un semplice calcolo d'esempio svelerebbe l'esiguità di questi termini che se tenuti in conto nell'espressione della prevalenza, a fronte di una precisione di calcolo che, ai fini pratici, è solo apparentemente più elevata, ne renderebbero meno immediata la determinazione e la lettura.

Quanto alle potenze in gioco, vanno fatte le seguenti riflessioni:

Utilizzando le unità del SI ed introdotte le seguenti grandezze:

- $\rho$  = massa volumica del fluido di servizio [ $\text{kg/m}^3$ ];
- $\gamma$  = peso specifico del fluido di servizio =  $\rho g$  [ $\text{N/m}^3$ ];
- $g$  = accelerazione di gravità ( $\approx 9.81 \text{ m/s}^2$ );
- $H$  = prevalenza totale [m];
- $P_{mp}$  = potenza meccanica fornita alla pompa [W];
- $P_{ip}$  = potenza idraulica fornita dalla pompa al fluido [W];
- $\eta_p$  = rendimento della pompa;
- $P_{ia}$  = potenza idraulica fornita dal fluido all'attuatore [W];
- $P_{ma}$  = potenza meccanica fornita dall'attuatore [W];
- $\eta_a$  = rendimento meccanico dell'attuatore;
- $\eta_T$  = rendimento totale dell'impianto,

la potenza meccanica da fornire alla pompa perché essa espleti la sua funzione (ossia fornire il salto di pressione  $\Delta p_p$  alla portata  $Q$ ) sarà pari a:

$$P_{mp} = \frac{P_{ip}}{\eta_p} = \frac{Q \Delta p_p}{\eta_p} = \frac{Q(\Delta p_u + \Delta p_{td} + \Delta p_{tc} + \Delta p_d + \Delta p_f + \Delta p_a)}{\eta_p}$$

oppure, in termini di prevalenza totale  $H$  (somma della prevalenza utile e delle aliquote di prevalenza perse per effetto delle dissipazioni nel circuito), essendo:

$$\Delta p_p = \rho g H = \gamma H$$

si avrà:

$$P_{mp} = \frac{Q \rho g H}{\eta_p}$$

o, volendo esprimere la potenza in funzione del peso specifico (con un'espressione nata nel ST, anche se con differenti unità di misura, e largamente utilizzata ancor oggi):

$$P_{mp} = \frac{Q \gamma H}{\eta_p}$$

La potenza meccanica fornita dall'attuatore sarà:

$$P_{ma} = Q \Delta p_u \eta_a = P_{ia} \eta_a$$

Si definisce rendimento del circuito  $\eta_c$  il rapporto tra la potenza resa disponibile all'attuatore (quella, cioè, che esso può effettivamente sfruttare) e quella fornita dalla pompa all'olio:

$$\eta_c = \frac{P_{ia}}{P_{ip}} = \frac{Q \Delta p_u}{Q \Delta p_p} = \frac{\Delta p_u}{\Delta p_p}$$

La potenza meccanica disponibile al sistema mosso dall'attuatore sarà, allora:

$$P_{ma} = P_{ia} \eta_a = Q \Delta p_u \eta_a = Q \Delta p_p \eta_a \eta_c = P_{mp} \eta_p \eta_a \eta_c$$

mentre la potenza meccanica da fornire alla pompa potrà essere valutata attraverso l'espressione:

$$P_{mp} = \frac{P_{ma}}{\eta_p \eta_a \eta_c}$$

Il rendimento totale dell'impianto,  $\eta_T$ , è:

$$\eta_T = \frac{P_{ma}}{P_{mp}} = \eta_p \eta_a \eta_c$$

## La procedura di progetto

La linea di progetto dell'impianto si compone, in sostanza, di 4 fasi:

1. scelta dell'attuatore e determinazione di  $Q$  e  $\Delta p_u$ ;
2. scelta del piping: determinazione di diametri, lunghezze e caratteristiche dei tubi in modo che, con la letteratura apposita, sia possibile determinare le perdite di carico  $\Delta p_{td}$ ,  $\Delta p_{tc}$ ,  $\Delta p_d$ ,  $\Delta p_f$  in funzione di  $Q$ , con conseguente definizione della prevalenza totale che la pompa dovrà conferire al fluido;
3. scelta della pompa: conoscendo la prevalenza totale e la portata ed utilizzando i diagrammi di layout, scelta della pompa e definizione del relativo  $\Delta p_{NPSH,R}$ ;
4. verifica a cavitazione.

