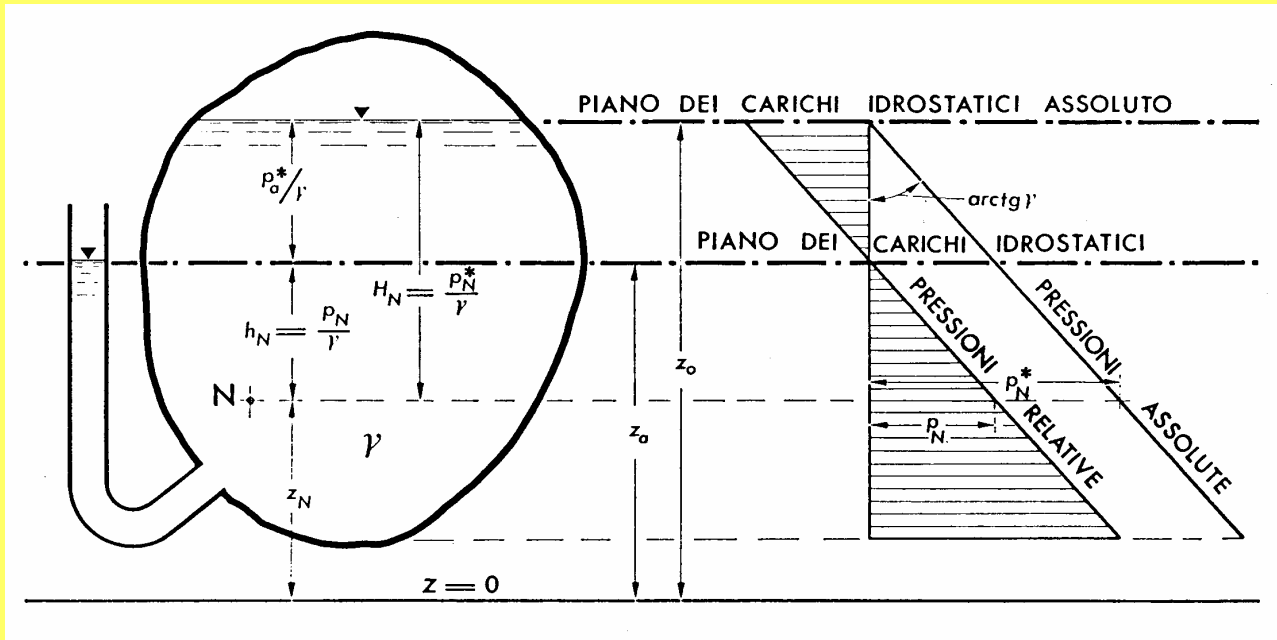


IDRAULICA

LEGGE DI STEVIN

(EQUAZIONE FONDAMENTALE DELLA STATICA
DEI FLUIDI PESANTI INCOMPRESSIBILI)

$$z + p / \gamma = \text{costante}$$



LEGGE DI STEVIN

- **$Z =$ ALTEZZA GEODETICA**
ENERGIA POTENZIALE PER UNITA' DI PESO
 - **$p / \gamma =$ ALTEZZA PIEZOMETRICA**
ENERGIA DI PRESSIONE PER UNITA' DI PESO
- $z + p / \gamma =$ QUOTA PIEZOMETRICA**
ENERGIA TOTALE PER UNITA' DI PESO

LEGGE DI STEVIN

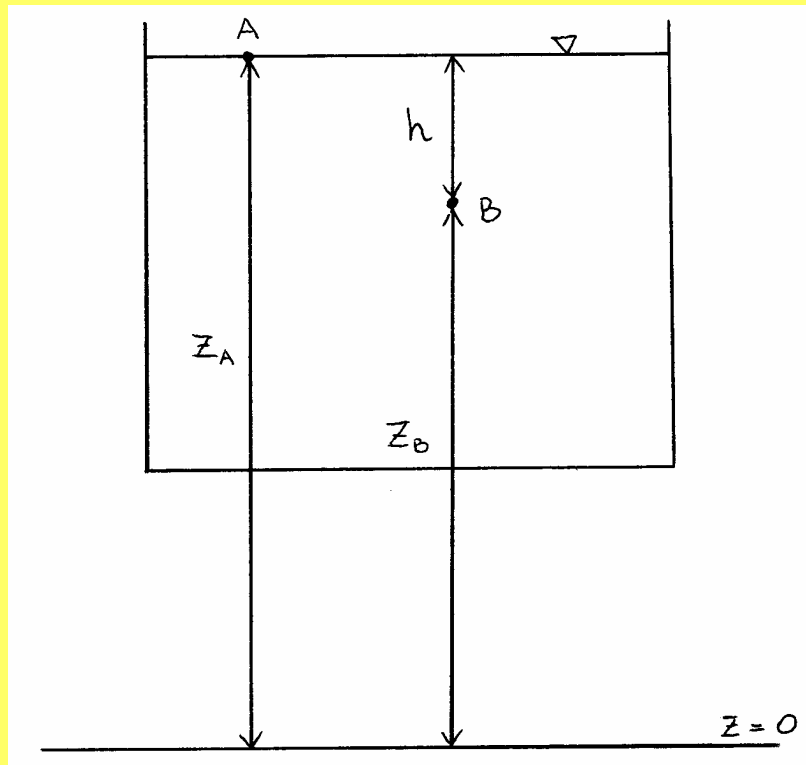
- **PIANO DEI CARICHI IDROSTATICI**
LA PRESSIONE E' PARI ALLA PRESSIONE ATMOSFERICA (LA PRESSIONE RELATIVA E' NULLA)
- **PIANO DEI CARICHI IDROSTATICI ASSOLUTO**
LA PRESSIONE ASSOLUTA E' NULLA
- A TUTTI I PUNTI DI UN FLUIDO PESANTE INCOMPRIMIBILE COMPETE LA STESSA QUOTA PIEZOMETRICA
- LE SUPERFICI ISOBARICHE SONO PIANI ORIZZONTALI
- LA SUPERFICIE LIBERA DI SEPARAZIONE FRA DUE FLUIDI SI DISPONE SEMPRE SECONDO UN PIANO ORIZZONTALE

