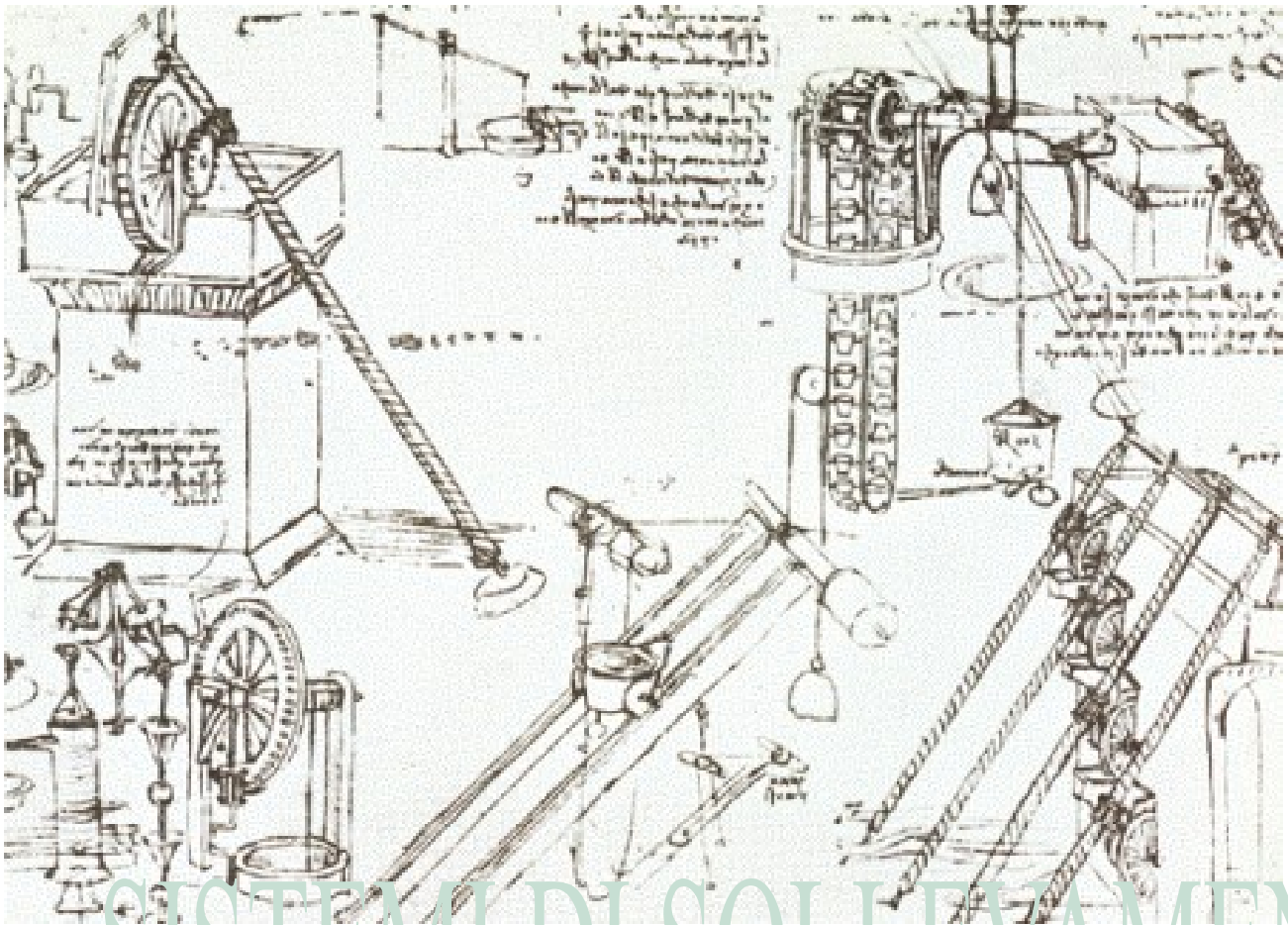




PIER GINO MEGALE



QUADERNI DI IDRAULICA AGRARIA



SISTEMI DI SOLLEVAMENTO

DISPENSE TRATTE DALLE LEZIONI DI IDRAULICA AGRARIA TENUTE PRESSO LA FACOLTÀ DI AGRARIA DELL'UNIVERSITÀ DI PISA

ANNO ACCADEMICO 2006 - 2007

I moderni sistemi di irrigazione non esisterebbero se non esistessero le pompe.

Queste dispense sono state scritte per dare agli studenti della nostra facoltà che seguono il corso di Idraulica agraria, un'idea di che cosa siano le pompe, dei problemi legati al loro impiego e dei procedimenti per la loro soluzione.

In pratica si è cercato di sviluppare in un modo compatibile con le conoscenze di base fornite dai nostri piani di studio un argomento che nei libri di idraulica non occupa più di un paio di pagine.

Pubblicarle in rete è parso il sistema di distribuzione più pratico, moderno ed economico.

INDICE

1. GENERALITÀ SULLE POMPE
 - 1.1. Pompe volumetriche
 - 1.2. Pompe centrifughe
2. ELETTOPOMPE
 - 2.1. Elettropompe comuni
 - 2.2. Elettropompe sommergibili
 - 2.3. elettropompe sommerse
3. UN CENNO SULLE POMPE ASSIALI O AD ELICA
4. PRESTAZIONI DELLE POMPE E LORO RAPPRESENTAZIONE
 - 4.1. Velocità di rotazione
 - 4.2. Curva caratteristica
 - 4.3. Cavitazione, Carico netto assoluto e NPSH
 - 4.4. Potenza assorbita
5. PREVALENZA MANOMETRICA TOTALE
6. PROGETTO DI UN SISTEMA DI SOLLEVAMENTO
 - 6.1. Diametro di massima economia
 - 6.2. Individuazione della pompa
 - 6.3. Dimensionamento della condotta di aspirazione
 - 6.4. Dimensionamento della condotta premente
7. CURVA CARATTERISTICA DELL'IMPIANTO E PUNTO DI FUNZIONAMENTO
8. IMPIANTI DI POMPAGGIO CON PIÙ POMPE
 - 8.1. Pompe in serie
 - 8.2. pompe in parallelo
9. APPENA UN ACCENNO ALLA REGOLAZIONE
10. PROGETTO DI UN SISTEMA DI SOLLEVAMENTO

DEFINIZIONI

Sistema di sollevamento: il complesso costituito dalle condotte di aspirazione, dalle pompe, dalle condotte prementi e dalle relative valvole ed apparati di regolazione, in cui defluisce l'acqua, dai punti di emungimento ai punti di consegna.

Impianto: il sistema delle condotte di aspirazione e prementi e delle relative valvole ed apparati di regolazione.

Impianto di sollevamento: il complesso costituito dalle pompe e dai relativi motori e sistemi di alimentazione, dai collettori, dalle valvole a servizio delle pompe e dei collettori ed eventualmente dalla vasca di captazione e dai sistemi di regolazione.

SISTEMI DI SOLLEVAMENTO

1. GENERALITÀ SULLE POMPE

Quando l'acqua si trova ad una quota inferiore a quella di utilizzazione, oppure quando la pressione necessaria è inferiore a quella disponibile, oppure quando si vuole aumentare la portata di una condotta esistente, è necessario fare ricorso alle *pompe*.

Le *pompe* sono macchine che trasformano l'energia meccanica in energia idraulica, che viene fornita alla corrente che le attraversa essenzialmente in forma di pressione. L'inserimento di una pompa in una sezione di una condotta ha l'effetto di innalzare bruscamente in quella sezione la *linea dei carichi totali* di un'altezza funzione della potenza della pompa e del suo rendimento. Tale altezza prende il nome di *prevalenza della pompa*.

Le pompe da acqua sono fondamentalmente di due tipi: *pompe volumetriche* e *pompe centrifughe*.

1.1. Pompe volumetriche

Le *pompe volumetriche* sono le più antiche. In esse il movimento di un pistone o la dilatazione di una membrana producono l'aspirazione dell'acqua in un cilindro o in una camera attraverso una valvola di ritegno, che ne consente il solo ingresso (Figura 1.1). Nella fase successiva il pistone o la membrana, con movimento inverso, spingono l'acqua fuori dal cilindro o dalla camera attraverso una valvola, che ne consente soltanto l'uscita.

Pompe di questo genere erano già conosciute dai romani che le usavano sulle navi per il prosciugamento le sentine e per l'antincendio (Figura 1.2).



Figura 1.3. Pompa a pedali

Attualmente le pompe volumetriche *manuali* sono destinate ad usi limitati come i travasi, o come pompe di sentina di piccole imbarcazioni.

Non bisogna però sottovalutarne l'importanza nel terzo mondo, specialmente nella versione *a pedali*, grazie alle quali che è stato possibile attenuare la drammaticità delle condizioni igieniche e sanitarie di molte piccole comunità indigene (Figura 1.3).

Abbinata ad una girante eolica a pale danno vita alle note *pompe a vento* (Figura 1.4) che per lungo tempo hanno caratterizzato il panorama della Maremma toscana e laziale. Attualmente le pompe a vento trovano largo impiego nei paesi in via di sviluppo per l'approvvigionamento idropotabile, per l'irrigazione e per l'allevamento del bestiame.

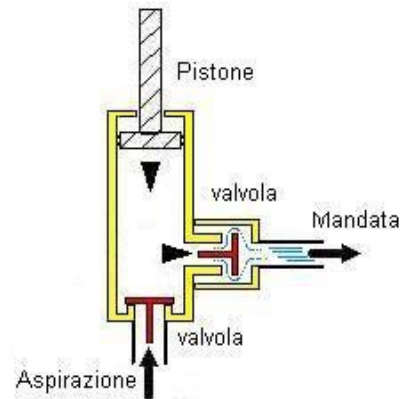


Figura 1.1. Pompa volumetrica a pistone

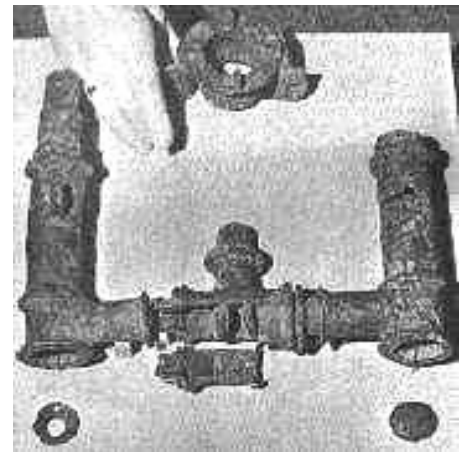


Figura 1.2. Antica pompa romana di sentina.

1.2. Pompe centrifughe

Le *pompe centrifughe* sono più recenti e sono di gran lunga le pompe più impiegate; dai giocattoli ai grandi impianti civili, agricoli ed industriali. Si tratta di pompe fluidodinamiche che si adattano perfettamente all'accoppiamento con motori rotanti.

Sono costituite essenzialmente di due parti (Figura 1.5):

- parte fissa, *corpo*, composta da
 - *bocca di aspirazione*, nel centro della pompa,
 - *diffusore*,
 - *bocca di mandata*, sull'esterno del diffusore;
- parte mobile, *girante*.