### 1 – SCELTA DELL'ATTUATORE E DETERMINAZIONE DI PREVALENZA E PORTATA

In questa fase, a seconda della finalità dell'impianto, è nota la tipologia di attuatore che andrà adottato; la scelta andrà effettuata sulla letteratura tecnica del dispositivo dove si potranno ricavare i valori di portata e prevalenza necessari.

La portata potrà essere influenzata dalla velocità di attuazione desiderata; infatti, se si suppone che l'attuatore (o gli attuatori contemporanei o quelli ancora che, secondo il coefficiente di contemporaneità dell'impianto, sono destinati ad un utilizzo simultaneo statisticamente determinabile) richieda un tempo  $\Delta t$  per compiere il suo lavoro e che il volume complessivo del fluido richiesto sia  $V$ , se la velocità di attuazione  $e$ , in conseguenza, quella del fluido, può essere ritenuta costante, la portata richiesta  $Q$  sarà data da:

$$Q = \frac{V}{\Delta t}$$

È bene ricordare che, se la velocità del fluido non è costante, la portata varia durante l'attuazione; occorrerà, in tal caso, determinare il valore massimo della portata volumetrica istantanea e proporzionare il sistema perché possa erogare questa portata.

Normalmente, nella documentazione dell'attuatore vi sono alcuni parametri d'entrata (velocità di attuazione, forza o coppia richieste, parametri adimensionali specifici) con i quali si può determinare l'idoneità di un elemento ed i valori di prevalenza e portata necessari per il suo funzionamento.

### 2 – SCELTA DEL PIPING E DETERMINAZIONE DELLE PERDITE DI CARICO

La scelta del piping coinvolge tutta una serie di aspetti che vanno dalle caratteristiche geometriche dei tubi (in primis: i diametri) a quelle tecnologiche, come il materiale con cui le tubazioni devono essere costituite, i fluidi di servizio e le loro caratteristiche (viscosità,

aggressività, ecc.); in generale, vanno attentamente valutati tutti gli aspetti inerenti le condizioni di esercizio.

Nella fase di definizione delle caratteristiche delle tubazioni coesistono vincoli e gradi di libertà; infatti, è possibile scegliere i diametri interni dei tubi in una larga gamma di valori compatibilmente con le esigenze dell'impianto.

Occorre, tuttavia, tener presente che alcune libertà d'azione vengono limitate da considerazioni di carattere logistico; ad esempio, proprio i diametri dei tubi, essendo strettamente legati al loro ingombro, possono essere scelti in un intervallo tale da non farli risultare troppo piccoli (aumenterebbero le potenze richieste a causa dell'aumentare delle perdite di carico) né troppo grandi (occuperebbero spazi eccessivi).

Tutti i parametri coinvolti possono variare in un intervallo dettato dalle esigenze tecniche, logistiche, fisiche ecc. che il progetto della nave impone loro; è opportuno, in questa fase, effettuare la scelta di tubi e degli elementi da inserire nel circuito attribuendo ai parametri in gioco valori ritenuti ragionevoli alla luce della esperienza posseduta, per poi modificare quanto previsto in prima battuta (i diametri, in particolare) alla luce degli esiti dello sviluppo del progetto dell'impianto.