LEGGE DI STEVIN

$$z_A + p_A / \gamma = z_B + p_B / \gamma$$

$$p_A = p_{ATM}$$

$$p_B = p_{ATM} + (z_A - z_B) \times \gamma = p_{ATM} + \gamma h$$

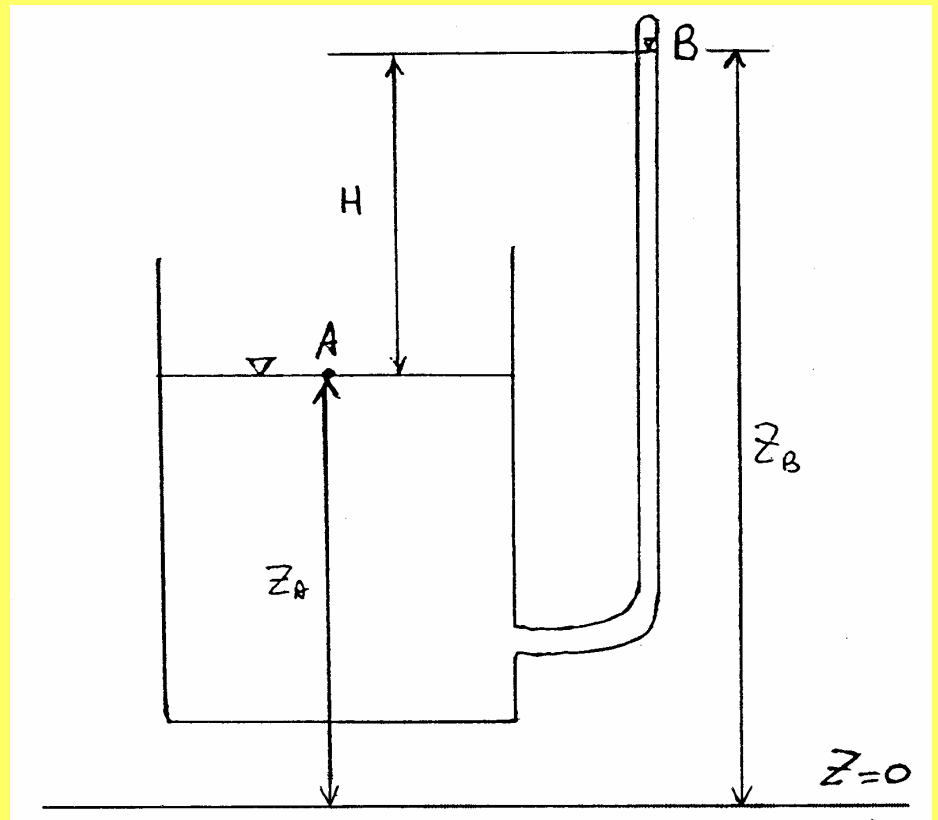


LEGGE DI STEVIN

$$z_A + p_A / \gamma = z_B + p_B / \gamma$$

$$p_A = p_{ATM} \quad p_B = 0$$

$$z_B - z_A = H = p_{ATM} / \gamma$$



IL FLUIDO PUO' SALIRE AL MASSIMO ALLA QUOTA H, DOVE LA
PRESSIONE ASSOLUTA E' NULLA, E NON PUO' ANDARE OLTRE,
PERCHE' NON SOPPORTA SFORZI DI TRAZIONE

TEOREMA DI BERNOULLI

PER UNA CORRENTE FLUIDA, DOVE SONO VERIFICATE LE IPOTESI SOTTO RIPORTATE, VALE IL SEGUENTE:

$$H = \text{COSTANTE}$$

ESPRIME IL PRINCIPIO DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA

IPOTESI:

- FLUIDO PESANTE INCOMPRESSIBILE (LIQUIDO)
- SISTEMA CHIUSO (ASSENZA DI SCAMBI DI MASSA CON L'ESTERNO)
- MOTO PERMANENTE (LE GRANDEZZE IN OGNI PUNTO SONO COSTANTI NEL TEMPO)
- FLUIDO IDEALE (ASSENZA DI PERDITE DOVUTE AGLI ATTRITI INTERNI AL FLUIDO)

