



Corso di Idraulica

Prof. A. Balzano

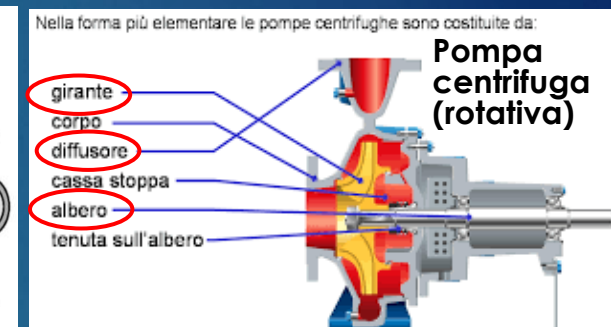
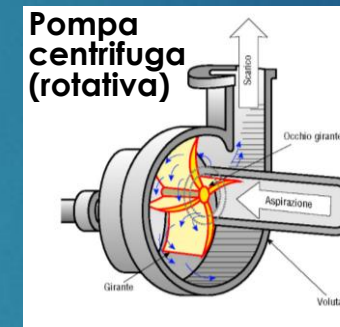
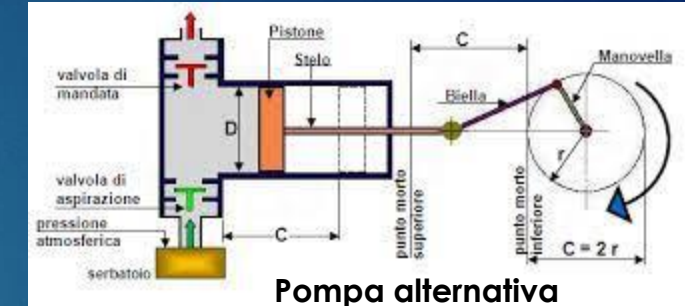
MACCHINE IDRAULICHE

Macchine a fluido

- **Macchine:** congegni atti a estrarre, trasferire e utilizzare energia
 - **Macchine a fluido:** conversioni di energia per il tramite di un fluido
 - operatrici: forniscono energia al fluido
 - motrici: estraggono energia dal fluido
 - turbomacchine (rotative; operatrici e motrici)
 - macchine volumetriche (rotative o alternative)

Macchine motrici

Fluido motore	Movimento organo mobile	Tipo di funzionamento	
		Macchine volumetriche	Turbomacchine
Liquido	Alternativo	Macchine alternative idrauliche (a revolver, stellari, etc...)	—
	Rotativo	Macchine rotative idrauliche (a ingranaggi, palette, eccentrici)	Turbine idrauliche (assiali, miste, radiali, tangenziali)
Vapore	Alternativo	Macchine alternative a vapore	—
	Rotativo	—	Turbine a vapore (assiali, radiali)
Gas	Alternativo	Motori alternativi (a combustione interna o esterna – Otto o Diesel)	—
	Rotativo	Motori rotativi (a combustione interna – Wankel)	Turbine a gas (assiali, radiali) turbine eoliche



Macchine operatrici

Fluido motore	Movimento organo mobile	Tipo di funzionamento	
		Macchine volumetriche	Turbomacchine
Liquido	Alternativo	Pompe alternative	—
	Rotativo	Pompe rotative volumetriche (a ingranaggi, a palette, a eccentrici, etc...)	Turbopompe (assiali, radiali, miste)
Gas	Alternativo	Compressori alternativi (a stantuffo, a membrana)	—
	Rotativo	Compressori rotativi volumetrici (roots, a palette, a eccentrici, etc...)	Turbocompressori e ventilatori (assiali, radiali, misti)

Classificazione macchine Idrauliche

► Macchine idrauliche: fluidi incompressibili (liquidi)

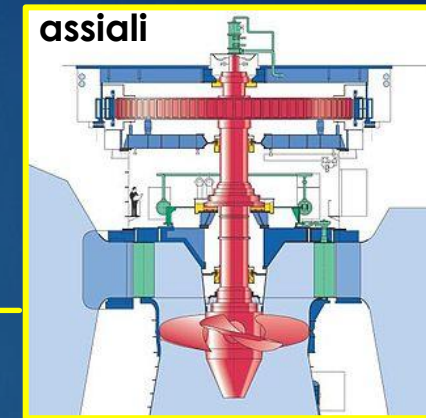
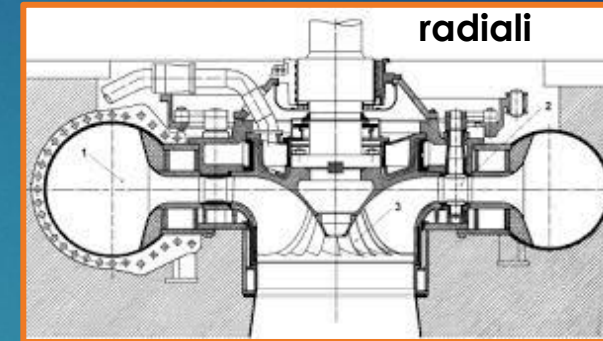
- Operatrici: pompe
- Motrici: turbine

➤ turbomacchine (rotative; operatrici e motrici):

- Radiali: flusso prevalentemente perpendicolare ad asse
- assiali: flusso prevalentemente parallelo ad asse
- miste: direzione intermedia del flusso
- a flusso tangenziale (solo turbine, ruota Pelton)

➤ macchine volumetriche (rotative o alternative)

- ❖ ad azione: h fluido non varia fra ingresso e uscita girante (ruota Pelton – $p^* = p_{atm}^*$)
- ❖ a reazione: h fluido varia fra ingresso e uscita girante (turbine/pompe a flusso radiale, assiale e misto – $p^* \neq p_{atm}^*$)