Quanto alle perdite di carico, nel campo degli impianti oleodinamici, invale la consuetudine di valutarle in relazione alla condizione di tubi lisci. Tale ipotesi è suggerita dal fatto che i materiali utilizzati possono essere effettivamente considerati lisci; inoltre, le perdite di carico nei tubi, nella stragrande maggioranza dei casi, sono inferiori – e di vari ordini di grandezza – alle pressioni in gioco il che rende irrilevante il fatto che le perdite di carico siano calcolate per tubi lisci o scabri.

Oltre a ciò, va tenuto in conto il fatto che i fluidi di servizio hanno caratteristiche di detergenza il che, unitamente ai flussaggi che periodicamente vengono effettuati, mantiene, in generale, un buon grado di pulizia del piping.

Il calcolo delle perdite di carico viene effettuato con i sistemi classici dell'Idrodinamica: esse possono essere raggruppate in tre tipi:

- perdite di carico nei tubi (distribuite)
- perdite di carico nelle singolarità del piping (concentrate)
- perdite di carico negli elementi (concentrate)

Ognuno di questi tipi di perdite di carico deve essere valutato con le metodologie appropriate.

#### *PERDITE DISTRIBUITE*

La definizione delle perdite di carico di un fluido che scorre in tubi dipende dal regime di moto che si instaura: laminare o turbolento. Le modalità fisiche del passaggio del fluido nelle tubazioni sono diverse nei due casi, come diverse sono le modalità di perdita di una parte dell'energia posseduta dal fluido.

Il regime di moto che si instaura in una tubazione può essere descritto dal *numero di Reynolds*:

$$Re = \frac{v d}{\nu}$$

dove:

$v$       velocità media del fluido nel tubo [m/s]

$d$       diametro interno del tubo [m]

$\nu$       viscosità cinematica del fluido [m<sup>2</sup>/s]



Il numero di Reynolds è adimensionale e vi sono varie espressioni utilizzate nella pratica che fanno riferimento a differenti unità di misura delle grandezze che vi compaiono<sup>1</sup>.

Com'è noto dall'Idrodinamica, con riferimento al moto uniforme dei fluidi in condotti a sezione circolare, relativamente ai fluidi convenzionalmente utilizzati nei sistemi oleodinamici, ai valori di  $Re$  corrispondono i seguenti regimi di moto:

$Re < 1400$	regime laminare
$1400 < Re < 2400$	regime di transizione
$Re > 2400$	regime turbolento

I regimi laminare e turbolento sono caratterizzati da dinamiche fisiche ben definite che permettono la determinazione delle perdite di carico con sufficiente accuratezza applicando le relazioni fornite dall'Idraulica. Ciò non accade nel moto di transizione che è influenzato dalle caratteristiche di entrambi i regimi di moto; per questo caso, in genere, si utilizzano, a vantaggio di sicurezza, le medesime leggi valide nel caso del regime di moto turbolento, benché i risultati del calcolo approssimino meno bene le situazioni reali.

Le perdite di carico distribuite sono riconducibili, in ultima analisi, all'azione della viscosità del fluido che genera dissipazioni di energia nel contatto tra particelle di fluido che scorrono a velocità diverse tra loro.

È possibile valutare le perdite di carico con una espressione generale, valida sia per moto laminare sia turbolento:

$$\Delta p = 2.25 \cdot 10^3 \lambda \rho \frac{Q^2}{d^5} l$$

dove:

$\Delta p$  perdita di carico (caduta di pressione equivalente) [bar]

$\rho$  massa volumica del fluido [kg/dm<sup>3</sup>]

$Q$  portata del fluido [l/min]

$d$  diametro interno del tubo [mm]

$l$  lunghezza del tubo [m]

$\lambda$  indice di resistenza

Il valore dell'indice di resistenza  $\lambda$  dipende dal regime di moto con cui il fluido scorre nei tubi.