CARICO IDRAULICO TOTALE

$$H = z + p / \gamma + v^2/2g$$

z = ALTEZZA GEODETICA = ENERGIA POSIZIONALE

p / γ = ALTEZZA PIEZOMETRICA = ENERGIA DI PRESSIONE

$v^2/2g$ = ALTEZZA CINETICA = ENERGIA CINETICA

H = CARICO IDRAULICO TOTALE = ENERGIA TOTALE

TUTTI I TERMINI SONO ENERGIE PER UNITA' DI PESO

$$m g z / m g = z$$

$$p V / m g = p v / g = p / d g$$

$$\frac{1}{2} m v^2 / m g = v^2 / 2 g$$

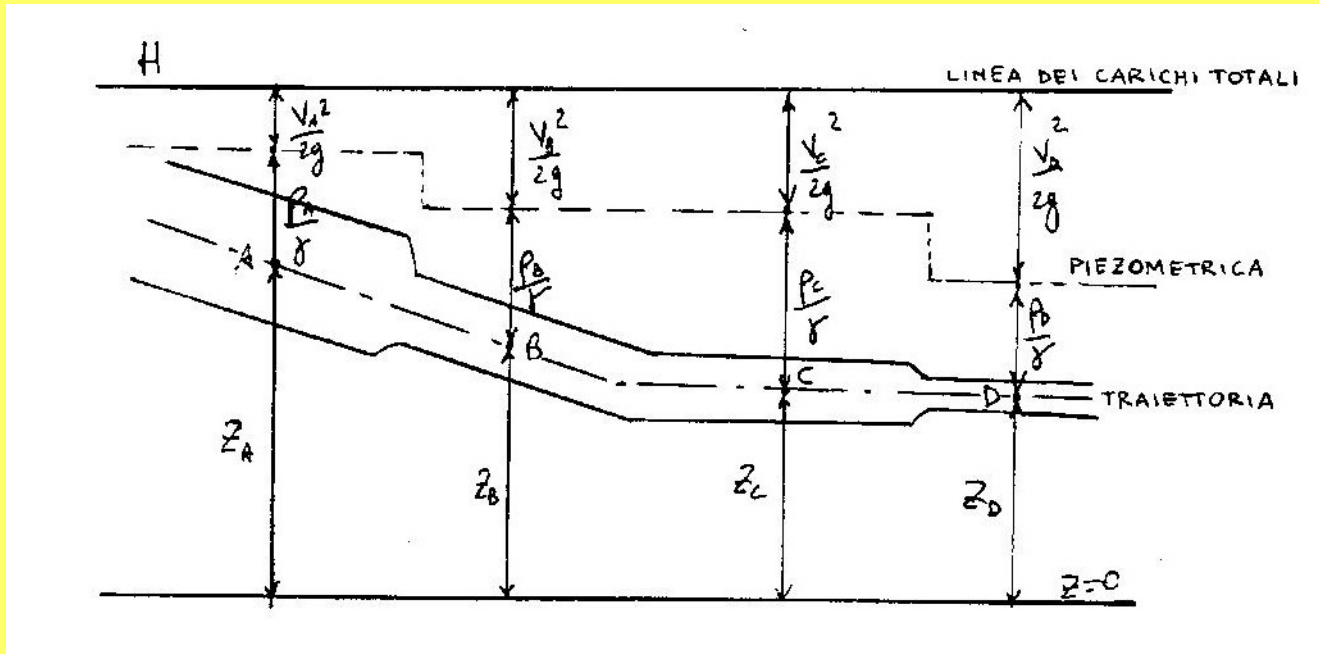
TEOREMA DI BERNOULLI

$$H = z + p / \gamma + v^2 / 2g = \text{costante}$$

POICHE' IL MOTO E' PERMANENTE, $Q = A \times v = \text{COSTANTE}$

DOVE LA SEZIONE A E' MINORE, AUMENTA LA VELOCITA' v E DIMINUISCE LA QUOTA PIEZOMETRICA $z + p / \gamma$

IN TRATTI ORIZZONTALI, SE DIMINUISCE LA SEZIONE DIMINUISCE ANCHE LA PRESSIONE



FLUIDI REALI - PERDITE DI CARICO

NEI FLUIDI REALI, LE PERDITE DI CARICO NEL MOVIMENTO SONO DOVUTE AGLI ATTRITI FRA LE PARTICELLE DEL FLUIDO ED ALLE TURBOLENZE CHE SI CREANO NEI PUNTI PARTICOLARI (CAMBIAMENTI DI SEZIONE, CURVE, INTERSEZIONI FRA DIVERSE CONDOTTE, ETC.)

PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE

- SONO DOVUTE AGLI SFORZI TANGENZIALI FRA LE PARTICELLE DEL FLUIDO DURANTE IL MOTO RETTILINEO, PER EFFETTO DELLA VISCOSITA'

PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE

- SONO DOVUTE ALLE TURBOLENZE CHE SI CREANO NEI PUNTI PARTICOLARI (CAMBIAMENTI DI SEZIONE, CURVE, ETC.)