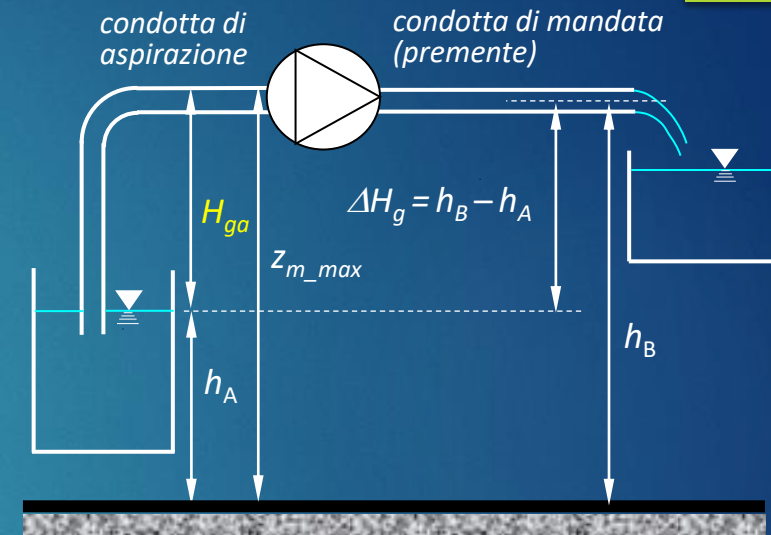




Pompe - definizioni

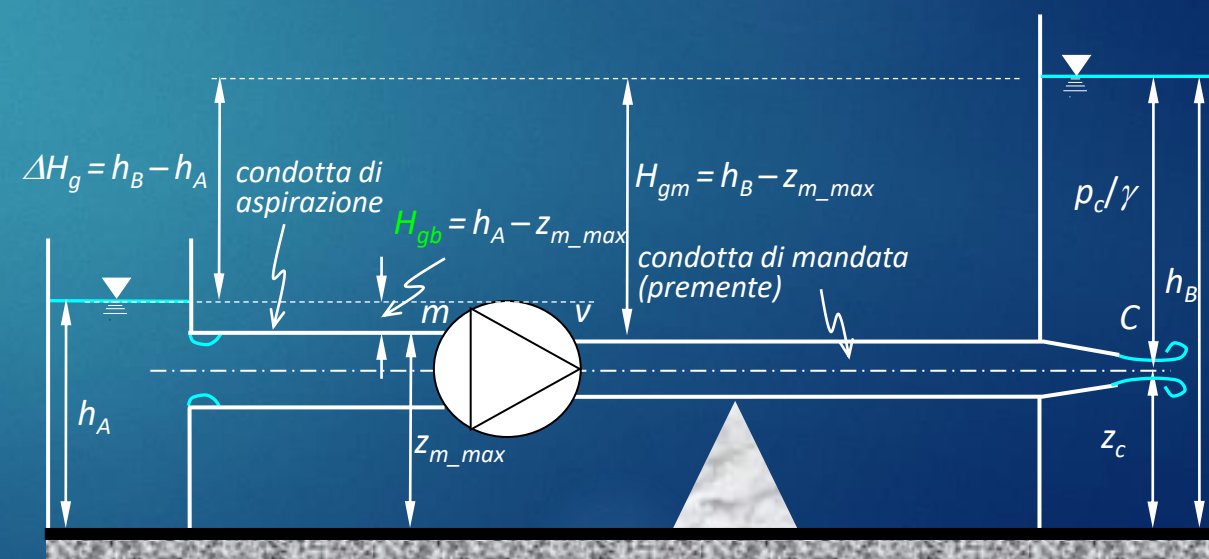
► Utilità delle pompe

- Aumentare la portata di una condotta a gravità con dislivello insufficiente
- Consentire la circolazione in un circuito chiuso (pompa di circolazione)
- Consentire il flusso da un serbatoio ad altro serbatoio a quota superiore; evitare depressioni



► Definizioni

- $\Delta H_g = h_B - h_A$ prevalenza geodetica
- $H_{gb} = h_A - z_{m_max}$ battente geodetico di aspirazione
✓ se $h_A > z_{m_max}$
- $H_{ga} = z_{m_max} - h_A$ altezza geodetica di aspirazione
✓ se $h_A < z_{m_max}$
- $H_{gm} = h_B - z_{m_max}$ altezza geodetica di mandata



100

► Definizioni

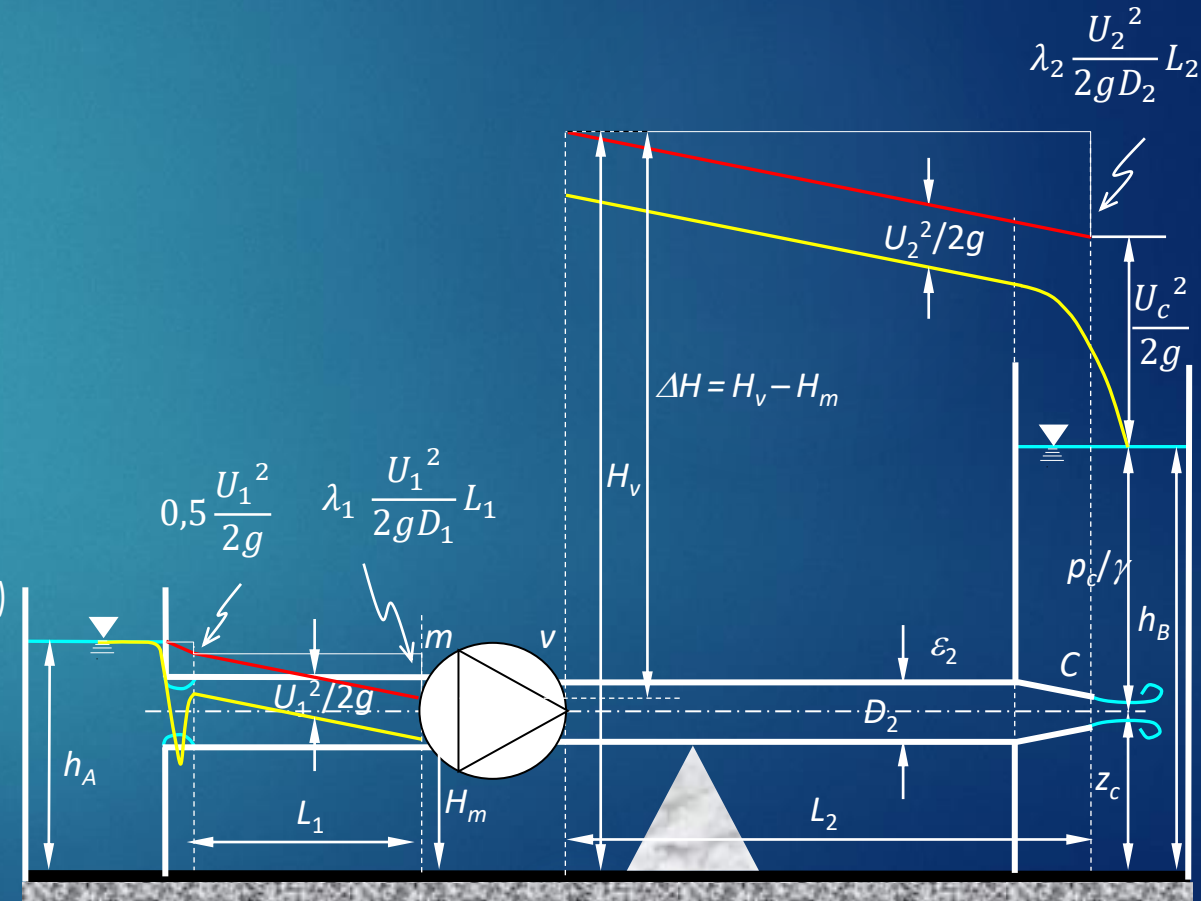
- $\Delta H = H_v - H_m$ prevalenza totale
- $\Delta H_m = h_v - h_m$ prevalenza manometrica