Se il regime è laminare (e, pertanto, una volta calcolato il valore di  $Re$ , si è ottenuto un numero inferiore a 1400), le perdite di carico per unità di lunghezza della tubazione sono praticamente indipendenti dalla scabrezza dei tubi e dipendono solo dai parametri che formano il numero di Reynolds; l'indice di resistenza può essere valutato attraverso la *formula di Poiseuille*:

<sup>1</sup> Altre espressioni di  $Re$  sono:

$$Re = 10^6 \frac{v d}{\nu} \quad \text{con } v \text{ in m/s, } d \text{ in m e } \nu \text{ in mm}^2/\text{s (cSt)}$$

$$Re = 1.27 \cdot 10^6 \frac{Q}{d \nu} \quad \text{con } Q \text{ in l/s, } d \text{ in mm e } \nu \text{ in mm}^2/\text{s (cSt)}$$

$$Re = 2.12 \cdot 10^4 \frac{Q}{d \nu} \quad \text{con } Q \text{ in l/min, } d \text{ in mm e } \nu \text{ in mm}^2/\text{s (cSt)}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Se il moto è turbolento ( $Re > 2400$ ), le perdite di carico per unità di lunghezza possono dipendere dalla scabrezza della tubazione e per la loro determinazione andrebbe utilizzato l'abaco di Moody o, equivalentemente, la formula di Colebrook e White; tuttavia, per i motivi prima esposti, in oleodinamica i tubi si possono considerare lisci (e ciò vale per tutto il loro periodo di esercizio).

In queste condizioni, e se il numero di Reynolds non supera  $10^5$  (valore, peraltro, elevatissimo rispetto a quelli generalmente riscontrabili negli impianti oleodinamici), può utilizzarsi la *formula di Blasius*:

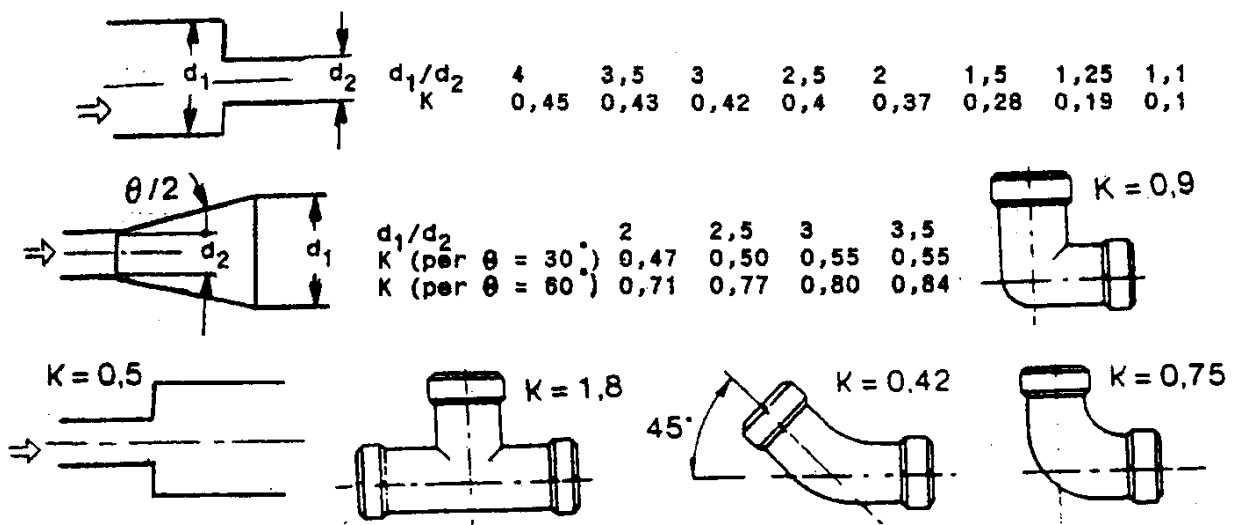
$$\lambda = \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re}}$$

Come detto, anche se il valore calcolato del numero di Reynolds è compreso tra 1400 e 2400 (e si è, quindi, in presenza di moto di transizione), si utilizza ancora la formula di Blasius, con risultati tanto meglio approssimati quanto più elevato è il numero di Reynolds.