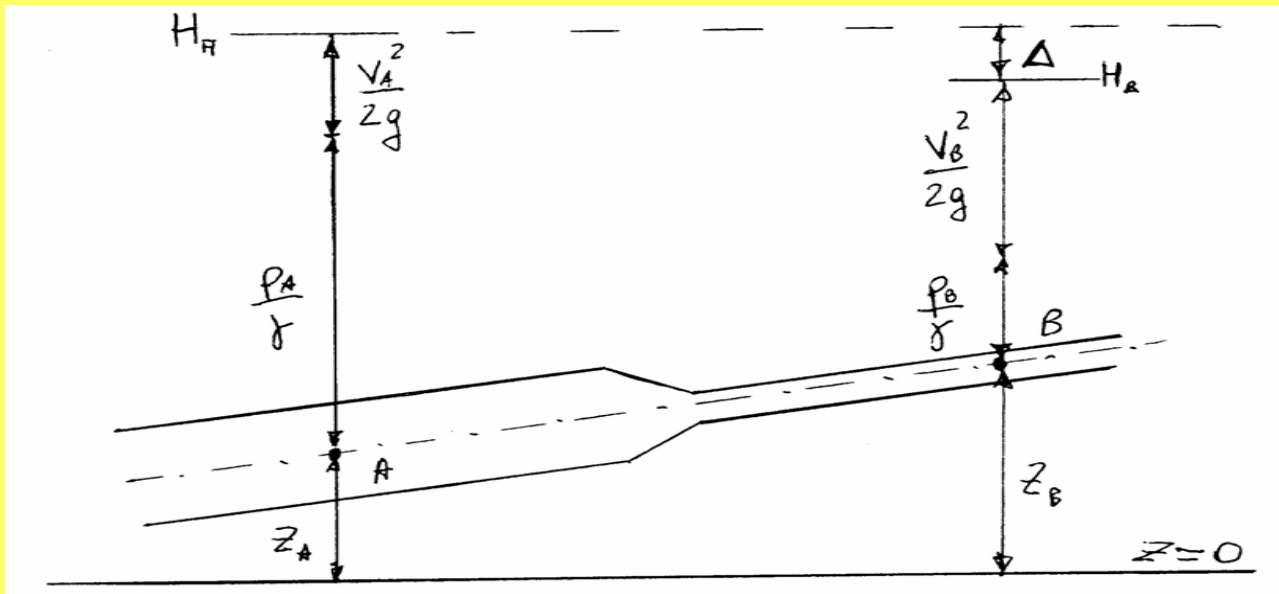
TEOREMA DI BERNOULLI PER FLUIDI REALI

$$z_A + p_A / \gamma + v_A^2 / 2g = z_B + p_B / \gamma + v_B^2 / 2g + \Delta$$

$$H_A = H_B + \Delta$$

$$H_B = H_A - \Delta$$

$\Delta =$ PERDITA DI CARICO FRA A e B
che è un punto più a valle di A rispetto al senso del moto



CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO

IN GENERALE $J = F(Q, v, D, \varepsilon, \nu)$

DIPENDE DA:

- CARATTERISTICHE DEL MOTO (PORTATA Q , VELOCITA' v)
- CARATTERISTICHE DEL TUBO (DIAMETRO D , RUGOSITA' ε)
- CARATTERISTICHE DEL FLUIDO (VISCOSITA' ν)

NELLA MAGGIOR PARTE DEI CASI APPLICATIVI SI UTILIZZANO GRAFICI CHE FORNISCONO $J = F(Q, v, D)$ PER LE TUBAZIONI DI COMUNE IMPIEGO E PER I FLUIDI PIU' IMPORTANTI (ESEMPIO: ACQUA)

TEOREMA DI BERNOULLI

$$H = z + p / \gamma + v^2/2g = \text{costante}$$

z = ALTEZZA GEODETICA

p / γ = ALTEZZA PIEZOMETRICA

$v^2/2g$ = ALTEZZA CINETICA

H = CARICO TOTALE

z RAPPRESENTA L'ENERGIA POSIZIONALE

p / γ RAPPRESENTA L'ENERGIA DI PRESSIONE

$v^2/2g$ RAPPRESENTA L'ENERGIA CINETICA

H RAPPRESENTA L'ENERGIA TOTALE

POTENZA DI UNA CORRENTE IN UNA SEZIONE

IN UN QUALUNQUE PUNTO DI UNA CONDOTTA IN PRESSIONE, DOVE FLUISCE UN FLUIDO CON PORTATA Q , CARICO TOTALE $H = z + p/\gamma + v^2/2g$ E PESO SPECIFICO γ , LA POTENZA DELLA CORRENTE FLUIDA VALE:

$$P = \gamma Q H$$

PER EFFETTO DELLE PERDITE DI CARICO, CHE FANNO DIMINUIRE IL CARICO TOTALE H , LA POTENZA DELLA CORRENTE NELLA CONDOTTA DIMINUISCE LUNGO IL SENSO DEL MOTO