► Equazione (curva) caratteristica della condotta

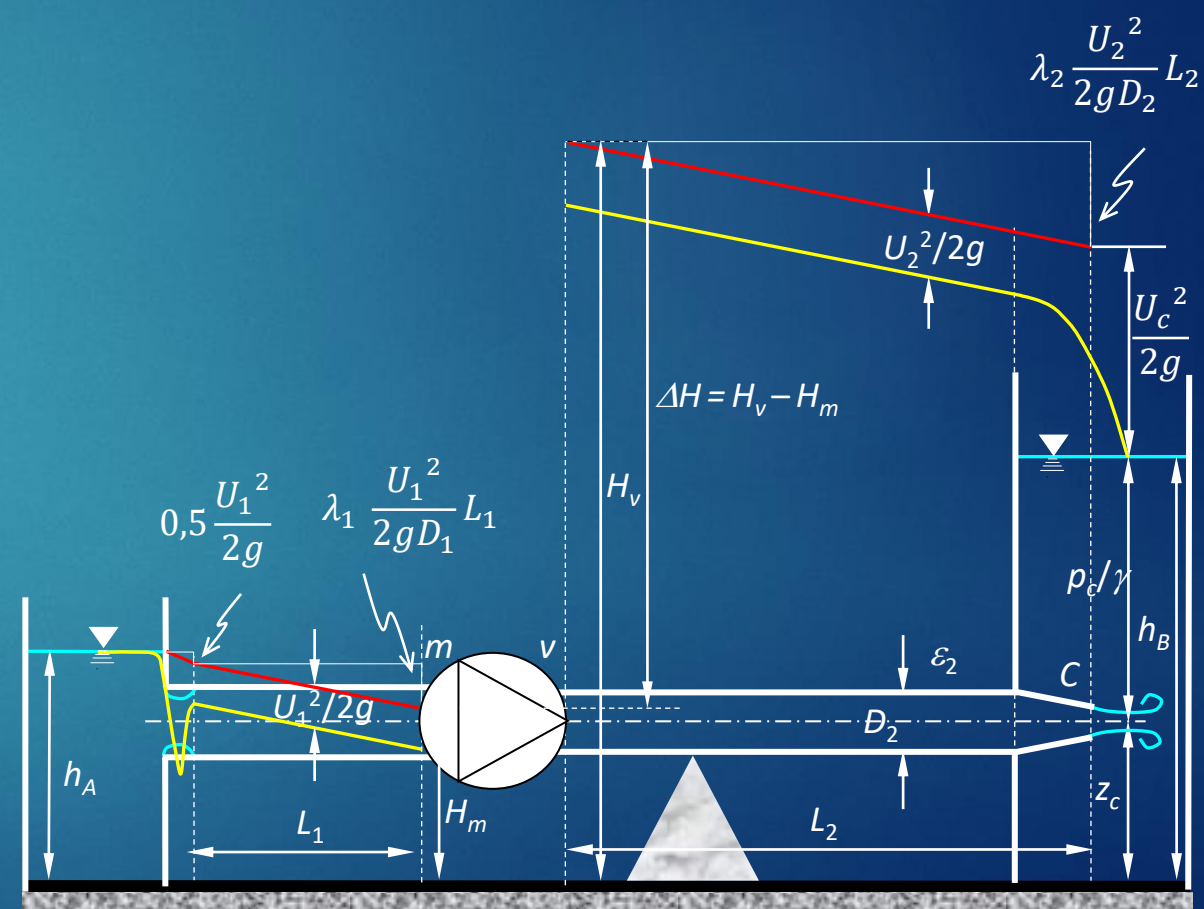
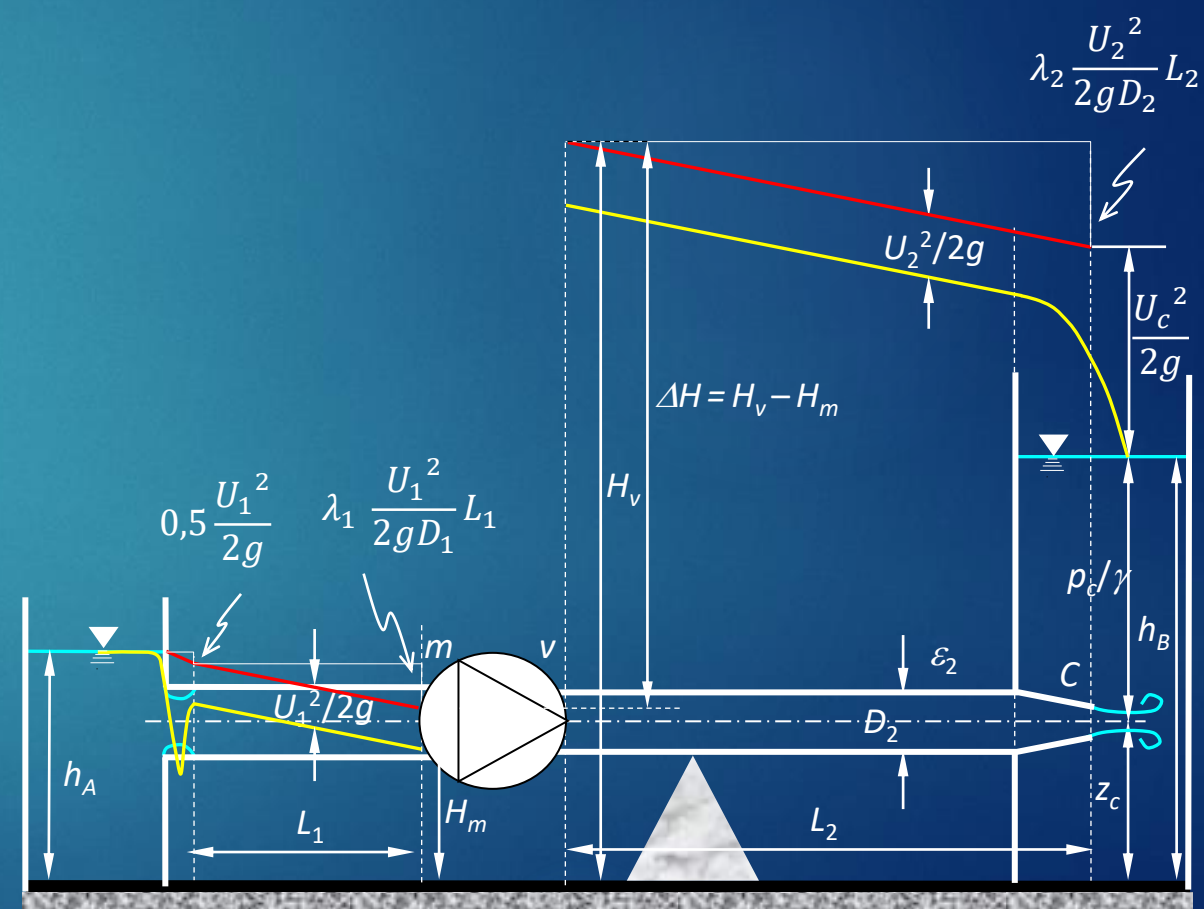
$$h_A - h_B = 0,5 \frac{U_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{U_1^2}{2gD_1} L_1 - \Delta H + \lambda_2 \frac{U_2^2}{2gD_2} L_2 + \frac{U_c^2}{2g}$$

► Bilancio energetico

- $P_m = \gamma Q H_m$ potenza corrente a monte della pompa
- $P_v = \gamma Q H_v$ potenza corrente a valle della pompa
- $P_u = P_v - P_m = \gamma Q \Delta H$ potenza utile (fornita a corrente)
- $P_a = \frac{P_u}{\eta} = \frac{\gamma Q \Delta H}{\eta}$ potenza assorbita dalla macchina
- ✓ η rendimento della pompa ($\eta < 1$)
 - Perdite idrauliche (distacco di vena ingresso girante, perdite organiche; perdite esterne a girante)
 - Perdite meccaniche per attriti fra parti in movimento