L'acqua entra nel centro della pompa tramite la bocca di aspirazione ed è messa in rotazione dalla *girante*, che la spinge verso l'esterno, dove viene convogliata dal *diffusore* verso la bocca di mandata, da cui esce. Per poter funzionare la pompa deve essere piena di acqua, per cui all'ingresso del tubo di aspirazione deve essere posta una valvola di ritegno, *valvola di fondo* (Figura 1.6), che ne impedisca lo svuotamento. Inoltre l'acqua funge da liquido di raffreddamento, per cui il funzionamento a secco danneggia la pompa.

La pompa (Figura 1.7) per funzionare deve essere accoppiata ad un motore che la faccia girare, che in pratica può essere elettrico (elettropompe) o termico (motopompe); in agricoltura sono frequenti le pompe predisposte per l'accoppiamento con la presa di forza del trattore.

In quello che segue ci riferiremo esclusivamente alle elettropompe, essendo di gran lunga le più usate, ed in particolare a quelle per acqua.

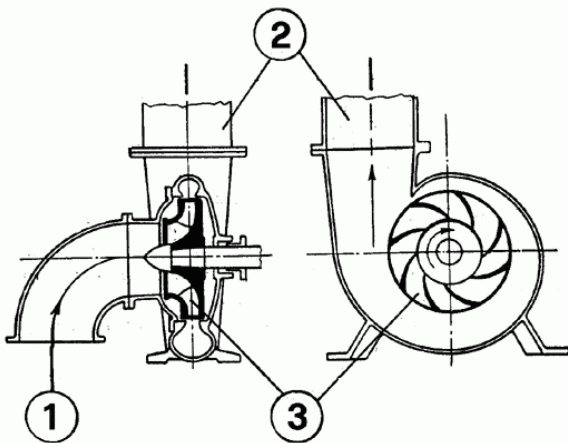


Figura 1.5. Schema di pompa centrifuga: 1) aspirazione, 2) mandata, 3) girante.

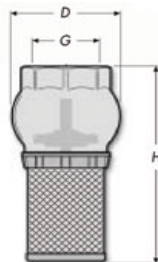


Figura 1.6. Valvola di fondo.



Figura 1.4. Pompa a vento



Figura 1.7. Pompa centrifuga per grandi portate (Caprari).

2. ELETTOPOMPE

Quando una pompa è costituita da un diffusore con una sola girante, la pompa si dice *monostadio* (Figura 2.1). Quando le giranti sono più di una, la pompa si dice *multistadio* o *multicellulare* (Figura 2.2).



Figura 2.1. Pompa monostadio
(Robuschi)

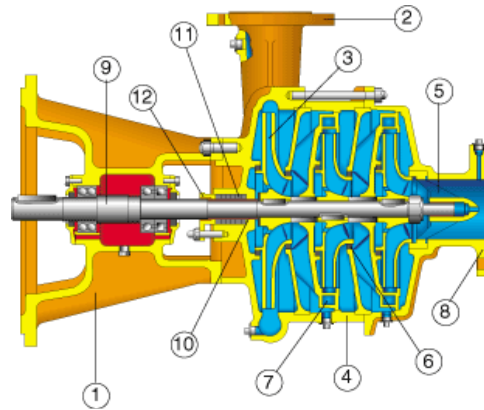


Figura 2.2. Pompa multistadio
(Landini)

Riguardo alle modalità d'impiego le elettropompe possono essere classificate in:

- elettropompe *comuni*;
- elettropompe *sommersibili*;
- elettropompe *sommerse*.

2.1. Elettropompe comuni

Le elettropompe comuni sono le più usuali; sono quelle costruite per funzionare all'asciutto, per cui il motore non ha bisogno di protezioni particolari. Se ne trovano di tutte le dimensioni e sono impiegate in tutti i campi. Generalmente sono ad *asse orizzontale* (Figura 2.3), ma possono essere ad *asse verticale*, monostadio o multistadio. In alcuni modelli ad asse verticale la lunghezza dell'albero di connessione tra motore elettrico e pompa è tale da permettere alla pompa di lavorare sommersa mentre il motore resta fuori dell'acqua (Figura 2.4).

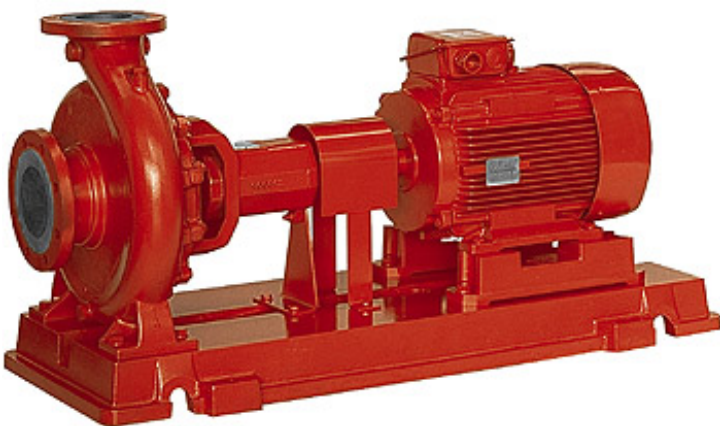


Figura 2.3. Elettropompa ad asse orizzontale
(Salmson)



Figura 2.4. Elettropompa verticale immersa
(Lowara)

2.2. Elettropompe sommergibili

Le elettropompe sommergibili sono pompe ad asse verticale, destinate ad essere installate direttamente nell'acqua sul fondo del bacino di captazione ed a funzionare anche con tiranti molto modesti, non inferiori comunque all'altezza del corpo della pompa, al fine di garantirne il raffreddamento. Manca completamente la condotta d'aspirazione e la relativa connessione, che è sostituita da un breve, ampio imbocco aperto sulla girante.



Figura 2.6. Pompa sommergibile per drenaggio acque sporche (Lowara)

Il motore elettrico e l'accoppiamento con la pompa sono perfettamente stagni, in modo che l'elettropompa possa funzionare anche sommersa, per questo sommergibile, qualora salga il livello dell'acqua nel bacino di captazione.

Le elettropompe sommergibili sono impiegate soprattutto negli impianti di sollevamento delle fognature; sistemi di accoppiamento rapido alla condotta di mandata rendono agevole la loro estrazione e manutenzione (Figura 2.5). Trovano largo impiego anche nel drenaggio di cantine, scavi e cantieri (Figura 2.6) e nel trasporto dei reflui degli allevamenti, perché concepite per funzionare con acque cariche di materiali sospesi.



Figura 2.5. Pompa sommergibile per acque di scarico (Flygt)

2.3. Elettropompe sommerse

Le elettropompe sommerse sono pompe, in genere ad asse verticale, concepite per funzionare sott'acqua.

Tipiche pompe sommerse sono le pompe da pozzo (Figura 2.7), costruite per funzionare in profondità all'interno di tubi di qualche decina di centimetri di diametro. Sono del tipo multistadio con motore inferiore per consentire la connessione col tubo di mandata.

Pompe analoghe vengono installate all'interno delle tubazioni degli acquedotti per aumentare la pressione della rete a valle. Questi dispositivi sono conosciuti col nome di *booster* (Figura 2.8).



Figura 2.8. Booster (Caprari)



Figura 2.7. Pompa da pozzo (Lowara)

3. UN CENNO SULLE POMPE ASSIALI O AD ELICA

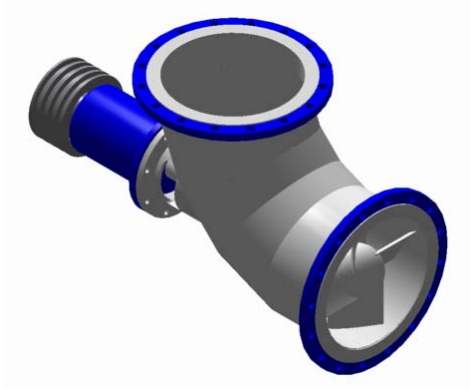


Figura 3.1. Rappresentazione schematica di una pompa ad elica ad asse orizzontale

Quando sono in giuoco grandi portate, migliaia di metri cubi all'ora, e prevalenze di pochi metri si ricorre all'uso di *pompe assiali*. Nella pompa assiale il movimento del fluido è assicurato da un'elica intubata, che spinge il fluido (Figura 3.1). Di solito è configurata come una curva, per consentire il passaggio dell'albero. Spesso le pale dell'elica sono ad angolo variabile per cambiare le prestazioni della pompa ed adattarle alle condizioni di esercizio.

Queste pompe sono impiegate tipicamente negli *impianti idrovori* delle bonifiche a scolo meccanico (Figura 3.2).



Figura 3.2. Piccolo impianto idrovoro con elettropompe ad elica ad asse verticale (Veneroni)

4. PRESTAZIONI DELLE POMPE E LORO RAPPRESENTAZIONE

4.1. Velocità di rotazione

Com'è intuitivo le prestazioni di una pompa dipendono dalla *velocità di rotazione*. In linea di massima si può ammettere che:

- *la portata* è proporzionale alla velocità di rotazione n :

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \quad (4.1)$$

- *la prevalenza* è proporzionale al quadrato della velocità di rotazione:

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \quad (4.2)$$

- *la potenza assorbita* è proporzionale al cubo della velocità di rotazione:

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^3 \quad (4.3)$$

- *il rendimento* è praticamente indipendente dalla velocità di rotazione.

A parità di velocità di rotazione la *prevalenza*, in pratica il salto di pressione fornito dalla pompa, diminuisce all'aumentare della *portata erogata*. Le curve che rappresentano l'andamento della prevalenza al variare della portata ad una certa velocità di rotazione prendono il nome di *curve caratteristiche* della pompa.

Nella Figura 4.1, a tratto continuo, sono riportate le curve caratteristiche di una pompa monostadio ad asse orizzontale corrispondenti a quattro velocità di rotazione, tratte dal catalogo della ditta costruttrice. Le curve sono definite empiricamente. Con linea tratteggiata sono riportate le curve caratteristiche costruite per le varie velocità sulla base delle relazioni precedenti a partire dalla velocità di rotazione più bassa, 1450 giri al minuto. Tali relazioni risultano sostanzialmente confermate.

I *motori elettrici* usualmente accoppiati alle pompe, di tipo asincrono, hanno la caratteristica di mantenere pressoché costante la velocità di rotazione indipendentemente dal carico, adeguando l'assorbimento di corrente elettrica. La *velocità di rotazione* è legata alla *frequenza* di rete¹, f , ed al *numero di coppie polari* del motore, cp . Il suo valore effettivo è di poco inferiore alla velocità di sincronismo, data in giri a minuto, n , da:

$$n = 60 \frac{f}{cp} \quad (4.4)$$

Nel mondo la frequenza di rete è usualmente di 50 Hz. Fanno eccezione Canada, Stati Uniti, Messico, Brasile e pochi altri, che adottano una frequenza di 60 Hz.

I motori elettrici più frequentemente accoppiati alle pompe hanno una o due coppie polari, con velocità di rotazione di poco inferiori a 3000 e 1500 giri al minuto, rispettivamente. Di conseguenza una *elettropompa* può funzionare soltanto ad un'unica *velocità di rotazione*, quella del motore elettrico abbinato e quindi possiede un'unica *curva caratteristica*.