#### PERDITE CONCENTRATE

Si hanno perdite concentrate in due condizioni:

- in presenza di elementi singolari del piping (incroci, confluenze, variazioni di sezione, curve ecc.);
- in presenza di componenti funzionali (valvole, by-pass, distributori, filtri, ecc.).



Coefficienti  $K$  per il calcolo delle perdite di carico localizzate.

Per il primo caso, è possibile determinare le perdite di carico (sempre considerata come caduta di pressione equivalente) attraverso l'espressione:

$$\Delta p = 2.25 K \rho \frac{Q^2}{d^4}$$

dove:

- $\Delta p$  perdita di carico nell'elemento [bar];
- $\rho$  massa volumica del fluido [ $\text{kg}/\text{dm}^3$ ];
- $Q$  portata del fluido [l/min];
- $d$  diametro del tubo è [mm];
- $K$  coefficiente di perdita di carico.

Il coefficiente  $K$  può essere ricavato dalla figura riportata in funzione della geometria della singolarità; i valori indicati sono stati ottenuti sperimentalmente per valori di  $Re > 10^5$  in condizioni di moto turbolento.

Nell'applicazione dei valori suggeriti vanno tenute presenti alcune condizioni.

- Nei casi di brusco allargamento, brusco restringimento e progressivo allargamento i valori dei diametri da inserire sono quelli relativi alle sezioni più piccole (dove regnano le velocità più alte);
- I fluidi di servizio dei sistemi oleodinamici lavorano, in generale, con valori di  $Re$  bassi, in regime di moto laminare, condizione per la quale i valori di  $K$  riportati si rivelano relativamente bassi; pertanto, il loro uso può portare ad una sottostima delle perdite di carico anche rilevante. Tuttavia, dato che i valori delle perdite di carico concentrate sono comunque di vari ordini di grandezza inferiori alle pressioni che regnano nel circuito, e quindi al salto di pressione  $\Delta p_u$  necessario all'attuatore, l'utilizzo dei valori di  $K$  indicati (pur sottostimando il valore assoluto delle perdite di carico localizzate) non comporta errori significativi nella valutazione della prevalenza totale che la pompa deve fornire al circuito. Nei (rari) casi in cui occorresse una valutazione più accurata delle perdite di carico in questione, bisognerà riferirsi alla letteratura specialistica.

Per quanto riguarda la determinazione delle perdite di carico negli elementi funzionali del circuito, è generalmente possibile definirle attraverso diagrammi, forniti dai produttori di ogni elemento, che riportano la caduta di pressione che il fluido subisce nel passaggio attraverso l'elemento in questione in funzione della sua portata; se l'elemento può essere attraversato dal fluido in diverse condizioni (es. valvola di massima pressione aperta o chiusa, valvola di ritegno pilotata e attraversata in un senso o nell'altro), nel diagramma vengono riportate varie curve, ognuna delle quali si riferisce ad una modalità di funzionamento.

#### *PERDITE DI CARICO TOTALI*

Alla fine di questa procedura, si conoscerà – come somma di tutte le perdite distribuite e concentrate - la perdita di carico complessiva che, alla portata nominale, il fluido subirà nel passaggio nel circuito; questo valore è associato alle scelte (di tentativo) fatte e, pertanto, se ritenuto eccessivo (ad esempio perché, nel prosieguo della procedura, porterà ad un valore della potenza all'asse della pompa troppo elevato) potrà essere corretto eseguendo scelte diverse sui valori in gioco (ad es. diametro dei tubi).

La prevalenza totale che la pompa dovrà conferire al fluido (alla portata di progetto determinata in base alle esigenze dell'attuatore) sarà calcolata come somma della prevalenza utile (richiesta dall'attuatore) e di tutte le perdite di carico nel circuito.