100





Pompe – punto di funzionamento

- Equazione (curva) caratteristica della condotta

$$h_A - h_B = 0,5 \frac{U_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{U_1^2}{2gD_1} L_1 - \Delta H + \lambda_2 \frac{U_2^2}{2gD_2} L_2 + \frac{U_c^2}{2g}$$

$$U_i = \frac{Q}{\Omega_i} \longrightarrow \Delta H = h_B - h_A + KQ^2 = \Delta H_g + KQ^2$$

- ✓ Parabola ad asse verticale con concavità verso l'alto

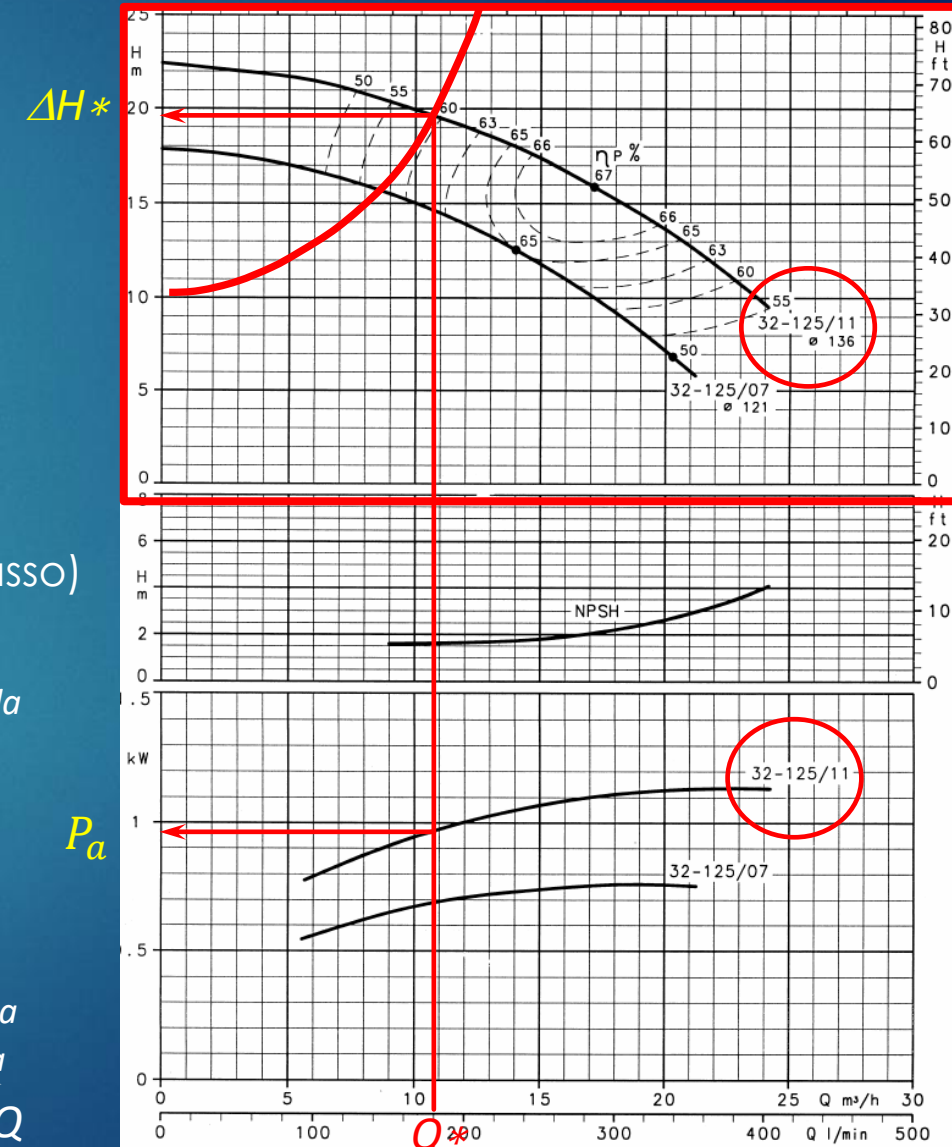
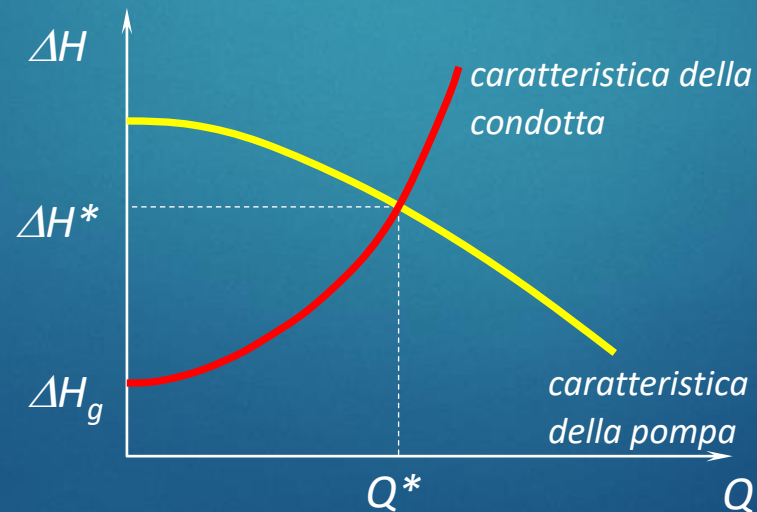
- Curva caratteristica della pompa $\Delta H = f(Q)$

- Relazione fra prevalenza totale e portata (concavità verso il basso)

- Punto di funzionamento

- Determinazione grafica
 - punto di intersezione delle due curve caratteristiche
- Calcolo numerico
 - Soluzione numerica della

$$f(Q) - (\Delta H_g + KQ^2) = 0$$





Progetto impianto di pompaggio

► Ipotesi

- Diametro unico in aspirazione e mandata di sviluppo $L = L_1 + L_2$ (generalmente con $L_1 \ll L_2$)
 - ✓ perdite di carico trascurabili nella condotta di aspirazione (necessario per limitare depressioni)
- Perdite di carico localizzate (imbocco, sbocco) trascurabili in confronto a perdite distribuite
- Espressione monomia della cadente: $j = kQ^2 D^{-n}$ ($n \cong 5$)

► Equazione caratteristica della condotta

$$\Delta H = h_B - h_A + KQ^2 = \Delta H_g + KQ^2 \quad \text{con} \quad K = kD^{-n}L$$

- ✓ A ogni diametro D corrisponde una prevalenza ΔH che consente di sollevare la portata Q assegnata
- ✓ Il problema ammette infinite coppie di soluzioni $(D, \Delta H)$ ed è pertanto indeterminato idraulicamente

► Problema di minimo costo (passività)

- Al crescere del diametro D cresce indefinitamente il costo di costruzione e manutenzione dell'impianto
- Al diminuire del diametro D crescono indefinitamente la prevalenza ΔH , la potenza $\gamma Q \Delta H / \eta$ assorbita dalla pompa, l'energia necessaria al suo funzionamento e i corrispondenti costi di esercizio
- Si ricerca la condizione ottimale di minima spesa (diametro di massimo tornaconto)