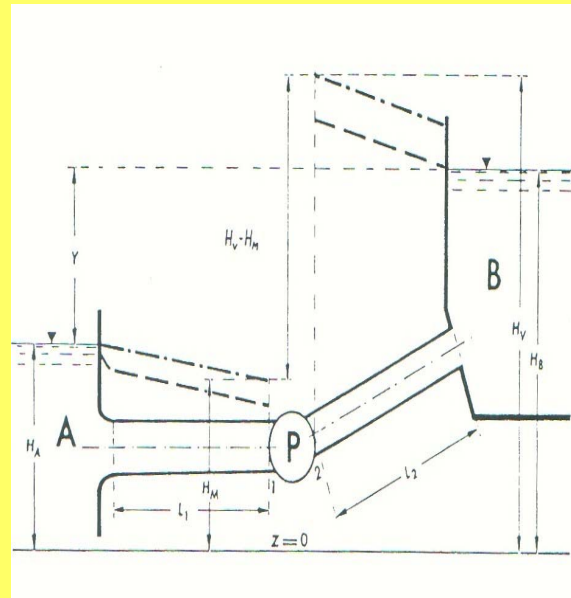
LE PERDITE DI CARICO CAUSANO UNA PERDITA DI ENERGIA

SCAMBI DI ENERGIA FRA UN FLUIDO E UNA MACCHINA

POMPA

MACCHINA OPERATRICE, CHE UTILIZZA L'ENERGIA MECCANICA FORNITA DA UN MOTORE ELETTRICO PER SOLLEVARE UN LIQUIDO INCOMPRIMIBILE O PER FARLO CIRCOLARE IN UNA TUBAZIONE

IN BASE AL MODO IN CUI TRASMETTONO L'ENERGIA AL FLUIDO LE POMPE POSSONO ESSERE SUDDIVISE IN VOLUMETRICHE O CENTRIFUGHE



POTENZA DI UNA POMPA

POTENZA TEORICA NECESSARIA

$$P_n = \gamma Q (H_v - H_m) = \gamma Q (H_A - H_B + \Delta) = \gamma Q H$$

dove:

γ = Peso specifico

Q = Portata

Δ = Perdite di carico totali (distribuite + localizzate)

H = Prevalenza della pompa (differenza di carico totale fornita al fluido dalla pompa tra la sezione di ingresso e quella di uscita)

IN CIRCUITI CHIUSI: $P_n = \gamma Q \Delta$

POTENZA REALE NECESSARIA

$$P = P_n / (\eta_i \times \eta_m \times \eta_e)$$

POTENZA DI UNA POMPA

POTENZA IDRAULICA

$$P_i = P_n / \eta_i$$

η_i = RENDIMENTO IDRAULICO (70% - 85%)

Tiene conto delle perdite di carico del fluido all'interno della pompa

POTENZA MECCANICA

$$P_m = P_i / \eta_m$$

η_m = RENDIMENTO MECCANICO (90% - 98%)

Tiene conto delle perdite di attrito dell'albero della pompa sui propri cuscinetti

POTENZA ELETTRICA ASSORBITA DAL MOTORE

$$P_e = P_m / \eta_e$$

η_e = RENDIMENTO ELETTRICO (90% - 97%)

Esprime il rapporto fra l'energia meccanica all'albero del motore e l'energia elettrica assorbita dallo stesso

NPSH (NET POSITIVE SUCTION HEAD) ALTEZZA NETTA DI ASPIRAZIONE

IL VALORE DI NPSH (FORNITO DAI COSTRUTTORI DELLE POMPE) RAPPRESENTA IL CARICO TOTALE ($H = z + p / \gamma + v^2/2g$) MINIMO CHE DEVE ESSERE GARANTITO SULLA SEZIONE DI ASPIRAZIONE DI UNA POMPA AFFINCHÉ NON SI VERIFICHINO FENOMENI DI CAVITAZIONE

CAVITAZIONE

FENOMENO DI SVILUPPO DI GAS E BOLLE D'ARIA ALL'INTERNO DEL LIQUIDO IN UNA MACCHINA IDRAULICA

TALE FENOMENO PROVOCA PROBLEMI DI FUNZIONAMENTO CHE POTREBBERO PORTARE ALLA DISATTIVAZIONE DELLA MACCHINA IDRAULICA, CON URTI E VIBRAZIONI DANNOSI E FENOMENI CORROSIVI