#### 3 – SCELTA DELLA POMPA

A questo punto, conoscendo la portata che deve essere erogata e la prevalenza totale da conferire al fluido, è possibile effettuare, in via di primo tentativo, la scelta della pompa; sono in commercio diverse soluzioni che vanno dalla singola pompa da inserire in circuito - prevedendo tutti gli accessori e le protezioni necessarie - alle centraline oleodinamiche (power pack) che, oltre alla pompa, includono tutta una serie di accessori che permettono, senza dover prevedere ulteriori elementi di allestimento, di alimentare l'impianto che

provvede all'attuazione semplicemente collegando correttamente le uscite di mandata e ritorno dalla centralina.

In entrambi i casi, sono, in genere, disponibili (forniti dal costruttore per qualificare le prestazioni del proprio prodotto) vari strumenti grafici che permettono di accertare con semplicità l'idoneità di una pompa (o di una centralina) all'utilizzo in un impianto, una volta definite le richieste in termini di portata e pressione; tra questi, soprattutto i *diagrammi di layout* che – realizzati, normalmente, per gruppi di pompe di un costruttore - indicano i domini nel diagramma H, Q nei quali è possibile effettuare la scelta della pompa tra quelle cui il grafico si riferisce.

Selezionata la pompa, dalla letteratura tecnica di corredo sarà possibile controllare che essa sia in grado di fornire, alla portata Q di progetto, una prevalenza almeno uguale a quella richiesta. Nel caso di esito positivo del controllo, la pompa potrà essere adottata in via definitiva ed essere allestita in modo tale da erogare alla portata di progetto la prevalenza totale necessaria; in caso contrario occorrerà scegliere una pompa che possa fornire, alla portata Q, una prevalenza superiore.

Inoltre, per la pompa scelta, dalla letteratura tecnica di corredo sarà possibile ricavare il valore del  $\Delta p_{NPSH,R}$  con il quale procedere alla verifica a cavitazione.

#### 4 – VERIFICA A CAVITAZIONE

La pressione più bassa del circuito si ha all'interno della pompa<sup>2</sup> e sarà pari all'energia totale assoluta per unità di volume,  $E_A$  [bar], presente alla flangia di aspirazione, diminuita del  $\Delta p_{NPSH,R}$ . Il valore di  $E_A$  è uguale alla somma dell'energia cinetica e della pressione assoluta alla flangia; per valutarlo occorre, allora, tenere presenti le seguenti aliquote di cui  $E_A$  è ridotta rispetto all'energia regnante nel serbatoio:

- perdita di carico subita nel piping a monte della pompa;
- colonna di fluido tra pelo libero ed ingresso della pompa (se soprabattente; se sottobattente, essa rappresenta un aumento d'energia).

In uno schema a circuito aperto, con pompa soprabattente, la situazione nei riguardi della cavitazione è più critica, in quanto all'ingresso della pompa la pressione (certamente inferiore a quella atmosferica) è più bassa di quella che vi regnerebbe in un circuito chiuso; è da osservare, inoltre, che, in circuito aperto, l'energia cinetica residua nella tubazione di ritorno, viene dissipata all'atto dell'entrata del fluido in serbatoio.

Il  $\Delta p_{NPSH,R}$  è uguale alla somma dell'energia cinetica alla flangia di aspirazione, delle perdite di carico all'ingresso e all'interno della pompa, fino al punto di minima pressione, e della caduta di pressione equivalente all'aumento di energia cinetica tra la flangia e il medesimo punto.

Perché non si inneschi cavitazione, occorre verificare che la pressione minima, in qualsiasi condizione di funzionamento dell'impianto, sia superiore alla pressione di vapore del fluido alla temperatura di esercizio, in modo che si eviti la formazione di bolle di vapore; ciò accade se è rispettata la disuguaglianza:

$$\Delta p_{NPSH,R} < \Delta p_{NPSH,D}$$

dove per  $\Delta p_{NPSH,D}$  s'intende la differenza tra il valore di  $E_A$  e la tensione di vapore del fluido alla temperatura d'esercizio; quest'ultimo valore è ricavabile in forma tabellare o grafica dai manuali specializzati in fluidi operativi per sistemi oleodinamici.