Progetto impianto di pompaggio

► Costi di impianto e manutenzione della condotta

- Costo di impianto per unità di lunghezza di tubazione: $c_i = \omega_0 + \omega D^\varepsilon$ (€/m) ($\varepsilon = 1 \div 2$)
- Costo di impianto per tubazione di lunghezza L: $C_i = c_i L$ (€)
- Costo annuo per manutenzione della condotta: $r_m C_i$ (€/anno)
 - ✓ r_m dipende dal materiale della tubazione
 - ✓ Costi di impianto e di manutenzione non commensurabili
- Costo annuo di impianto per tubazione di lunghezza L: $r_a C_i$ (€/anno)
 - ✓ r_a dipende dal tasso di interesse passivo e dalla durata dell'ammortamento
- Costo annuo totale di impianto e manutenzione : $r C_i$ (€/anno)
 - $r = r_a + r_m$

► Costi di esercizio

- Costo annuo energia elettrica (elettropompa): $C_e = c_{kWh} \frac{\gamma Q \Delta H}{1000 \eta} T_a = c_{kWh} \frac{\gamma Q (\Delta H_g + k D^{-n} L Q^2)}{1000 \eta} T_a$
 - c_{kWh} (€/kWh) costo del chilowattora
 - T_a (ore/anno) numero di ore annue di funzionamento dell'impianto



Progetto impianto di pompaggio

► Costi totali annui (impianto + esercizio)

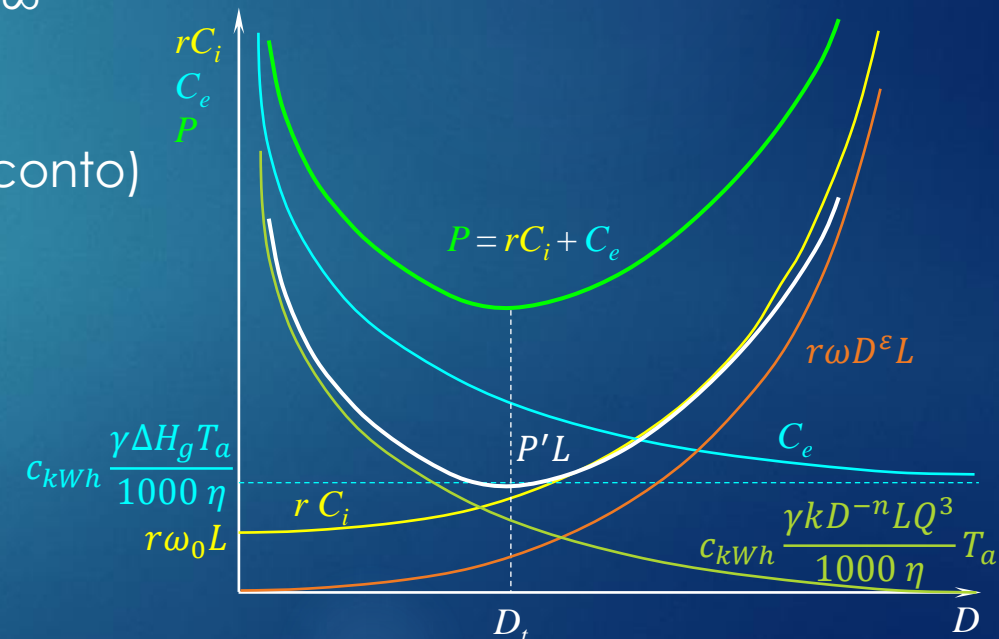
- Passività (costo totale annuo): $P = rC_i + C_e = r(\omega_0 + \omega D^\varepsilon)L + c_{kWh} \frac{\gamma Q(\Delta H_g + kD^{-n}L Q^2)}{1000 \eta} T_a$ (€/anno)
 - I costi di impianto crescono indefinitamente all'aumentare del diametro D
 - I costi di esercizio crescono indefinitamente al diminuire del diametro D
 - La passività cresce indefinitamente per $D \rightarrow 0$ e per $D \rightarrow \infty$
 - Deve esistere un minimo relativo della passività

► Condizione di minima passività (diametro massimo tornaconto)

$$\frac{\partial P}{\partial D} = 0$$

- ✓ Irrilevanti termini costanti e lunghezza L a fattore comune

$$\frac{\partial P'}{\partial D} = 0 \quad ; \quad P' = r\omega D^\varepsilon + c_{kWh} \frac{\gamma k D^{-n} Q^3}{1000 \eta} T_a$$





Progetto impianto di pompaggio

► Caso di portata variabile

$$C_e = \int_0^{T_a} c_{kWh} \frac{\gamma Q (\Delta H_g + k D^{-n} L Q^2)}{1000 \eta} dt = \int_0^{T_a} c_{kWh} \frac{\gamma Q \Delta H_g}{1000 \eta} dt + \int_0^{T_a} c_{kWh} \frac{\gamma k D^{-n} L Q^3}{1000 \eta} dt = \text{cost} + c_{kWh} \frac{\gamma k D^{-n} L}{1000 \eta} \int_0^{T_a} Q^3 dt$$

- Introducendo il valore medio dei cubi delle portate

$$\overline{Q^3} = \frac{1}{T_a} \int_0^{T_a} Q^3 dt$$

conservando solo il termine dipendente dal diametro e omettendo la lunghezza L si ha:

$$P' = r\omega D^\varepsilon + c_{kWh} \frac{\gamma k D^{-n} \overline{Q^3}}{1000 \eta} T_a = r\omega D^\varepsilon + \psi \overline{Q^3} D^{-n} \quad ; \quad \psi = c_{kWh} \frac{\gamma k}{1000 \eta} T_a$$

► Determinazione del diametro di massimo tornaconto D_t

$$\frac{\partial}{\partial D} (r\omega D^\varepsilon + \psi \overline{Q^3} D^{-n}) = \varepsilon r\omega D^{\varepsilon-1} - n \psi \overline{Q^3} D^{-(n+1)} = 0 \quad \longrightarrow \quad D^{n+\varepsilon} = \frac{n \psi \overline{Q^3}}{\varepsilon r\omega} \quad \longrightarrow \quad D_t = \left(\frac{n \psi \overline{Q^3}}{\varepsilon r\omega} \right)^{\frac{1}{n+\varepsilon}}$$

- ✓ $n + \varepsilon \cong 7 \longrightarrow$ valore di D_t poco sensibile a incertezze sui parametri $n, \psi, \overline{Q^3}, \varepsilon, r, \omega$
- ✓ Valore di passività poco diverso dal minimo per diametro commerciale più prossimo a D_t



Verifica alle depressioni

- Obiettivo: prevenire la cavitazione
 - ✓ La cavitazione induce sollecitazioni meccaniche e aggressione chimica (ossidazione) sulla macchina
- Sezione contratta all'imbocco (punto M di quota massima)
 - Espressioni del dislivello fra le quote piezometriche nel serbatoio di monte e nella sezione contratta