Da alcuni anni sono comparsi sul mercato dei dispositivi elettronici, detti *inverter*, capaci di modificare la *frequenza* di una corrente alternata. L'uso di tali dispositivi si sta diffondendo rapidamente per variare il numero di giri delle elettropompe, sia per ridurre i fenomeni di moto vario all'accensione ed all'arresto delle pompe, sia per migliorare la regolazione delle portate sugli impianti. In mancanza delle curve caratteristiche sperimentali, attraverso le relazioni 4.1 e 4.2 si possono costruire le curve caratteristiche di una elettropompa per varie velocità di rotazione partendo da quella a velocità standard.

4.2. Curva caratteristica

Come già sopraccennato la *curva caratteristica* di una pompa è il diagramma che fornisce, per una data velocità di rotazione, la *prevalenza* della pompa in funzione della *portata erogata* (Figura 4.6. A).

La curva caratteristica è una curva sperimentale fornita dal costruttore ed è la base per la scelta della pompa.

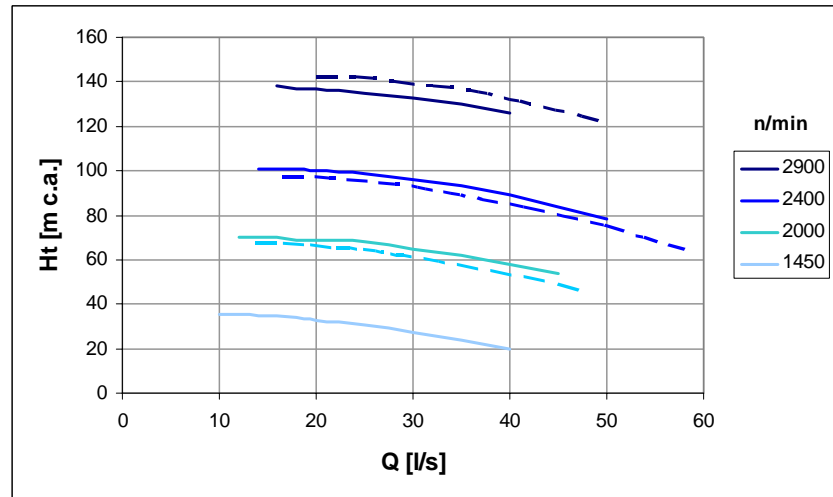


Figura 4.1. Curve caratteristiche reali di una pompa per diverse velocità di rotazione e curve attese in base al rapporto di velocità.

¹ La frequenza è misurata in Hertz (Hz), numero di cicli al secondo.

4.3. Cavitazione, Carico netto assoluto e NPSH

Quando in un punto di un liquido la pressione scende al disotto della *tensione di vapore*, si produce *cavitazione*, ovvero evaporazione all'interno del liquido con formazione di bolle di vapore. Il fenomeno è analogo all'ebollizione; in questo caso aumentando la temperatura cresce la tensione di vapore fino a superare la pressione del liquido e le bolle che si formano sono stabili in quanto il vapore viene a trovarsi alla stessa pressione del liquido. La cavitazione, al contrario, si manifesta per un calo improvviso di pressione nel liquido, mentre temperatura, e quindi tensione di vapore, restano costanti; in questo caso le bolle di vapore sono instabili e come la pressione torna a superare la tensione di vapore, la sostanza torna alla fase liquida e la bolla implode istantaneamente. La *temperatura* ha una notevole influenza sulla cavitazione, poiché altera la tensione di vapore. Se la temperatura aumenta, la maggiore tensione di vapore facilita la cavitazione (Figura 4.2).

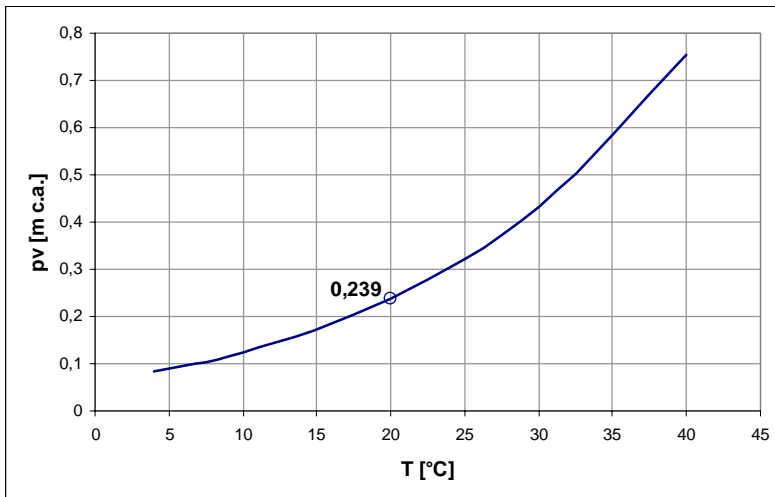


Figura 4.2. Tensione di vapore dell'acqua al variare della temperatura

girante di una pompa centrifuga danneggiata dall'effetto della cavitazione.

La tendenza di una pompa alla cavitazione è espressa dal *Carico netto assoluto*², \mathcal{H}_0 , che esprime la differenza tra il *carico totale assoluto*, $\mathcal{H}_a + h_0$, nella sezione d'ingresso nella girante e la *tensione di vapore*, h_v , del liquido nella stessa sezione espressa in altezza di colonna liquida, $h_v = p_v/\gamma$.

$$\mathcal{H}_0 = \mathcal{H}_a + h_0 - h_v$$

con:

\mathcal{H}_a - carico totale relativo nella sezione di aspirazione,

h_0 - pressione atmosferica,

h_v - tensione di vapore del liquido,

espressi in altezza di colonna liquida.

Quando \mathcal{H}_a è negativo rispetto alla pressione atmosferica (depressione), la precedente diventa:

$$\mathcal{H}_0 = h_0 - \mathcal{H}_a - h_v \quad (4.5)$$

² Nella letteratura anglosassone questo parametro prende il nome di NPSH (a) *Net Positive Suction Head (available)*, *disponibile*, per distinguerlo dall'analogo NPSH (r) *Net Positive Suction Head (required)*, *necessario* perché non si produca cavitazione, richiamato di seguito.

temperatura aumenta, la maggiore tensione di vapore facilita la cavitazione (Figura 4.2).

Nelle pompe la cavitazione può verificarsi in aspirazione, quando questa avvenga in condizioni di bassa pressione. Le bolle di vapore che si formano all'ingresso della pompa attraversano la girante ed implodono violentemente alla uscita per l'aumento di pressione, producendo un rumore caratteristico, come se la pompa stesse facendo passare della ghiaia [Wikipedia]. La presenza di liquido e di vapore provoca calo di efficienza e rumorosità e danneggia la pompa per corrosione dei materiali.

La Figura 4.3 mostra la gi-



Figura 4.3. Danni provocati dalla cavitazione alla girante di una pompa [Wikipedia]

Il carico netto assoluto minimo richiesto perché non si verifichino fenomeni di cavitazione, **NPSH** (Net Positive Suction Head) è fornito dal costruttore in funzione della portata (Figura 4.6. B). L'installazione della pompa deve avvenire in maniera che il *carico netto assoluto* che si produce alla bocca d'aspirazione della pompa per la portata d'esercizio, sia maggiore dell'**NPSH** indicato dal costruttore per la medesima portata:

$$h_0 - \mathcal{H}_a - h_v > NPSH$$

ovvero,

$$\mathcal{H}_a = z_a + H_a < h_0 - h_v - NPSH \quad (4.6)$$

considerato, vedasi lo schema in Figura 4.4, che il carico totale relativo \mathcal{H}_a è dato dalla somma di z_a , altezza della pompa sull'acqua, e di H_a , perdite di carico nella condotta aspirate. Queste ultime a loro volta sono date dalla somma della perdita d'imbocco nella valvola di fondo, δ_a , e di quella dovuta alle perdite uniformemente distribuite, $J_a L_a$. Per essere certi che non vi sia cavitazione si deve fare in modo che la relazione 4.6 sia rispettata, agendo sulla posizione della pompa e sul diametro della aspirante.

Nel caso in cui si debba pompare acqua con una temperatura di 25 °C e l'impianto di sollevamento si trovi a 350 m sul livello del mare, dal diagramma di Figura 4.5 si ricava $h_0 = 9,9$ m e dal diagramma di Figura 4.2 si ricava $h_v = 0,33$ m. Quindi deve essere $\mathcal{H}_a < 9,6 - NPSH$. Se la pompa da installare ha, alla portata di esercizio, un NPSH di 4,5 m, dovrà risultare $\mathcal{H}_a < 5,1$ m.

In pratica per acqua a 20 °C e per altitudini al disotto di 100 m s.l.m.:

$$\mathcal{H}_a < 10 - NPSH.$$

4.4. Potenza assorbita

La prevalenza di una pompa rappresenta l'*energia specifica*, ovvero l'energia meccanica per unità di peso del liquido in movimento, fornita dalla pompa al liquido stesso. Il peso del liquido in movimento che attraversa la pompa nell'uni-

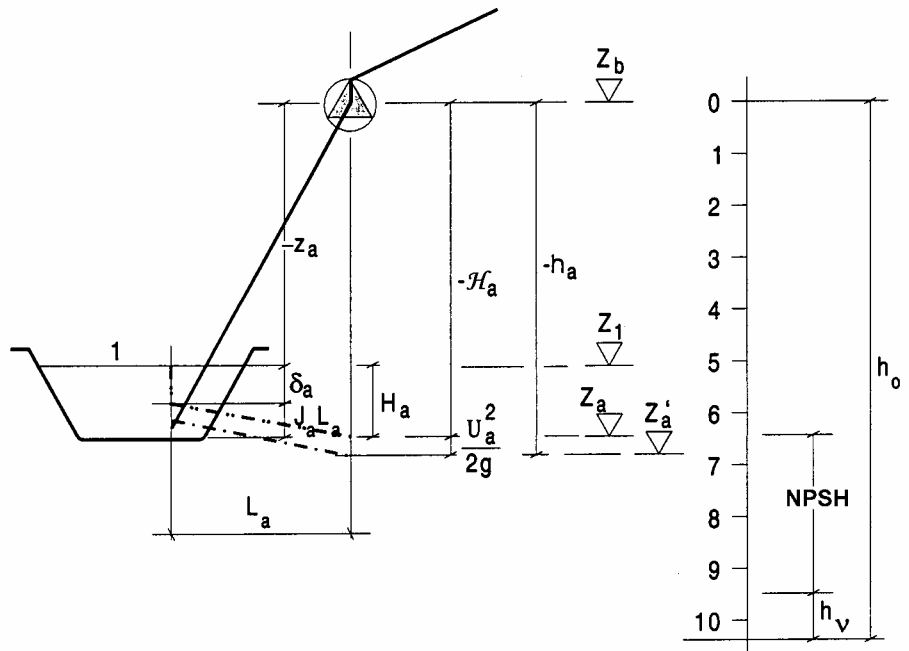


Figura 4.4. Linea dei carichi totali di una condotta di aspirazione di una pompa posta al disopra del livello dell'acqua nel bacino di captazione.