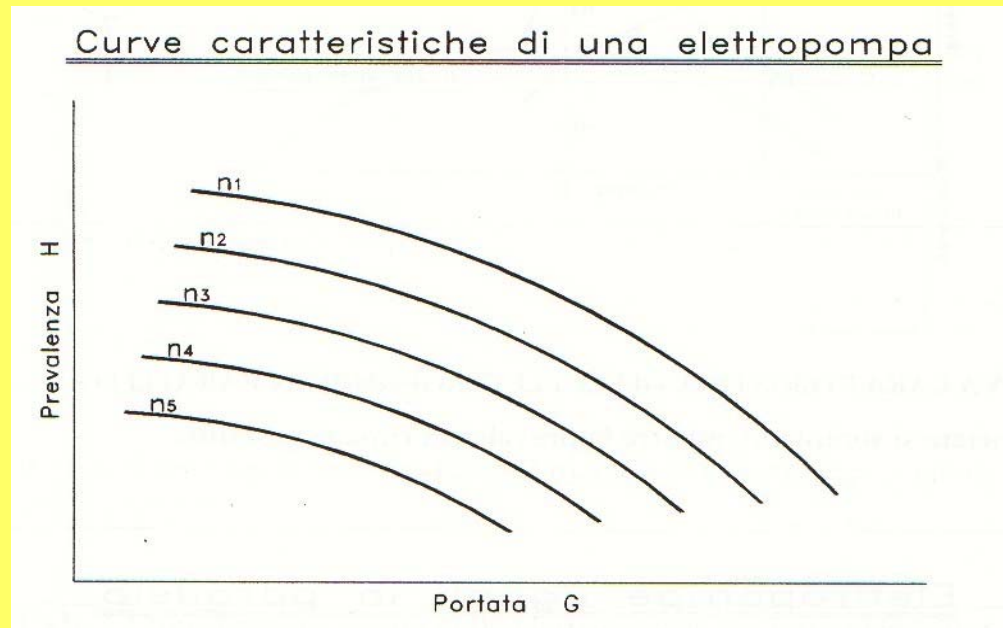
CURVA CARATTERISTICA DELLA POMPA

CURVA CHE RAPPRESENTA GRAFICAMENTE I VALORI DELLE GRANDEZZE (PREVALENZA E PORTATA) CHE CARATTERIZZANO LE PRESTAZIONI DI UNA POMPA

OGNI POMPA HA UNA SUA CURVA CARATTERISTICA BEN DEFINITA CHE VIENE DETERMINATA SPERIMENTALMENTE

VARIANDO IL NUMERO DI GIRI DI UNA POMPA, VARIA ANCHE LA SUA CURVA CARATTERISTICA (la nuova curva risulta più alta o più bassa delle primitiva a seconda che il numero di giri sia aumentato o diminuito)

LE VARIE CURVE CARATTERISTICHE DELLA POMPA RISULTANO CONGRUENTI TRA DI LORO CIOE' SI POSSONO OTTENERE L'UNA DALL'ALTRA PER SEMPLICE TRASLAZIONE



VARIAZIONE DELLA CURVA CARATTERISTICA IN FUNZIONE DELLA VELOCITA' DI ROTAZIONE DELLA POMPA

PER DIVERSE VELOCITA' DI ROTAZIONE n DELLA STESSA POMPA SI HANNO CURVE CARATTERISTICHE DIFFERENTI.

IN BASE ALLA LEGGE DI SIMILITUDINE QUESTE CURVE SONO IN RELAZIONE TRA LORO.

OSSIA, SE PER LA VELOCITA' DI ROTAZIONE n_1 SONO NOTI I VALORI DI Q_1 , H_1 E P_1 , I VALORI RELATIVI ALLA VELOCITA' DI ROTAZIONE n_2 DIVENTERANNO:

$$Q_2 = (n_2/n_1) \times Q_1$$

$$H_2 = (n_2/n_1)^2 \times H_1$$

$$P_2 = (n_2/n_1)^3 \times P_1$$

QUINDI:

- LA PORTATA DI UNA POMPA VARIA PROPORZIONALMENTE AL NUMERO DI GIRI
- LA PREVALENZA DI UNA POMPA VARIA CON IL QUADRATO DEL NUMERO DI GIRI
- LA POTENZA DI UNA POMPA VARIA CON IL CUBO DEL NUMERO DI GIRI

CURVA CARATTERISTICA DELLA POMPA

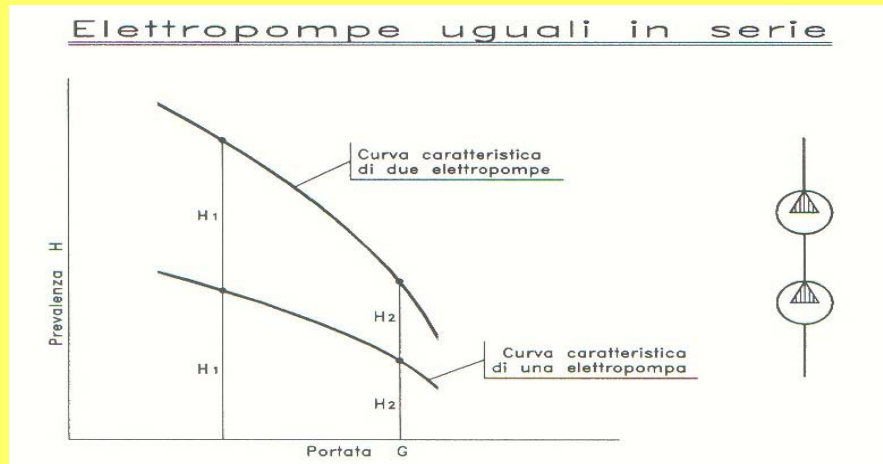
QUANDO LE CURVE CARATTERISTICHE DELLE POMPE DISPONIBILI NON CORRISPONDONO AI VALORI RICHIESTI E' POSSIBILE RICORRERE ALL'ACCOPIAMENTO DI DUE O PIU' POMPE UGUALI