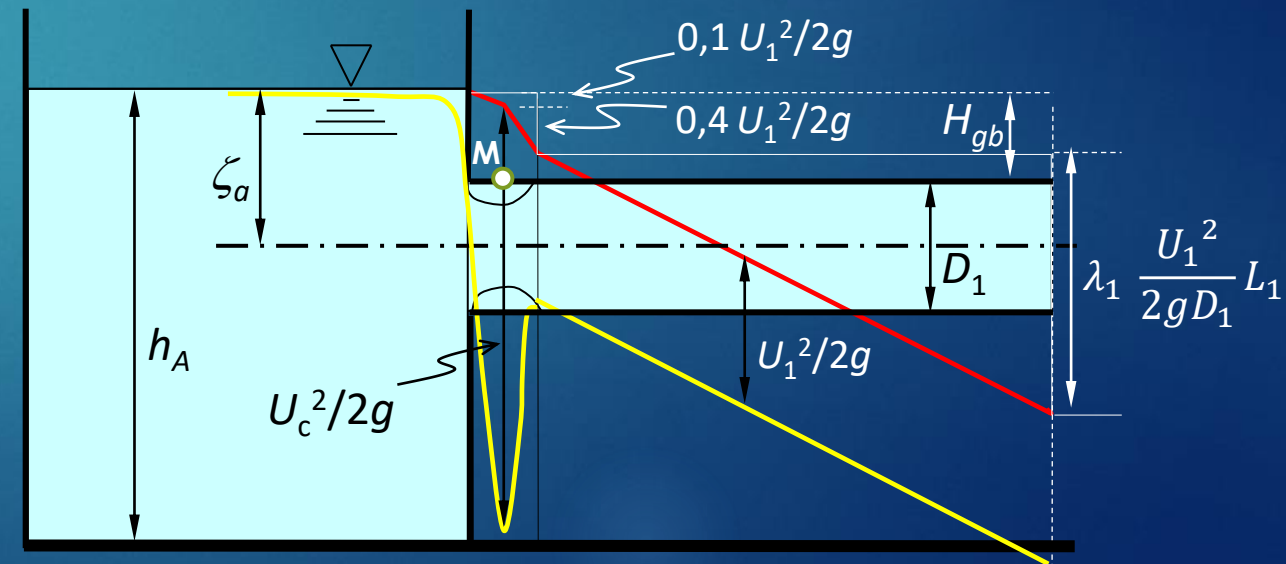
$$0,1 \frac{U_1^2}{2g} + \frac{U_c^2}{2g} = H_{gb} - \frac{p_{cmin}}{\gamma} \longrightarrow \frac{p_{cmin}}{\gamma} = H_{gb} - 0,1 \frac{U_1^2}{2g} - \frac{U_c^2}{2g}$$

- $0,1 U_1^2/2g$ perdite viscosse in imbocco (prima parte perdite per brusco restringimento)
- p_{cmin} minimo valore di pressione nel punto M di quota massima della sezione

- Assenza di cavitazione se

$$\frac{p_{cmin}^*}{\gamma} = \frac{p_{cmin}}{\gamma} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} > \frac{p_v^*}{\gamma} + \delta$$

- p_v^* tensione di vapore del liquido
- $\delta \approx 0,5$ m franco di sicurezza





Verifica alle depressioni

► Sezione contratta all'imbocco

- Assenza di cavitazione se

$$\frac{p_{Cmin}^*}{\gamma} = \frac{p_{Cmin}}{\gamma} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} > \frac{p_v^*}{\gamma} + \delta \quad \text{con}$$

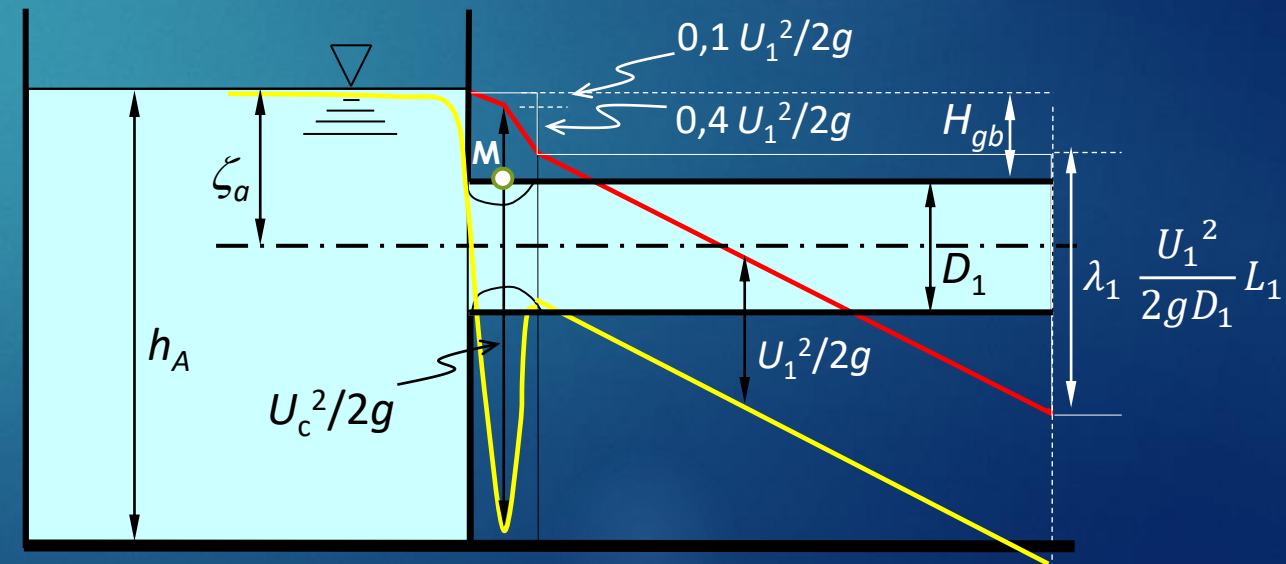
$$\frac{p_{Cmin}}{\gamma} = H_{gb} - 0,1 \frac{U_1^2}{2g} - \frac{U_C^2}{2g}$$



$$H_{gb} - 0,1 \frac{U_1^2}{2g} - \frac{U_C^2}{2g} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} > \frac{p_v^*}{\gamma} + \delta$$

- p_v^* tensione di vapore del liquido; $p_v^* = p_v^*(T)$
- $\delta \approx 0,5$ m franco di sicurezza
- $\frac{p_{atm}^*}{\gamma} = 10,33$ m per l'acqua
- ✓ Esito negativo della verifica impone adeguamento condotta di aspirazione
- ✓ Sostituzione della pompa inutile

T (°C)	p_v^* (atm)	T (°C)	p_v^* (atm)	T (°C)	p_v^* (atm)
-25	$6,26 \times 10^{-4}$	10	$1,21 \times 10^{-2}$	90	$6,92 \times 10^{-1}$
-15	$1,63 \times 10^{-3}$	30	$4,19 \times 10^{-2}$	100	1,00
-5	$3,95 \times 10^{-3}$	50	$1,22 \times 10^{-1}$	150	4,70
0,01	$6,03 \times 10^{-3}$	70	$3,08 \times 10^{-1}$	200	39,24