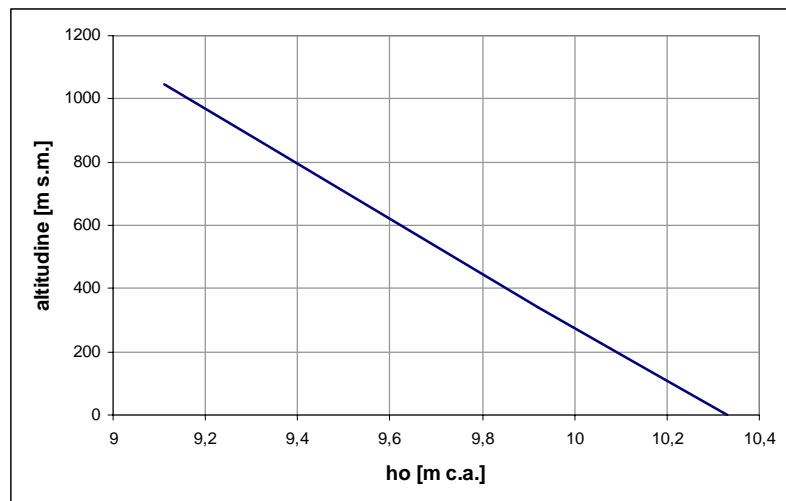


Figura 4.5. Altitudine e relativa pressione atmosferica

tà di tempo è dato dalla portata per il suo peso specifico.

L'energia fornita al liquido nell'unità di tempo, ossia la *potenza erogata*, è quindi uguale a $H Q \gamma$.

Se ν è il *rendimento* complessivo della pompa e del motore elettrico, la *potenza assorbita* risulta:

$$P = \frac{H Q \gamma}{\nu} \quad (4.7)$$

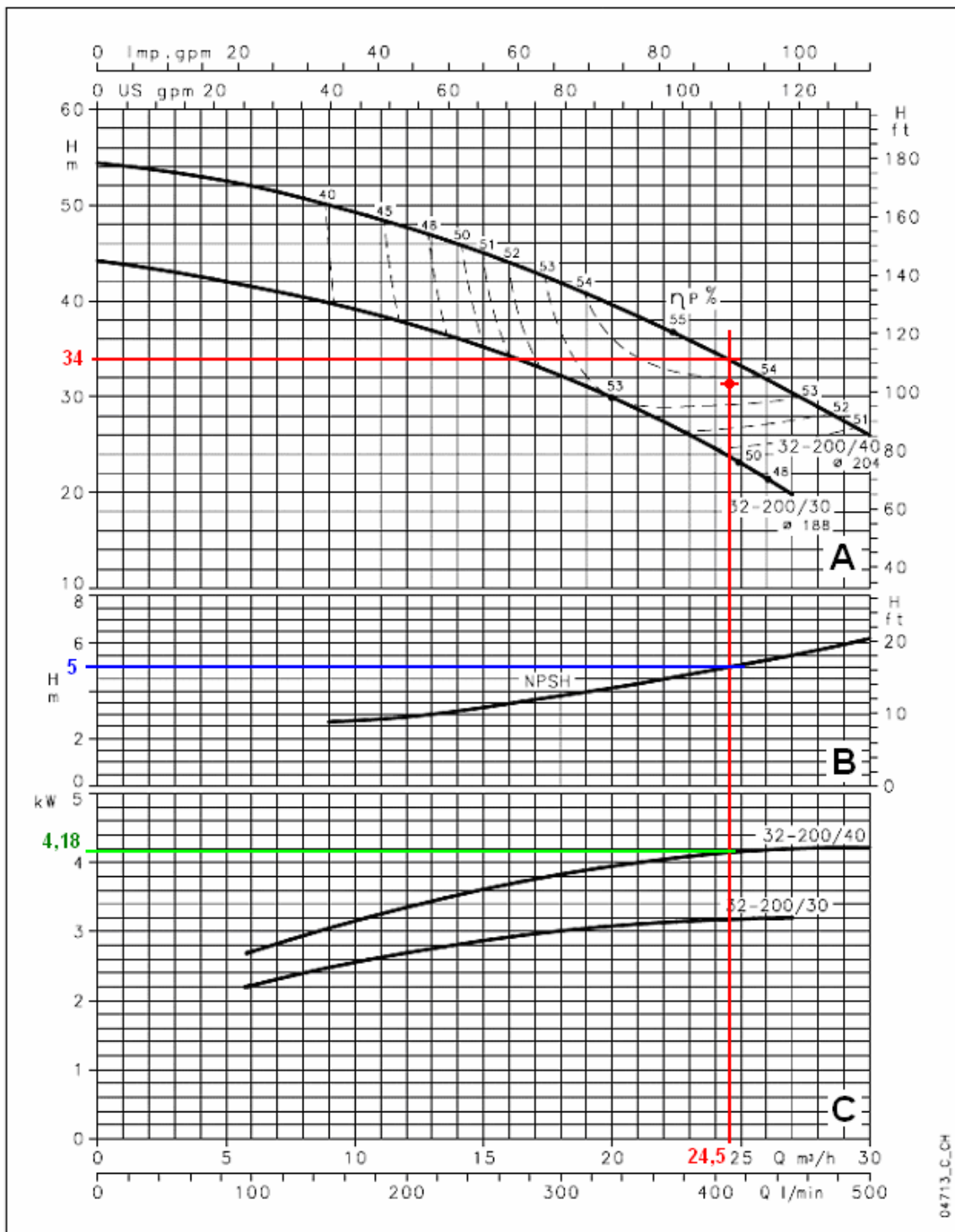


Figura 4.6. Rappresentazione delle caratteristiche di funzionamento delle pompe. In funzione della portata: A) prevalenza (Curva caratteristica); B) NPSH; C) potenza assorbita (tratta dal catalogo Lowara).

Nel sistema tecnico (m, kgf, s) la potenza si misura in *Chilogrammetri al secondo* (kgm/s): dividendo per 75 si ottiene la potenza in *Cavalli vapore* (CV); moltiplicando per 9,81, orientativamente per 10, la si ottiene in Watt (W).

Usualmente la potenza assorbita è indicata dal costruttore tramite la curva che ne fornisce il valore in funzione della portata (Figura 4.6. C).

Insieme alla potenza assorbita viene fornito anche il rendimento, anche in questo caso in funzione della portata. Nel caso dei diagrammi della Figura 4.6, relativo a due pompe (32-200/30 e 32-200/40), il rendimento è riportato sulle curve caratteristiche in forma di curve di livello.

5. PREVALENZA MANOMETRICA TOTALE

La Figura 5.1 rappresenta lo schema di un impianto pompaggio a servizio di un acquedotto che alimenti, per esempio, di un impianto di irrigazione. Il sistema è composto da una *condotta di aspirazione*, una *pompa* ed una *condotta premente*. L'acqua, prelevata da un canale, da un pozzo o da una vasca, schematizzati dal serbatoio in basso, è sollevata fino alla quota dell'impianto, rappresentata dalla quota del boccaglio degli irrigatori; all'impianto va garantita una certa pressione di esercizio p_e .

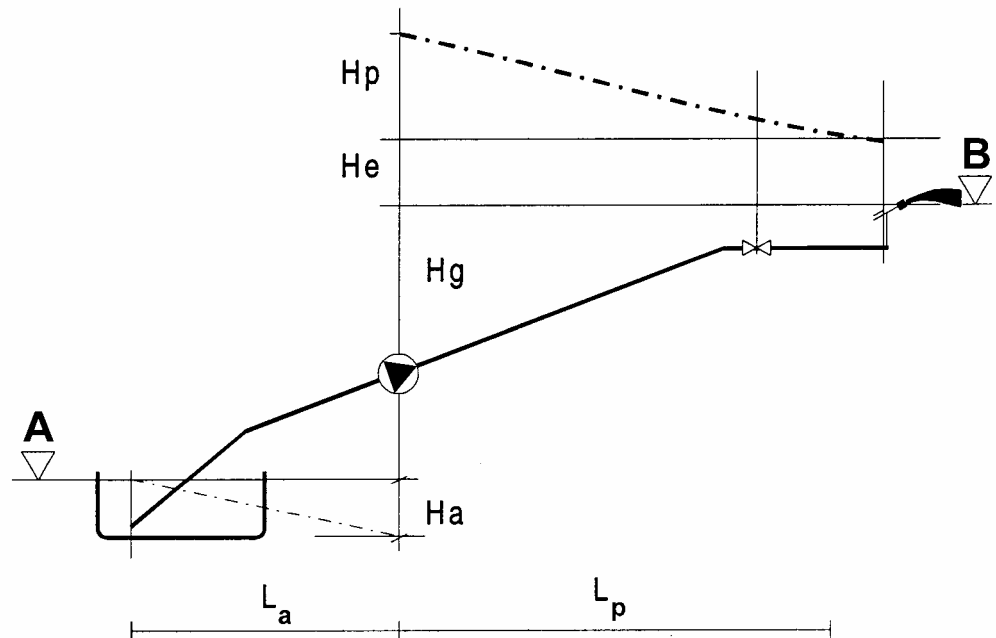


Figura 5.1. Schema di un impianto di pompaggio

La prevalenza della pompa alla portata di esercizio dovrà essere tale da:

- vincere il dislivello tra la quota dell'acqua nella sezione di partenza e quella nella sezione di arrivo;
- compensare le perdite di carico nella condotta di aspirazione e nella condotta premente;
- assicurare all'impianto la pressione richiesta.

Pertanto la prevalenza della pompa deve essere:

$$H_T = H_g + H_a + H_p + H_e \quad (5.1)$$

dove:

H_g - altezza geodetica o dislivello, $z_B - z_A$;

H_a - perdita di carico nella condotta di aspirazione, $J_a L_a + \Sigma \delta_a$;

H_p - perdita di carico nella condotta premente, $J_p L_p + \Sigma \delta_p$;

H_e - altezza piezometrica di esercizio, p_e / γ .

L'alteza H_T prende il nome di *Prevalenza manometrica totale*.

6. PROGETTO DI UN SISTEMA DI SOLLEVAMENTO

6.1. Diametro di massima economia

Il progetto di un sistema di sollevamento consiste, *data la portata di esercizio*, nella determinazione dei diametri dell'aspirante e della premente e nella scelta della pompa, o delle pompe, dell'impianto. Mentre l'altezza geodetica e l'altezza di esercizio sono dati invariabili del progetto, le perdite di carico nelle condotte dipendono dal loro diametro. Se aspirante e premente hanno lo stesso diametro ed è nulla la pressione d'esercizio (Figura 6.1), la prevalenza manometrica totale vale:

$$H_T = H_g + H_a + H_p = H_g + JLa + Jlp = H_g + JL$$

Alla condotta può essere assegnato qualunque diametro purchè la pompa venga dimensionata di conseguenza. Adottando un diametro piccolo, crescono le perdite di carico nella condotta, JL , aumenta la prevalenza manometrica totale ed è quindi necessaria una pompa più potente. Adottando un diametro grande, si riducono le perdite e di conseguenza si riduce la potenza della pompa da installare. Il problema risulta pertanto indeterminato. Per la sua determinazione si ricorre a considerazioni di tipo economico.