IN RELAZIONE ALLE CARATTERISTICHE RICHIESTE L'ACCOPIAMENTO PUO' ESSERE FATTO IN SERIE O IN PARALLELO

CURVA CARATTERISTICA DELLA POMPA

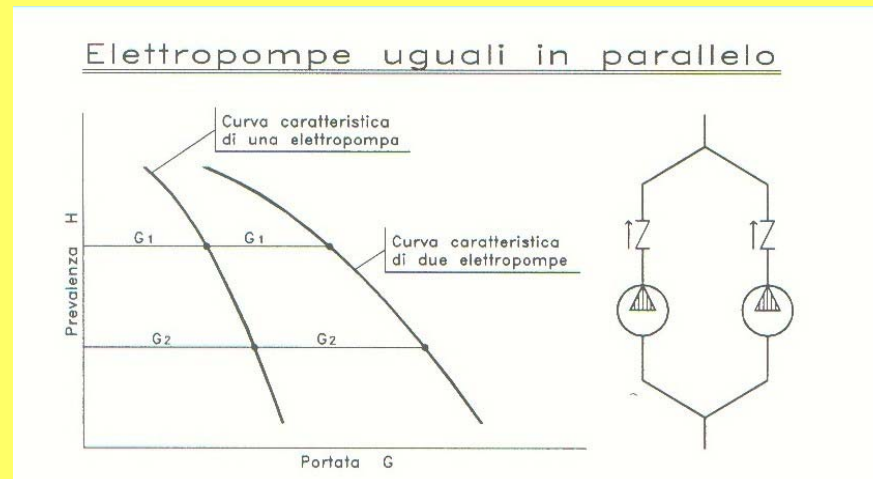
ACCOPIAMENTO IN SERIE

LE PREVALENZE SI SOMMANO MENTRE LA PORTATA RIMANE COSTANTE



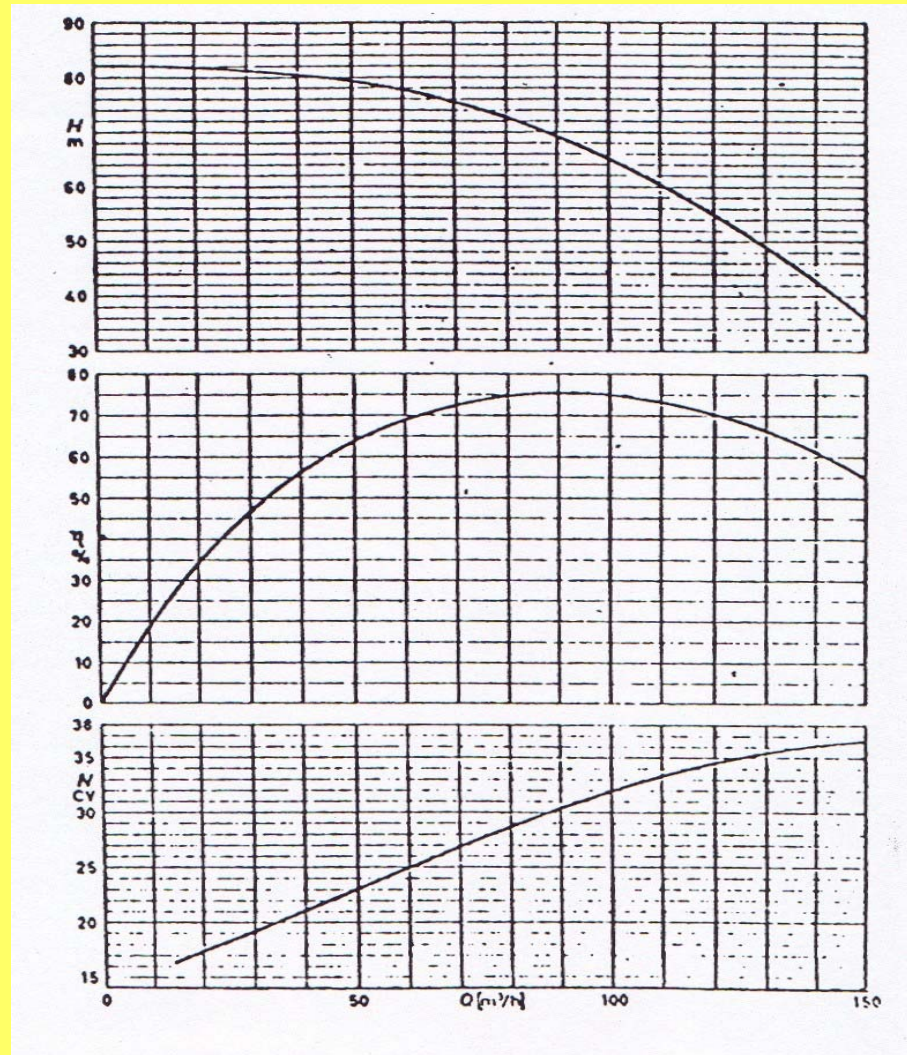
ACCOPIAMENTO IN PARALLELO

LE PORTATE SI SOMMANO MENTRE LA PREVALENZA RIMANE UGUALE



CURVA CARATTERISTICA DELLA POMPA

CURVA CARATTERISTICA, CURVA DI RENDIMENTO E CURVA DELLA POTENZA ASSORBITA DI UNA POMPA

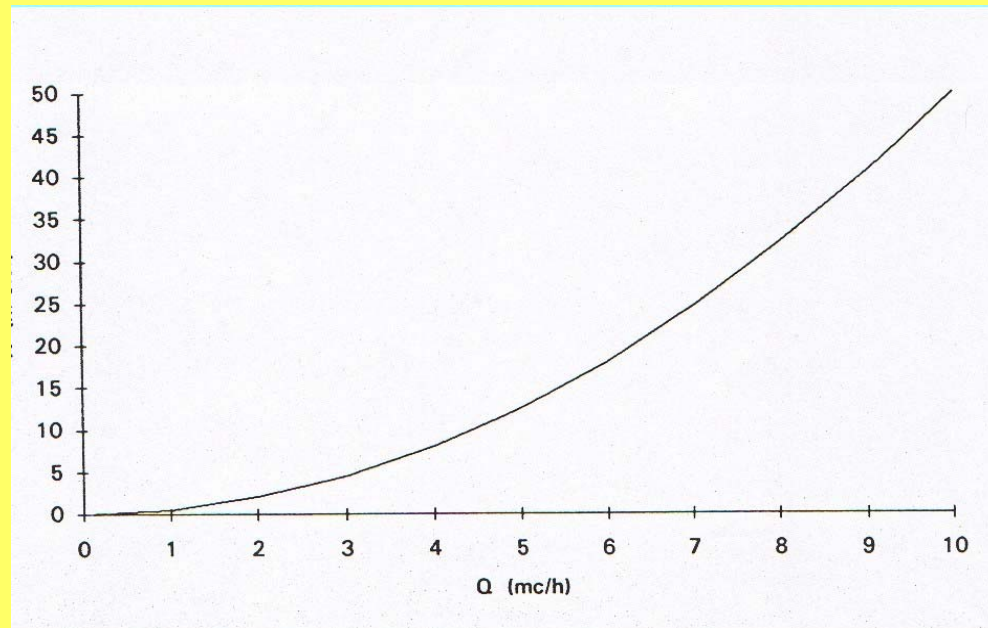


CURVA CARATTERISTICA DELL'IMPIANTO

CURVA CHE ESPRIME LE PERDITE DI CARICO DELL'IMPIANTO IN FUNZIONE DELLA PORTATA ED E' RAPPRESENTATA MEDIANTE UNA PARABOLA