Verifica alle depressioni

► Ingresso girante pompa

- Depressione massima

$$H_{gb} - \frac{p_{mmin}}{\gamma} = \Delta y + \Delta w + \frac{U_g^2}{2g}$$

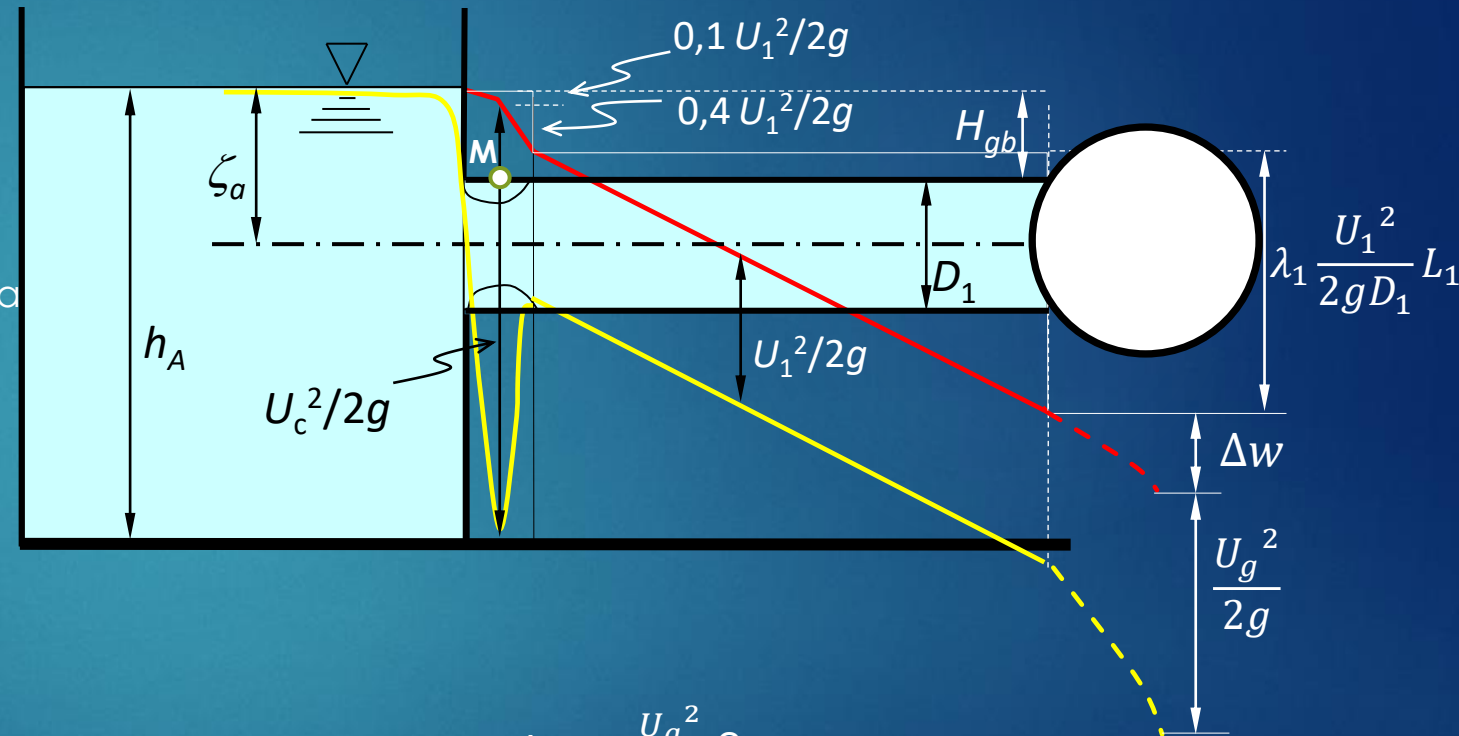
- $\Delta y = 0,5 \frac{U_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{U_1^2}{2g D_1} L_1$ p.d.c. in condotta
- Δw perdite di carico nella pompa
- $\frac{U_g^2}{2g}$ altezza cinetica in ingresso girante

- Assenza di cavitazione se

$$\frac{p_{mmin}^*}{\gamma} = \frac{p_{mmin}}{\gamma} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} > \frac{p_v^*}{\gamma} + \delta$$

- p_v^* tensione di vapore del liquido
- $\delta \approx 0,5 \text{ m}$ franco di sicurezza

$$H_{gb} - \Delta y - \Delta w - \frac{U_g^2}{2g} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} > \frac{p_v^*}{\gamma} + \delta$$



- Come specificare $\Delta w + \frac{U_g^2}{2g}$?

- $\Delta w + \frac{U_g^2}{2g}$ viene fornito dal costruttore in funzione di Q
- $\Delta w + \frac{U_g^2}{2g}$ è detto NPSH (net positive suction head)



Verifica alle depressioni

► Ingresso girante pompa

- Assenza di cavitazione se

$$H_{gb} - \Delta y - \Delta w - \frac{U_g^2}{2g} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} > \frac{p_v^*}{\gamma} + \delta$$