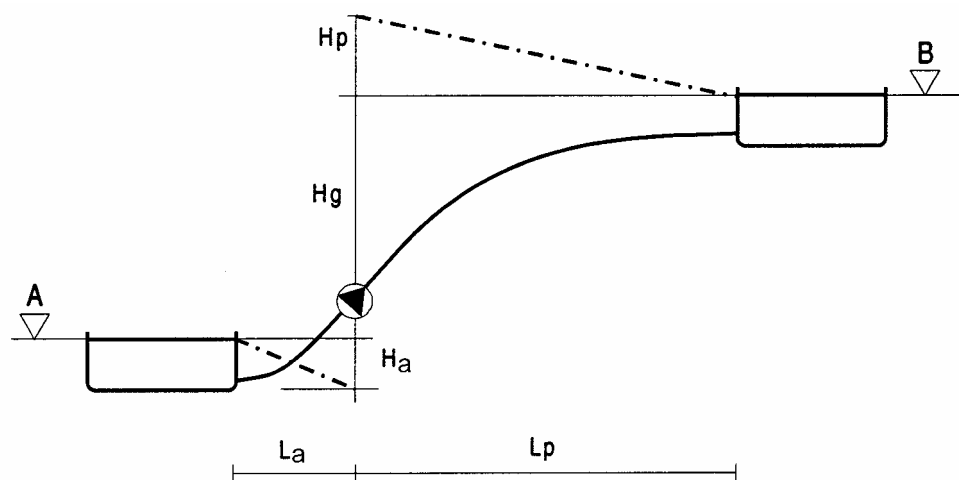


Figura 6.1. Schema di un impianto di sollevamento tra due serbatoi

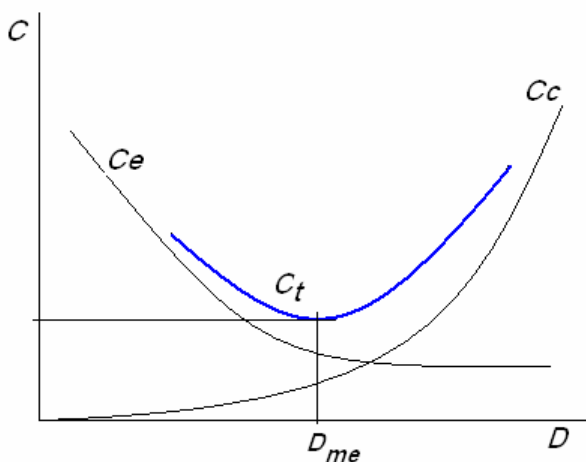


Figura 6.2 . Diametro di massimo tornaconto

Aumentando il diametro della condotta, aumenta il *costo di costruzione*, C_c , dell'impianto, ma si riduce il consumo di energia e quindi il *costo di esercizio*, C_e , e viceversa. Portando su un grafico (Figura 6.2) in funzione del diametro della condotta, il costo di costruzione in forma di rateo annuo di ammortamento ed il costo annuo di esercizio, si individuano due curve, la prima crescente e la seconda decrescente, la somma delle cui ordinate rappresenta il costo totale annuo dell'impianto, C_t , per il periodo di ammortamento. In corrispondenza del minimo della curva C_t si individua il diametro da adottare, D_{me} , essendo quello di *massima economia* o massimo tornaconto.

In pratica, dovendo usare tubi con diametri di serie, l'individuazione del diametro di

massima economia avviene calcolando costo di costruzione e costo di esercizio per un certo numero di diametri commerciali della premente, o loro combinazione, essendo trascurabile l'incidenza del tratto aspirante in genere corto, ed adottando quello a cui compete il costo totale d'impianto più basso.

6.2. Individuazione della pompa

Le elaborazioni per l'individuazione analitica del diametro di massima economia mostrano che ad esso corrisponde una velocità praticamente indipendente dalla portata, funzione del periodo di funzionamento nell'anno. Se il funzionamento è continuo tale velocità si aggira attorno ad 1 m/s e sale per impianti con funzionamento stagionale, come avviene per gli impianti irrigui.

1) Avendo a che fare con un problema indeterminato, per individuare il diametro D_o della condotta premente, attorno al quale orientare la individuazione del diametro di massima economia, si fissa una velocità di predimensionamento, U_o , verosimilmente prossima a quella che dà luogo al massimo tornaconto in funzione del periodo di funzionamento:

Periodo di funzionamento mesi per anno	Velocità di predimensionamento m/s
12	1
6	1,2
4	1,5

$$A_o = \frac{Q}{U_o} = \frac{\pi D_o^2}{4} \quad D_o = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi U_o}} \quad (6.1)$$

2) Si calcolano le perdite di carico nella condotta di aspirazione e nella premente attribuendo ad entrambe il diametro D_o e trascurando le perdite localizzate:

$$H_a + H_p = J(L_a + L_p) = k \frac{Q^2}{D_o^m} L \quad (6.2)$$

3) Con la 6.2 si determina la prevalenza manometrica totale di predimensionamento:

$$H_{T_o} = H_g + H_e + k \frac{Q^2}{D_o^m} L \quad (6.3)$$

4) Tramite le curve caratteristiche delle pompe utilizzabili si individua quella che per la portata Q fornisce la prevalenza H più bassa tra quelle maggiori di H_{T_o} (Figura 4.6. A) e la si assume come pompa dell'impianto. La scelta della pompa sarà orientata verso quei modelli che forniscono per la portata richiesta il rendimento migliore.

6.3. Dimensionamento della condotta di aspirazione

5) Così individuata la pompa, se ne ricava l' $NPSH$ per la portata Q dalla curva relativa (Figura 4.6.B). Stabilita la posizione della pompa, e quindi la sua altezza sull'acqua Z_a , si determinano le perdite di carico nella condotta di aspirazione, H_a , che non devono essere superate per non avere cavitazione, tramite la relazione 4.6.:

$$H_a = J_a L_a + \delta a \leq 10 - NPSH - Z_a \quad (6.4)$$

Il diametro della condotta di aspirazione dovrà essere tale che la cadente, J_a , e la perdita di carico localizzata nella valvola di fondo, δa , soddisfino la 6.4 per la portata di esercizio.

In pratica, quindi, il dimensionamento della condotta di aspirazione è legato soltanto alla scelta della pompa, di cui possiamo dire fa parte integrante.

6.4. Dimensionamento della condotta premente

6) Nota la prevalenza della pompa e le perdite di carico nella condotta di aspirazione, è possibile determinare la perdita di carico da attribuire alla condotta premente:

$$H_p = H - H_g - H_a - H_e \quad (6.5)$$

e quindi cadente e diametro:

$$J_p = \frac{H_p}{L_p} \quad D_p = \left(k \frac{Q^2}{J_p} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (6.6)$$

Sicuramente il diametro D_p non risulterà di serie e si dovrà procedere alla realizzazione di una condotta bidiametra. Siano D_{p1} e D_{p2} diametri commerciali, tali che $D_{p1} < D_p < D_{p2}$. Le lunghezze da assegnare a ciascun diametro saranno, come noto:

$$L_{p1} = L_p \frac{J_p - J_{p2}}{J_{p1} - J_{p2}} \quad L_{p2} = L_p \frac{J_p - J_{p1}}{J_{p2} - J_{p1}} \quad (6.7)$$

essendo:

$$J_{p1} = k \frac{Q^2}{D_{p1}^m} \quad J_{p2} = k \frac{Q^2}{D_{p2}^m}$$

7. CURVA CARATTERISTICA DELL'IMPIANTO E PUNTO DI FUNZIONAMENTO

Si consideri un impianto costituito, per esempio, dalla condotta di aspirazione e dalla condotta premente di un sistema di sollevamento. La portata che vi defluisce dipende dalla differenza tra l'energia del liquido all'entrata e quella all'uscita dell'impianto, ossia dalla differenza del *carico totale*.

Prende il nome di *Caratteristica dell'impianto* la relazione tra la portata che defluisce nell'impianto e la differenza del carico totale, H_I , che la produce.

Nel caso di un sistema di sollevamento si avrà:

$$H_I = z_B - z_A + \frac{P_e}{\gamma} + J_a(Q) L_a + \sum \delta a(Q) + J_p(Q) L_p + \sum \delta p(Q) \quad (7.1)$$

essendo:

- z_B - quota dell'acqua all'uscita dall'impianto;
- z_A - quota dell'acqua all'entrata nell'impianto;
- p_e - pressione di esercizio richiesta all'uscita dall'impianto;
- $J_a(Q)$ - cadente della condotta di aspirazione;
- $\delta a(Q)$ - perdite di carico localizzate nella condotta di aspirazione;
- $J_p(Q)$ - cadente della premente;
- $\delta p(Q)$ - perdite di carico localizzate nella premente.

Riportando sul piano (Q, H) la curva che rappresenta la caratteristica dell'impianto e la curva caratteristica della pompa installata sull'impianto stesso, si individua nel punto di intersezione

delle due curve il punto di funzionamento del sistema di sollevamento e quindi la portata che defluisce nell'impianto e la prevalenza fornita dalla pompa (Figura 7.1).

ESEMPIO

Si voglia determinare il punto di funzionamento di un sistema di sollevamento costituito dalla maggiore delle due pompe di Figura 4.6, che tramite una tubazione in PEAD PN10 del diametro nominale DN90, lunga 2500 m, alimenta un irrigatore con ugello da 12 mm di diametro, vincendo un dislivello di 5 m. La condotta di aspirazione è in acciaio zincato da 4" ed è lunga 8 m.

La caratteristica di un irrigatore è

$$Q = \mu A_d \sqrt{2g h_e}$$

con A_d area dell'ugello e μ coefficiente di efflusso. Esplicitando in

$$h_e = \frac{p_e}{\gamma} = \frac{Q^2}{2g \mu^2 A_d^2}$$

ed applicando per le cadenti la formula di Manning-Strickler, la relazione 7.1 nel caso in esame diventa:

$$H_I = z_B - z_A + \frac{Q^2}{2g \mu^2 A_d^2} + \frac{10,3}{k_{s,a}^2} \frac{Q^2}{Da^{5,33}} La + \beta a \frac{Q^2}{2g Aa^2} + \frac{10,3}{k_{s,p}^2} \frac{Q^2}{Dp^{5,33}} Lp$$

Essendo:

- $z_B - z_A = 5$ m dislivello geodetico
- $\frac{p_e}{\gamma} = h_e = 4,42 \times 10^6 Q^2$, posto $\mu = 0,95$ e $A_d = \frac{0,012^2 \pi}{4} = 0,113 \times 10^{-3}$
- $La = 8$ m lunghezza dell'aspirante
- $Da = 0,107$ m diametro interno dell'aspirante
- $Aa = 0,009$ m² sezione interna dell'aspirante
- $k_{s,a} = 100$ indice di scabrezza per l'acciaio zincato
- $\beta a = 15$ coefficiente della perdita localizzata nella valvola di fondo
- $Lp = 2500$ m lunghezza della premente
- $Dp = 0,079$ m diametro interno della premente
- $k_{s,p} = 120$ indice di scabrezza per tubo liscio

sostituendo nella precedente si ottiene:

$$H_I = 5 + 4,42 \times 10^6 Q^2 + \frac{10,3}{100^2} \frac{Q^2}{0,107^{5,33}} \times 8 + 15 \times \frac{Q^2}{2 \times 9,81 \times 0,009^2} + \frac{10,3}{120^2} \frac{Q^2}{0,079^{5,33}} \times 2500$$