IN UN CIRCUITO CHIUSO TALE PARABOLA HA IL VERTICE NELL'ORIGINE E PASSA PER IL PUNTO TEORICO DI FUNZIONAMENTO DEL CIRCUITO CIOE' IL PUNTO CHE RAPPRESENTA LA PORTATA E LA PREVALENZA DI CALCOLO DEL CIRCUITO STESSO

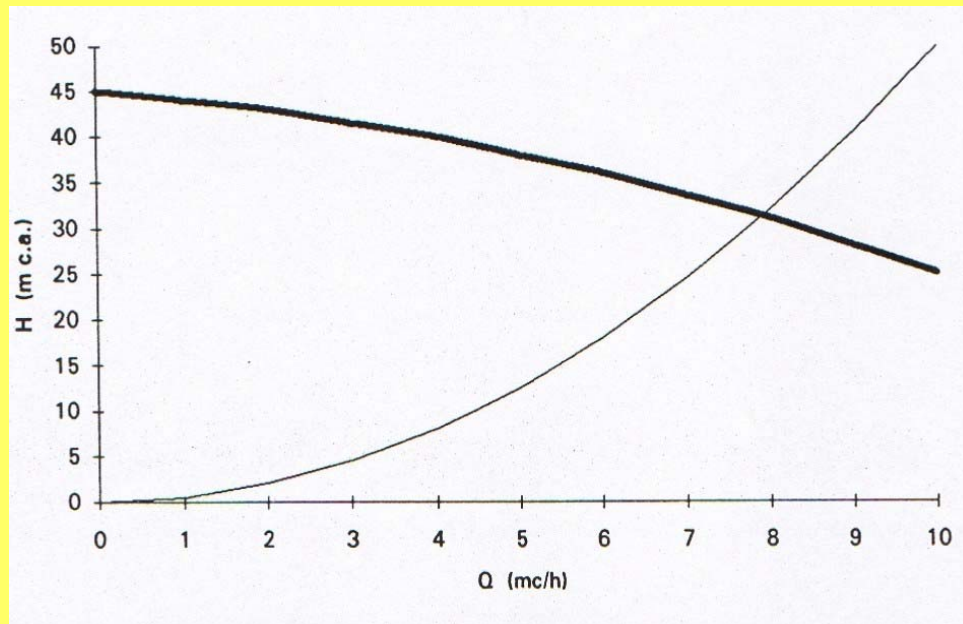
LO SVILUPPO A PARABOLA DELLA CURVA E' DOVUTO AL FATTO CHE, IN UN CIRCUITO, LE PERDITE DI CARICO, SIA CONTINUE CHE LOCALIZZATE, SONO PROPORZIONALI AL QUADRATO DELLE PORTATE



SCELTA DELLA POMPA

OCCORRE SCEGLIERE UNA POMPA AVENTE UNA CURVA CARATTERISTICA TALE DA INCROCIARE LA CURVA CARATTERISTICA DELL'IMPIANTO IN CORRISPONDENZA DEL VALORE DI PORTATA RICHIESTO.

IL PUNTO DI FUNZIONAMENTO DELLA POMPA DEVE POI RICADERE ALL'INTERNO DELLA ZONA DI RENDIMENTO OTTIMALE DELLA POMPA STESSA



ALTRO FATTORE MOLTO IMPORTANTE DA VERIFICARE E' IL VALORE DI NPSH SOPRATTUTTO PER QUEI CIRCUITI CHE PRESENTANO UNA BASSA PRESSIONE SULLA BOCCA DI ASPIRAZIONE