Calcolato, con i valori noti, il valore di  $\Delta p_{NPSH,D}$  e comparatolo con quello di  $\Delta p_{NPSH,R}$  fornito dal corredo tecnico della pompa, nel caso che la condizione di sicurezza nei confronti della

---

<sup>2</sup> In funzione del grado di reazione della pompa e della geometria della girante, il punto di minima energia si troverà nel punto in cui si completa la trasformazione dell'energia potenziale in cinetica.

cavitazione non sia rispettata, è necessario apportare modifiche al progetto dell'impianto in modo tale che il valore del NPSH disponibile sia maggiore di quello richiesto per tutte le possibili condizioni operative dell'impianto.

### Diagramma delle pressioni

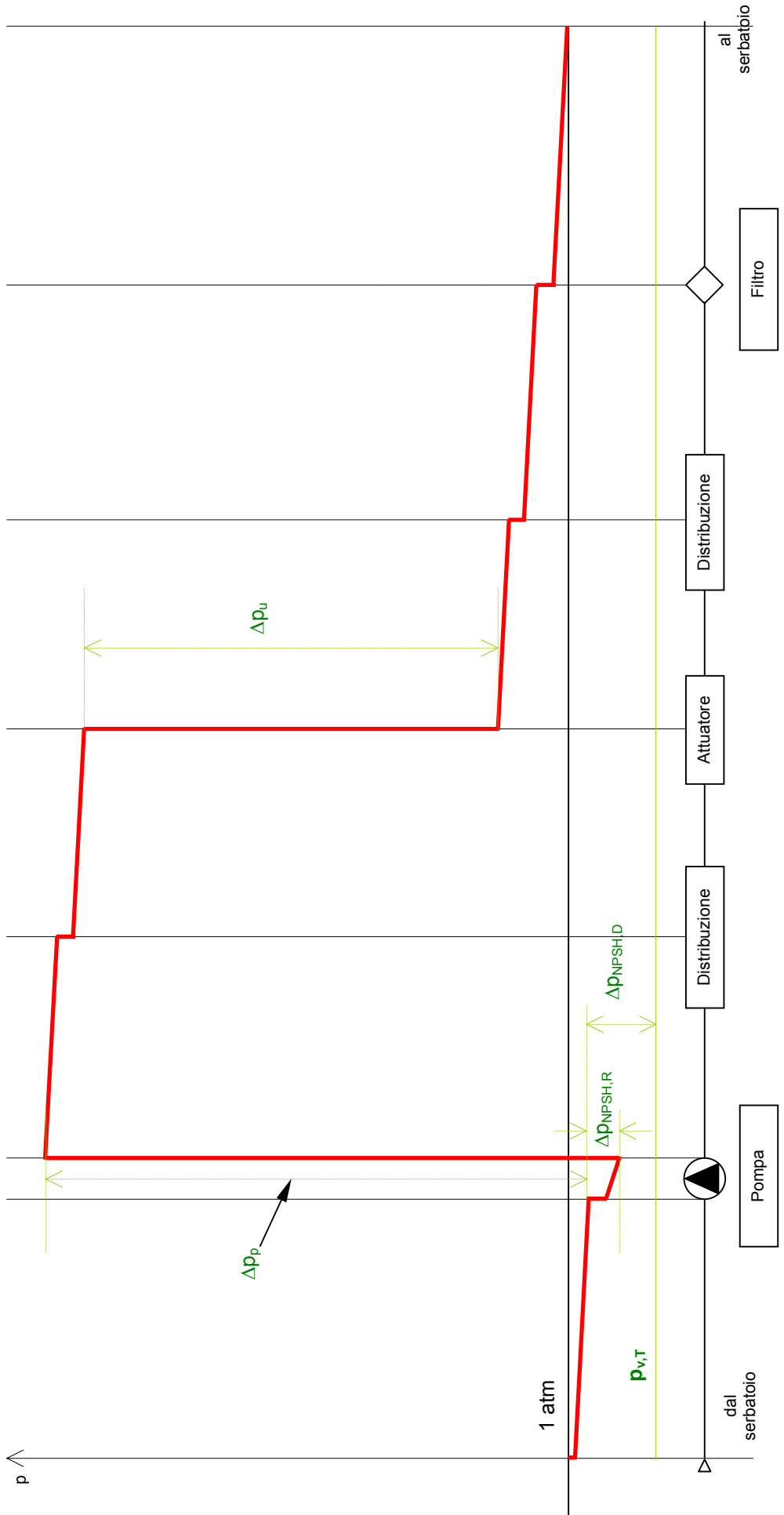
La figura che segue sviluppa "in linea" il circuito, ossia lo rappresenta con un segmento orizzontale lungo il quale sono inseriti i vari punti singolari del sistema, in modo da poter visualizzare il profilo delle pressioni regnanti nelle varie sezioni.