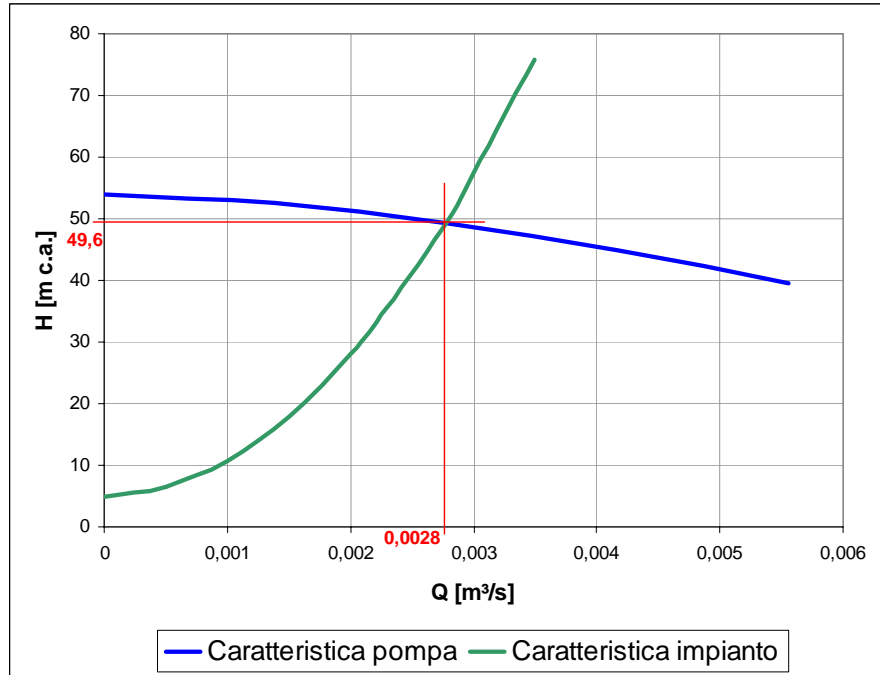


Figura 7.1. Determinazione del punto di funzionamento

ovvero:

$$H_l = 5 + 5,774 \times 10^6 Q^2$$

rappresentata dalla curva verde di Figura 7.1. La portata di funzionamento è di $0,0028 \text{ m}^3/\text{s}$ ($2,8 \text{ l/s}$) che corrisponde ad una pressione all'irrigatore di circa $3,3 \text{ bar}$, idonea a garantire una buona polverizzazione del getto. La prevalenza fornita dalla pompa è di circa 50 m c.a.

8. IMPIANTI DI POMPAGGIO CON PIÙ POMPE

Normalmente gli impianti di pompaggio sono realizzati collegando di più pompe, per renderne più flessibile l'esercizio e più agevole ed affidabile la gestione. Dalle curve caratteristiche delle pompe impiegate si risale alla curva caratteristica dell'impianto di pompaggio o del complesso di pompe in funzionamento simultaneo, a cui si fa riferimento per tutti i calcoli come curva caratteristica della *pompa equivalente*.

8.1. Pompe in serie

Quando la mandata di una pompa è collegata con l'aspirazione di un'altra pompa, le pompe sono collegate in serie (Figura 8.1).

In questo caso in tutte le pompe defluisce la stessa portata e la prevalenza del sistema è uguale alla somma delle prevalenze delle pompe a quella stessa portata. La curva caratteristica del sistema si ottiene sommando le *ordinate* delle curve caratteristiche di ciascuna pompa.

In Figura 8.1 sono riportate le curve caratteristiche dell'accoppiamento in serie della pompa **A** con una o due pompe **B**. In entrambi i casi la curva caratteristica del sistema coincide con quella della pompa **A**, a partire dall'ascissa corrispondente alla massima portata della pompa **B**, in quanto per portate superiori il contributo della pompa **B** si annulla. Questa considerazione è meramente teorica in quanto in tali condizioni la pompa **B** costituirebbe un ostacolo al regolare deflusso prodotto dalla pompa **B**.

L'adozione di sistemi di pompe in serie è piuttosto inusuale; quando siano necessarie forti prevalenze si ricorre all'impiego di pompe multistadio (Figura 2.2), il cui funzionamento, comunque, si basa sui medesimi principi.

8.2. Pompe in parallelo

Quando più pompe hanno in comune il bacino di captazione, o il collettore di aspirazione, ed il collettore di mandata, le pompe sono collegate in parallelo (Figura 8.2).

In questo caso tutte le pompe funzionano alla stessa prevalenza, data dalla differenza tra il carico totale nel collettore di mandata e quello nella camera di captazione e la portata del sistema è uguale alla somma delle portate delle pompa a quella prevalenza. La curva caratteristica del sistema si ottiene quindi sommando le *ascisse* delle curve caratteristiche di ciascuna pompa.

In Figura 8.2 sono riportate le curve caratteristiche dell'accoppiamento in parallelo della pompa **A** con una o due pompe **B**. In entrambi i casi la curva caratteristica del sistema coincide con quella della sola pompa **A** fino all'ordinata corrispondente alla massima prevalenza della pompa **B**, in quanto per prevalenze superiori il contributo della pompa **B** si annulla. La presenza di una valvo-

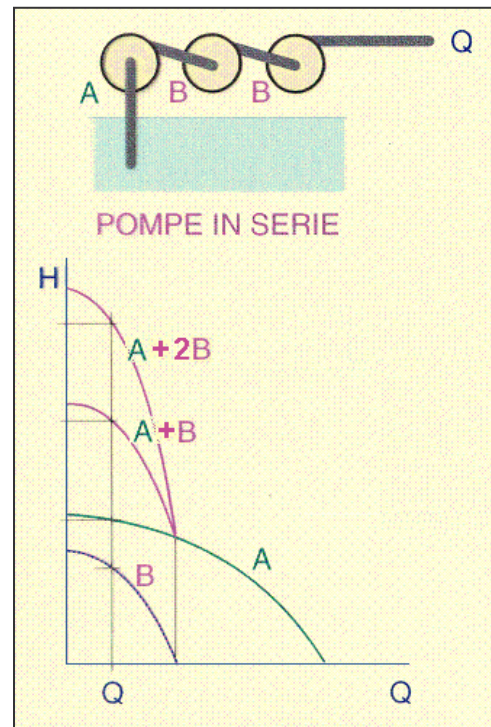


Figura 8.1. Pompe in serie: curva caratteristica

la di ritengo sull'allacciamento al collettore impedisce il reflusso dell'acqua pompata dalla pompa A attraverso le pompe B.

L'impiego di sistemi di pompe in parallelo è usuale, in quanto permette di modulare la portata con variazioni di pressione limitate, ma l'argomento merita qualche riflessione ed approfondimento.

In Figura 8.3 è riportata la caratteristica di un acquedotto che trasporta acqua da un serbatoio ad un altro posto più in alto di 54 m e distante 1290 m, con una condotta in acciaio per acqua, serie normale, DN200. L'impianto di sollevamento è costituito da 3 pompe uguali in parallelo, di cui una di riserva attiva. L'impianto può lavorare con una o due pompe in funzione della portata che affluisce al serbatoio inferiore, secondo le curve caratteristiche riportate sullo stesso diagramma.

Per quanto le perdite di carico, H_p , incidano sulla prevalenza di esercizio molto meno del dislivello, H_g , passando dal funzionamento con una pompa a quello con due pompe, la portata aumenta soltanto del 50%, perché le maggiori perdite prodotte dall'aumento di portata fanno sì che la prevalenza necessaria sia maggiore.

Lo stesso fenomeno si verificherebbe anche se fosse impiegata una pompa più potente abbinata ad un inverter (Figura 8.4). Comunque in entrambi i casi il funzionamento del sistema non è minimamente compromesso.

Non altrettanto avviene quando, come nel caso dell'irrigazione, la portata dell'impianto dipenda dalla pressione di esercizio p_e .

Si consideri di nuovo il caso dell'esempio di pagina 14, relativo al funzionamento di una pompa che alimenta un irrigatore. Si supponga ora che l'impianto di irrigazione sia composto da 2 irrigatori,

che possano funzionare separatamente o contemporaneamente e che sia installata una seconda pompa in parallelo, da avviare quando siano in funzione entrambi gli irrigatori.

Si tratta di uno schema molto semplificato del funzionamento a domanda di una rete irrigua a servizio di un comprensorio articolato su 2 sole utenze, che possono irrigare separatamente o contemporaneamente a volontà.

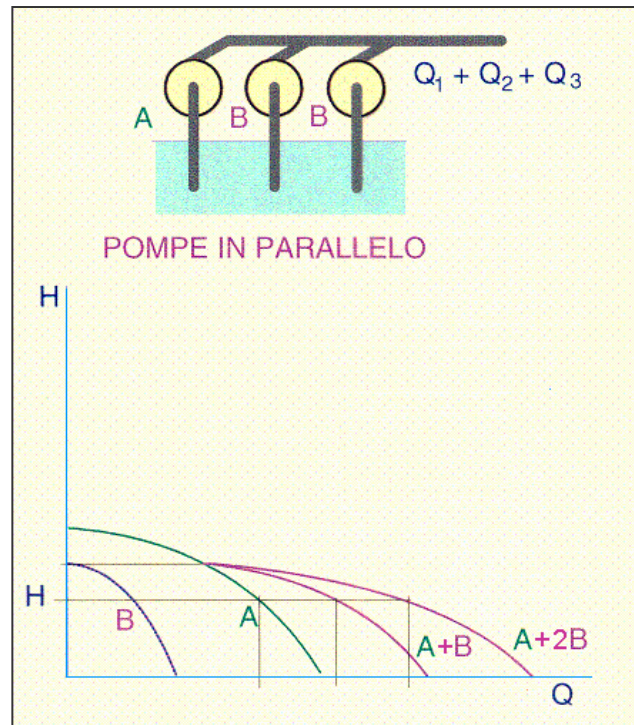


Figura 8.2. Pompe in parallelo: curva caratteristica

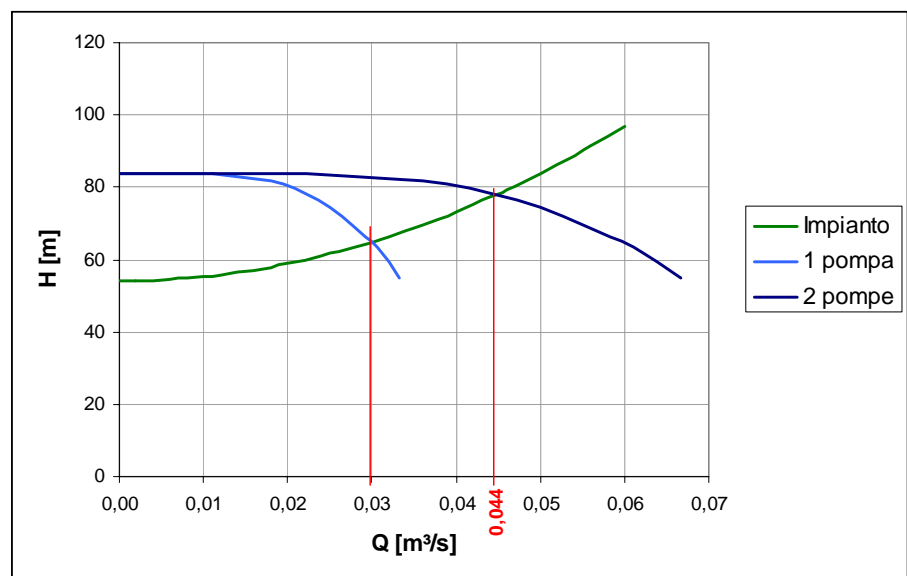


Figura 8.3. Punto di funzionamento con una pompa o due pompe in parallelo

Nel diagramma di Figura 8.5 sono riportate con i colori più chiari le curve caratteristiche della pompa e dell'impianto, già viste in Figura 7.1. Con linea tratteggiata è riportata la *caratteristica* dell'irrigatore, esplicitata in funzione della portata, $h_e = h_e(Q)$: alla pressione di **33 m c.a.** l'irrigatore eroga **2,8 l/s**, funzionando regolarmente.