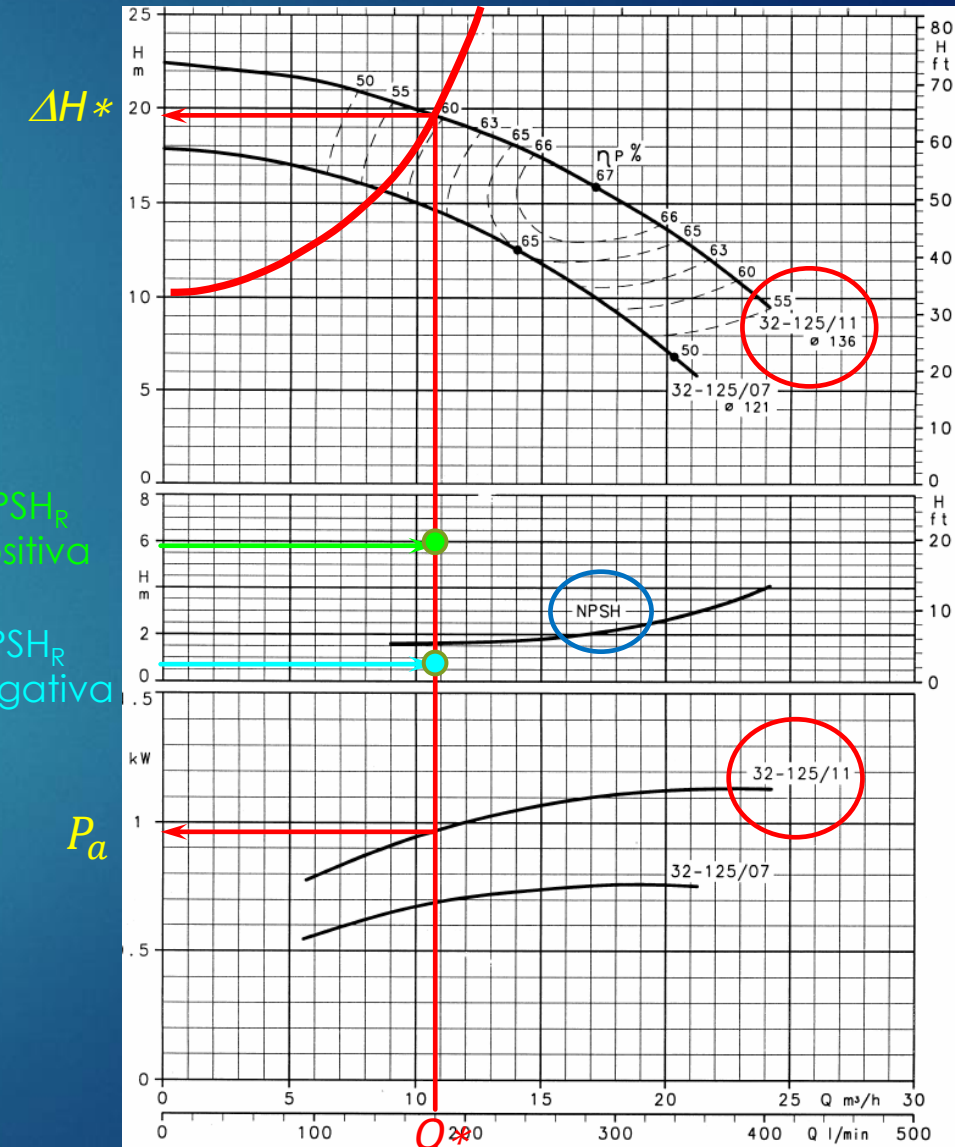
- La condizione si riscrive nella forma

$$H_{gb} - \Delta y + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} - \frac{p_v^*}{\gamma} - \delta > \Delta w + \frac{U_g^2}{2g}$$

- ✓ $\Delta w + \frac{U_g^2}{2g}$ valore minimo richiesto di NPSH ($NPSH_R$)
- ✓ A primo membro solo quantità note (NPSH disponibile, $NPSH_A$)
- ✓ Anche in questo caso:
 - Esito negativo della verifica impone adeguamento condotta di aspirazione
 - Sostituzione della pompa inutile

$NPSH_A > NPSH_R$
Verifica positiva

$NPSH_A < NPSH_R$
Verifica negativa



Portata massima sollevabile

► Portata massima corrispondente a condizioni limite

- Nella sezione contratta all'imbocco (punto M di quota massima)

$$H_{gb} - 0,1 \frac{U_1^2}{2g} - \frac{U_C^2}{2g} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} = \frac{p_v^*}{\gamma} + \delta$$

si riscrive $H_{gb} - 0,1 \frac{Q_{maxC}^2}{2g\Omega_1^2} - \frac{Q_{maxC}^2}{2gC_C^2\Omega_1^2} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} = \frac{p_v^*}{\gamma} + \delta$, da cui

$$Q_{maxC} = \Omega_1 \sqrt{\frac{2g \left(H_{gb} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} - \frac{p_v^*}{\gamma} - \delta \right)}{0,1 + 1/C_C^2}}$$

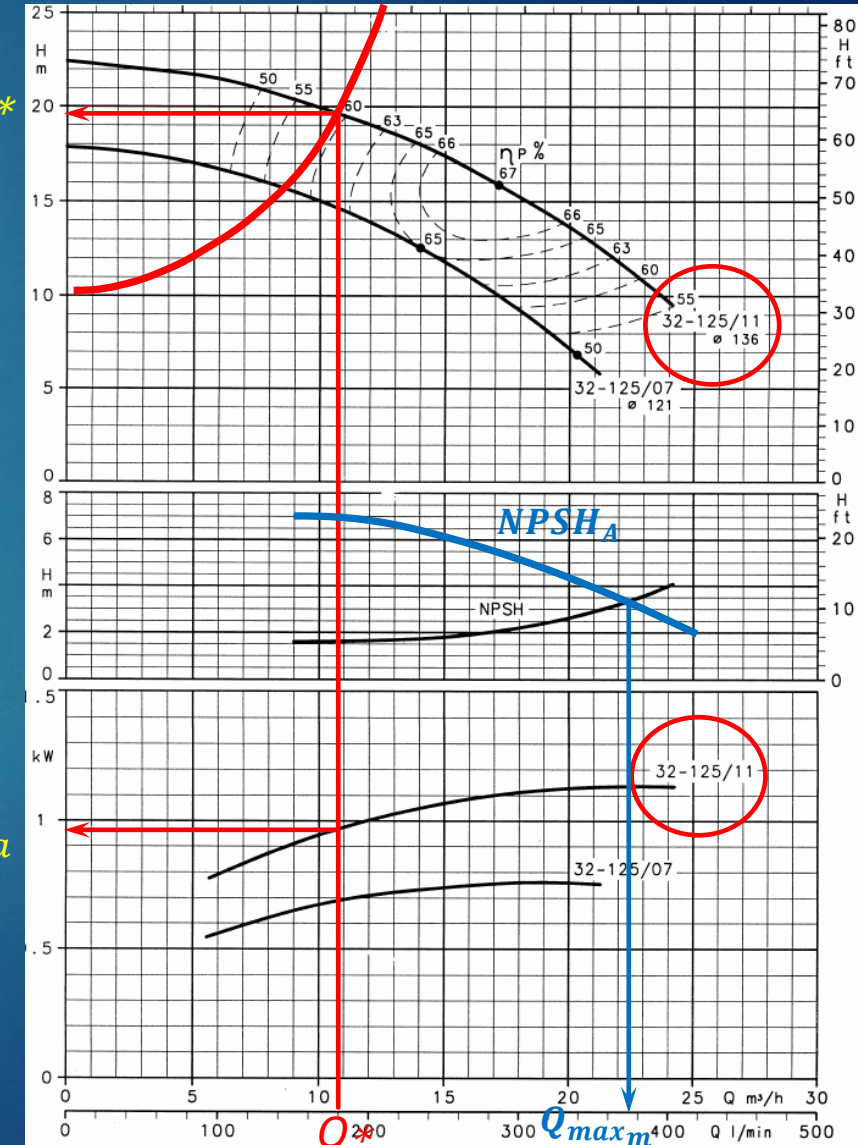
- Nella sezione di ingresso della girante della pompa

$$H_{gb} - 0,5 \frac{U_1^2}{2g} - \lambda_1 \frac{U_1^2 L_1}{2gD_1} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} - \frac{p_v^*}{\gamma} - \delta = \Delta w + \frac{U_g^2}{2g} = NPSH_R$$

$$- H_{gb} - 0,5 \frac{U_1^2}{2g} - \lambda_1 \frac{U_1^2 L_1}{2gD_1} + \frac{p_{atm}^*}{\gamma} - \frac{p_v^*}{\gamma} - \delta = NPSH_A = a - bQ^2$$

$$- Q_{max_m} \text{ da punto di intersezione curve } NPSH_A \text{ e } NPSH_R$$

$$Q_{max} = \min\{Q_{maxC}, Q_{max_m}\}$$

 ΔH^*


Turbine (cenni)

► Definizioni

- Salto utile: $\Delta H_u = H_m - H_v$
 - H_m carico totale all'ingresso della turbina
 - H_v carico totale all'uscita della turbina
- Potenza ceduta alla macchina: $\gamma Q \Delta H_u$

► Esigenza massimizzazione beneficio economico

- Problema analogo a minima passività per pompe
- Riduzione perdite di carico a monte turbina
- Diffusore per recupero di energia cinetica a valle