Il diagramma delle pressioni è tracciato nelle ipotesi che:

- nella pompa vi siano perdite concentrate all'ingresso, perdite distribuite nei condotti e la pressione si innalzi in una ideale sezione in cui si concentra l'azione della pompa;
- non vi siano variazioni di quota geometrica del circuito (come se questo giacesse interamente su un piano orizzontale) ovvero che tali variazioni non abbiano influenza significativa sull'energia del fluido (ipotesi largamente verificata nei circuiti oleodinamici); volendo tener conto nel diagramma anche di questa aliquota di energia, le ordinate del diagramma si dovrebbero ridurre (aumentare), in ciascuna sezione, di una quantità pari all'aumento (alla diminuzione) di quota geometrica rispetto a quella di riferimento;
- le perdite di carico localizzate dovute a singolarità del piping (deviazioni, curve, confluenze ecc.) vengano rappresentate come aliquote di quelle distribuite, sicché queste siano rappresentate con linee di maggiore pendenza;
- non vi siano variazioni di sezione tali da generare variazioni di velocità significative ai fini dell'incidenza sulle perdite di carico e sulle variazioni della pressione tra le sezioni medesime;
- $p_{v,T}$  sia la pressione di vapore del fluido di lavoro alla temperatura di esercizio.

Nella sezione di imbocco c'è sia una perdita di carico (che influenza la pressione del fluido riducendola) sia una trasformazione di energia potenziale in cinetica. Questa perdita di carico concentrata, pur trascurabile ai fini della valutazione della prevalenza della pompa (come è stato già messo in evidenza), può avere una incidenza significativa sul valore del  $\Delta p_{NPSH,R}$ .

Nella sezione di ritorno del fluido in serbatoio, per la continuità della pressioni tra le due facce della sezione d'estremità della tubazione di ritorno, ed essendo la pressione presso questa sezione vincolata, in condizioni stazionarie, al valore della colonna fluida in quel punto ( $\rho gh$  se  $h$  è l'affondamento del baricentro della sezione rispetto al pelo libero), non c'è salto di pressione ed il fluido dissipa, come già osservato, l'energia cinetica che possedeva prima di immettersi nel serbatoio.



## Bibliografia

- A. Ghetti: *Idraulica*, Edizioni Libreria Cortina, Padova, 1983, ISBN 88-7784-052-8.
- U. Belladonna: *Elementi di oleodinamica*, Biblioteca Tecnica Hoepli, 2001, ISBN 88-203-2838-0.
- H. Speich, A. Bucciarelli: *Manuale di Oleodinamica*, Tecniche Nuove, Milano, 2002, ISBN 88-481-1042-8.
- R. Della Volpe, *Macchine*, Liguori, Napoli, 1994, ISBN 88-207-2317-4.
- R.H. Perry, D. W. Green: *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, McGraw Hill International Editions (Chemical Engineering Series), ISBN 0-07-115982-7.