Se si fa funzionare anche il secondo irrigatore e contemporaneamente si avvia la seconda pompa, le curve caratteristiche sono quelle di colore più scuro e la corrispondente curva tratteggiata rappresenta la legge caratteristica dei due irrigatori in parallelo (a parità di pressione la portata raddoppia).

Il punto di funzionamento si individua alla portata di $0,0044 \text{ m}^3/\text{s}$ e ad una prevalenza di poco superiore a 50 m. La pressione di funzionamento degli irrigatori è adesso di **21 m c.a.** e la portata di ciascuno di essi è di **2,2 l/s**. Quindi, non soltanto si ha una portata sensibilmente più bassa di quella richiesta, ma si ha anche un cattivo funzionamento degli irrigatori a causa della bassa polverizzazione del getto.

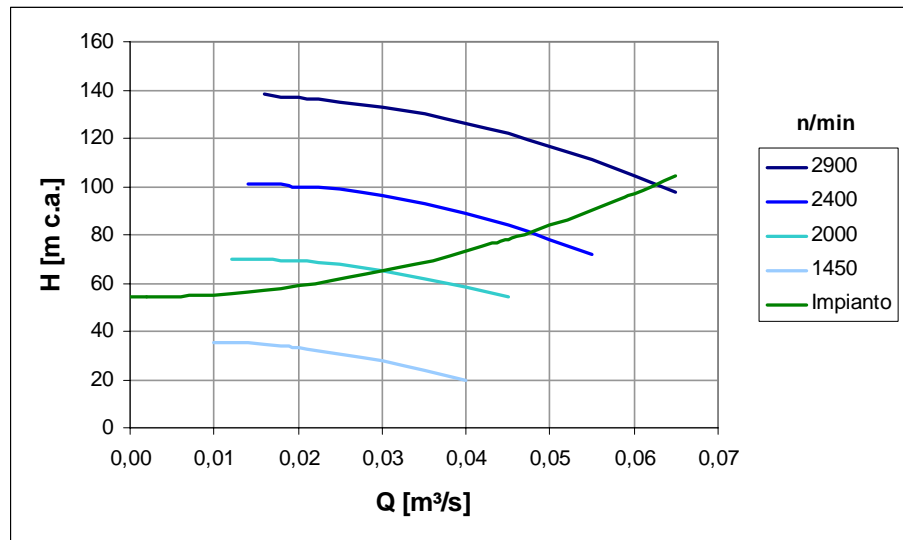


Figura 8.4. Funzionamento di un sistema di sollevamento con inverter

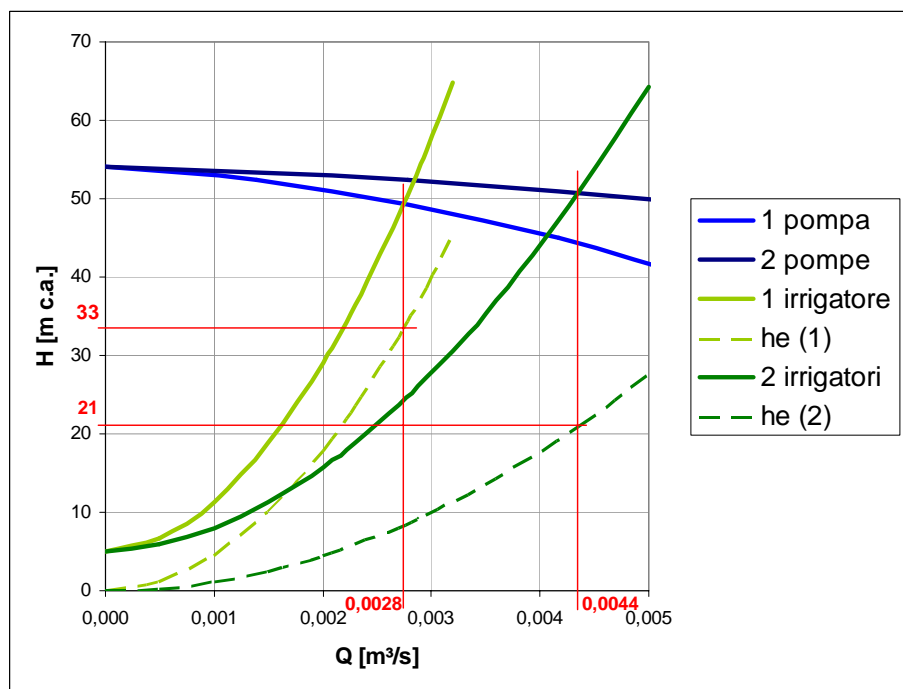


Figura 8.5. Punti di funzionamento di una coppia di pompe in parallelo avviate in successione all'aumentare della domanda.

9. APPENA UN ACCENNO ALLA REGOLAZIONE

Per risolvere il problema emerso al punto precedente è indispensabile intervenire con la regolazione della pressione a monte degli irrigatori, per garantire che questa sia costante, sia che ne funzioni uno, sia che funzionino entrambi.

Qualunque regolazione, sia essa destinata ad agire su una pressione o su una portata, si attua introducendo nella condotta una perdita di carico localizzata che modifica la cadente e con essa la portata. Ovviamente la regolazione pu00f2 avvenire soltanto nei limiti del carico totale disponibile.

Consideriamo il sistema idraulico appena visto, riducendo per00f2 a 10 mm il diametro gli ugelli degli irrigatori, in modo da ridurre le portate in giuoco.

Adesso, quando funzionano entrambi gli irrigatori ed entrambe le pompe, il punto di funzionamento corrisponde alla portata di 0,0037 m³/s e ad una prevalenza di circa 52 m (Figura 9.1). La portata di ciascun irrigatore 00e circa **19 l/s** e la pressione di esercizio di **28 m c.a.** ne assicura il buon funzionamento.

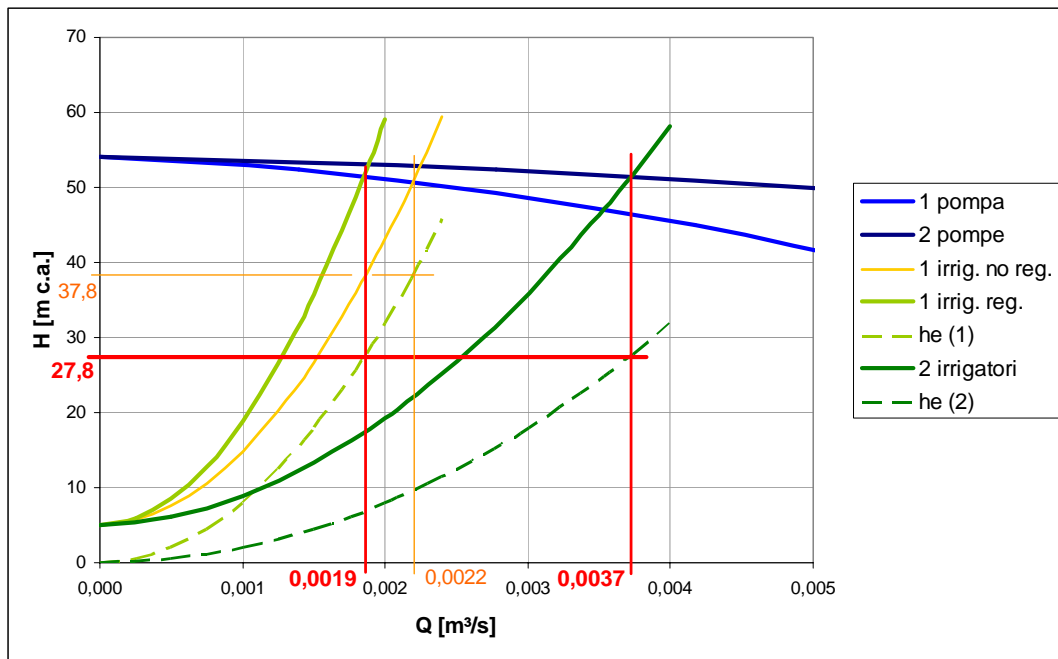


Figura 9.1. Effetto della regolazione su un sistema di pompe in parallelo

L'andamento della piezometrica 00e indicato col tratto verde scuro nella Figura 9.2; alla quota piezometrica di 32,8 m corrisponde appunto un'altezza piezometrica di 27,8 m.

Quando invece funziona un solo irrigatore ed una sola pompa (curva arancione), la portata si

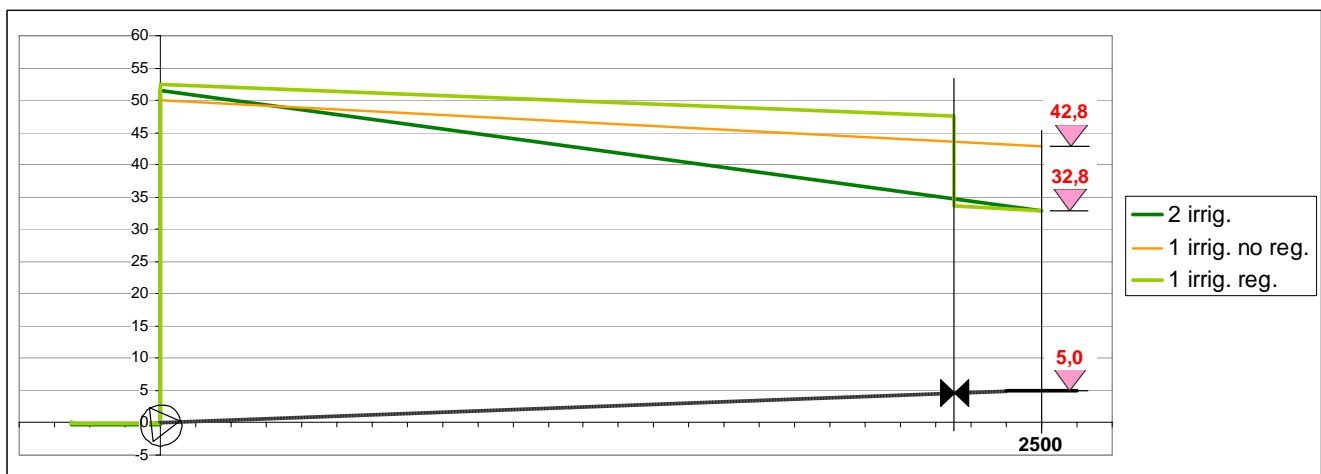


Figura 9.2. Effetto della regolazione sulla piezometrica

riduce a $0,0022 \text{ m}^3/\text{s}$, con un incremento per l'irrigatore, rispetto al caso precedente, del 16%. Contemporaneamente si stabilisce all'irrigatore una pressione di circa **38 m c.a.** che produrrà una polverizzazione eccessiva del getto. La piezometrica relativa a questo caso è indicata in arancione nella Figura 9.2.

Se a monte degli irrigatori si introduce un'adeguata perdita di carico localizzata, che intervenga quando ne funziona uno soltanto, come mostrato nella figura precedente dalla piezometrica di color verde chiaro, la pressione all'irrigatore può essere ridotta allo stesso valore che si ottiene col funzionamento contemporaneo di entrambi.

La presenza della perdita localizzata modifica la caratteristica dell'impianto, che assume l'andamento indicato in Figura 9.1 dalla curva di color verde chiaro. Il punto di funzionamento corrisponde alla portata di $0,0019 \text{ m}^3/\text{s}$ ed alla prevalenza di 52 m; la pressione all'irrigatore è uguale a quella che si verifica con il funzionamento contemporaneo di entrambi gli irrigatori.

10. PROGETTO DI UN SISTEMA DI SOLLEVAMENTO

In un piccolo parco cittadino si deve realizzare l'impianto per irrigare a pioggia un prato di 4300 m^2 di superficie. L'impianto è costituito da 12 irrigatori a scomparsa (pop-up) da $0,57 \text{ l/s}$ di portata alla pressione di 23 m c.a; il funzionamento è previsto per 6 mesi all'anno.

L'acqua è fornita da un serbatoio che si trova a 460 m di distanza dall'area da irrigare. L'acqua nel serbatoio ha un'escursione di 2 m ed il livello più basso si trova a 19 m s.m.; il terreno da irrigare è a quota 12 m s.m.

Si deve progettare il sistema di sollevamento ed adduzione dell'acqua.

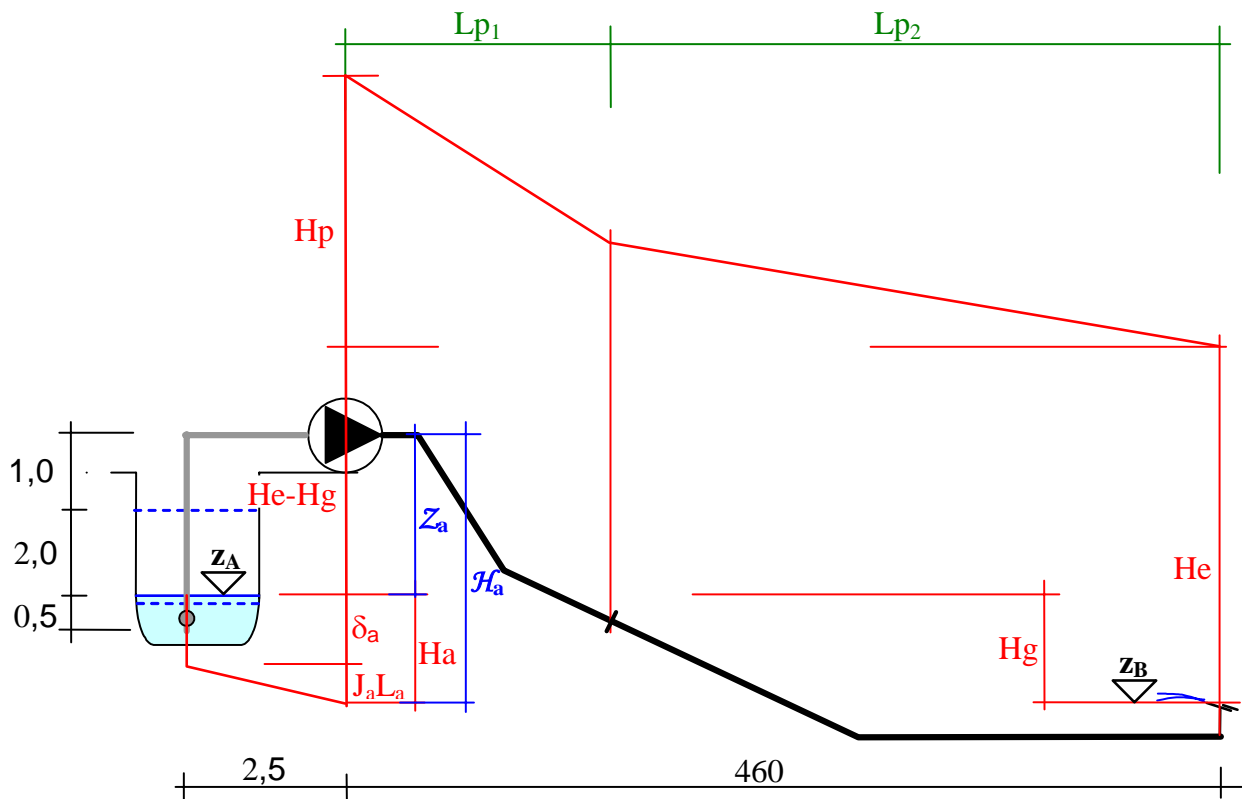


Figura 10.1. Schema del sistema di sollevamento ed adduzione

10.1. Elementi di base

Lo schema dell'impianto è rappresentato in Figura 10.1. L'andamento della linea dei carichi totali della condotta di aspirazione è schematico: essa dovrebbe svilupparsi lungo l'effettivo tracciato della condotta.

I dati di progetto sono:

$\bar{q} = 0,57$ l/s	portata media degli irrigatori;
$n = 12$	numero degli irrigatori;
$Q = 12 \times 0,57 = 6,84$ l/s = 24,6 m ³ /h	portata totale;
$\bar{h} = 23$ m c.a.	pressione media agli irrigatori;
$He = 1,15 \times 23 = 26,45$ m c.a.	pressione di esercizio in testa all'impianto di irrigazione ³ ;
$Hg = z_B - z_A = 12 - 19 = -7$ m	dislivello;

$S_i = 4300$ m ²	superficie da irrigare;
$\Theta = 6$ mesi	stagione irrigua;
$ETE = 4,6$ mm/die	evapotraspirazione media effettiva della stagione irrigua;
$T_i = 7$ die	turno irriguo;
$\varepsilon = 0,8$	efficienza dell'irrigazione;
$V_i = \frac{4,6 \times 7}{0,8} = 40,3$ mm	volume di adacquamento in altezza di pioggia;
$O_i = \frac{40,3 \times 4300}{1000 \times 24,6} = 7$ h	orario irriguo;
$g = \frac{6 \times 30 \times 7}{7} = 180$ h	tempo totale di funzionamento, 2% dell'anno;

$La = 6$ m	lunghezza della condotta di aspirazione;
$Lp = 460$ m	lunghezza della condotta premente;
$Za = 3$ m	altezza della pompa sull'acqua.

10.2. Individuazione della pompa

1) In relazione al breve tempo di funzionamento:

$$D_o = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi U_o}} = 2 \times \sqrt{\frac{0,00684}{1,5 \pi}} = 0,0762 \text{ m} \quad \text{diametro orientativo;}$$

2) Trascurando le perdite nell'aspirate ed applicando la formula di Blasius alla premente (tubo in PEAD):

$$Ha + Hp = J Lp = 0,00078 \frac{Q^{1,75}}{D_o^{4,75}} Lp = 0,00078 \times \frac{0,00684^{1,75}}{0,0762^{4,75}} \times 460 = 11,95 \text{ m} \quad \text{perdite di carico;}$$

3) La pompa deve fornire la seguente:

$$H_{T_o} = Hg + He + J Lp = -7 + 26,45 + 11,95 = 31,40 \text{ m} \quad \text{prevalenza manometrica totale orientativa;}$$

³ Per contenere la variazione di portata tra gli irrigatori entro il 10% della portata minima, la pressione in testa alle ali piovane non deve superare il 15% della pressione media agli irrigatori.

4) La pompa individuata per l'impianto (Figura 4.6. A), alla portata di esercizio fornisce:

$H = 34$ m di prevalenza;

10.3. Dimensionamento della condotta di aspirazione

5) Dalla curva di Figura 4.6. B si ricava:

$$NPSH = 5,5 \text{ m}^4$$

$$H_a \leq 10 - NPSH - Z_a = 10 - 5,5 - 3 = 1,5 \text{ m} \quad \text{limite delle perdite di carico nell'aspirante;}$$

$$D_{ai} = 88,9 - 2 \times 2 = 84,9 \text{ mm} \quad \text{diametro interno dell'aspirante DN80 inox (s = 2 mm);}$$

$$\beta = 15 \quad \text{coefficiente della perdita di carico localizza nella valvola di fondo;}$$

$$H_a = J_a L_a + \beta \frac{U_a^2}{2g} = 0,00078 \frac{Q^{1,75}}{D_{ai}^{4,75}} L_a + \beta \frac{U_a^2}{2g} = 0,00078 \times \frac{0,00684^{1,75}}{0,0849^{4,75}} \times 6 + 15 \times \frac{1,21^2}{2 \times 9,81} = 1,21 \text{ m}$$

10.4. Dimensionamento della condotta premente

6) Con la prevalenza fornita dalla pompa, deve essere:

$$H_p = H - H_g - H_e - H_a = 34 + 7 - 26,45 - 1,21 = 13,34 \text{ m} \quad \text{perdita di carico nella premente;}$$

$$J_p = \frac{H_p}{L_p} = \frac{13,34}{460} = 0,029 \quad \text{cadente della premente;}$$

$$D_{pi} = \left(0,00078 \frac{Q^{1,75}}{J_p} \right)^{\frac{1}{4,75}} = \left(0,00078 \frac{0,00684^{1,75}}{0,029} \right)^{\frac{1}{4,75}} = 0,074 \text{ m} \quad \text{diametro interno;}$$

Bidiametra

$$D_{pi1} = 0,066 \text{ m} \quad \text{diametro interno PEAD PE100 PN10} \quad \text{DN 75}$$

$$D_{pi2} = 0,0792 \text{ m} \quad \text{diametro interno PEAD PE100 PN10} \quad \text{DN 90}$$

$$J_{p1} = 0,00078 \frac{Q^{1,75}}{D_{pi1}^{4,75}} = 0,00078 \times \frac{0,00684^{1,75}}{0,066^{4,75}} = 0,051 \quad \text{cadente tratto diametro minore;}$$

$$J_{p2} = 0,00078 \frac{Q^{1,75}}{D_{pi2}^{4,75}} = 0,00078 \times \frac{0,00684^{1,75}}{0,0792^{4,75}} = 0,0216 \quad \text{cadente tratto diametro maggiore;}$$

$$L_{p1} = L_p \frac{J_p - J_{p2}}{J_{p1} - J_{p2}} = 460 \times \frac{0,029 - 0,0216}{0,051 - 0,0216} = 116 \text{ m} \quad \text{lunghezza del tratto DN75}$$

$$L_{p2} = L_p \frac{J_p - J_{p1}}{J_{p2} - J_{p1}} = 460 \times \frac{0,029 - 0,051}{0,0216 - 0,051} = 344 \text{ m} \quad \text{lunghezza del tratto DN90}$$

10.5. Potenza assorbita, rendimento, consumo energetico

7) Dal diagramma di Figura 4.6. C si rileva che è:

$$P_a = 4,18 \text{ kW} \quad \text{potenza assorbita;}$$

e quindi:

⁴ La casa costruttrice suggerisce di aumentare cautelativamente di 0,5 m il valore desunto dal grafico.

$$Pe = \gamma Q H = \frac{9,81 \times 1000 \times 0,00684 \times 34}{1000} = 2,28 \text{ KW}$$

potenza erogata;

$$\nu = \frac{Pe}{Pa} = \frac{2,27}{4,18} = 0,543$$

rendimento;

$$Ea = Pa \vartheta = 4,18 \times 180 = 752,6 \text{ KWh}$$

consumo energetico.