

VII.2 VERIFICA DEL FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA ECCS DI UN REATTORE PWR

Il sistema di raffreddamento di emergenza del nocciolo (ECCS: Emergency Core Cooling System) di una centrale nucleare di tipo PWR comprende, tra gli altri, il sistema di iniezione ad alta pressione (HPIS: high Pressure Injection System), costituito da due pompe in parallelo che prelevano l'acqua borata dal serbatoio di allagamento di emergenza, supposto a pressione atmosferica, e la iniettano nella gamba fredda del circuito primario in prossimità del recipiente in pressione. Tale sistema interviene non appena la pressione nel primario, a causa di un incidente di perdita di refrigerante, scende al di sotto di un valore di soglia fissato dal progettista il quale, in funzione di ciò, seleziona la pompa adeguata.

Il circuito in questione può essere schematizzato come in figura 1 e la caratteristica della pompa disponibile è mostrata in figura 2.

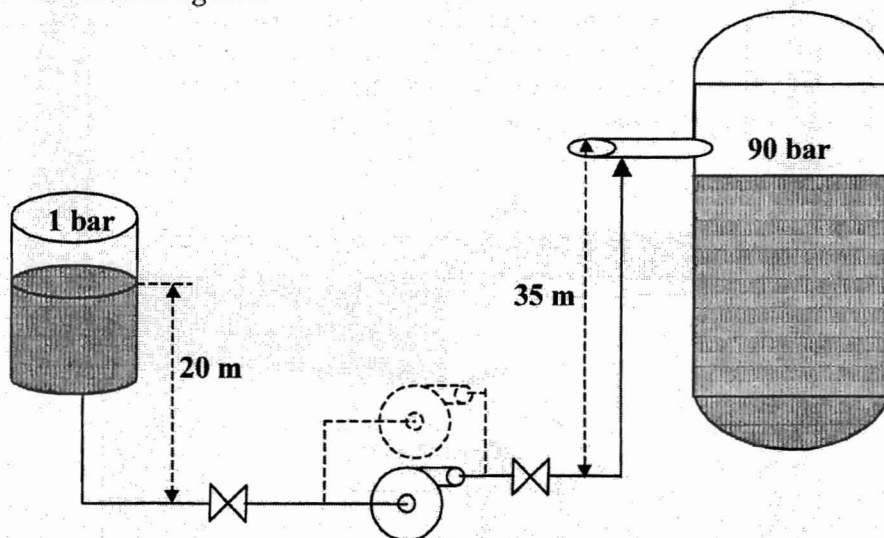


Fig. 1

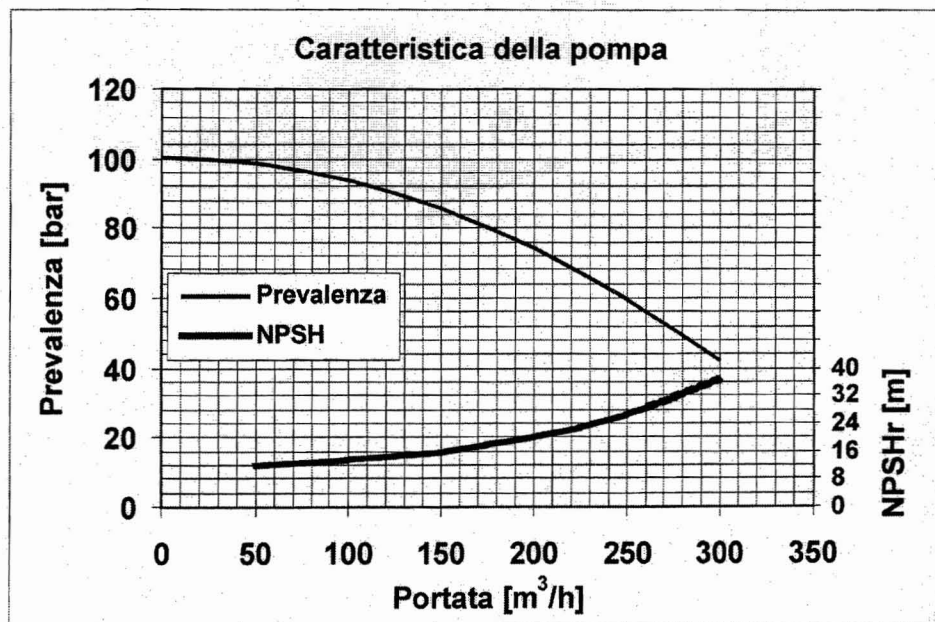


Fig. 2

La caratteristica della pompa può essere anche rappresentata dalla seguente equazione:

$$\Delta H_p = -6.426 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 - 2.8476 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 100.5$$

con ΔH_p in bar e portata Q in m^3/h .

Si vuole verificare il funzionamento del sistema con una pressione di 90 bar all'interno del recipiente in pressione.

In particolare si vuole:

1. determinare il punto di funzionamento del circuito con entrambe le pompe in funzione;
2. verificare il corretto funzionamento delle pompe in base alla curva dell'*NPSH*;
3. in caso di scatto di una delle due pompe determinare il nuovo punto di funzionamento;
4. nell'ipotesi che l'unica pompa rimasta in funzione venga portata ad una velocità di rotazione pari al 105% di quella nominale, determinare le nuove condizioni di funzionamento e verificare le condizioni all'aspirazione.

Si ipotizza che:

- l'acqua del serbatoio sia alla temperatura di 70 °C;
- le perdite di carico della linea di aspirazione, comprensive di perdite distribuite e concentrate, possono essere rappresentate da un coefficiente $K_A=3.5$, e per la linea di mandata $K_M = 4.2$;
- la tubazione di aspirazione ha un diametro nominale di 6 pollici schedula 80S e quella di mandata è di 4 pollici schedula 80S (vedi tabelle in Appendice).

La tubazione 6" sch. 80S è una tubazione di acciaio inossidabile con diametro esterno pari a 168.3 mm e spessore 10.97 mm a cui corrisponde un'area di passaggio $A_A=1.682 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$. La tubazione da 4" ha un diametro esterno di 114.3 mm ed uno spessore di 8.56 mm, per un'area di passaggio pari a $A_M=7.417 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$.

L'equazione di conservazione dell'energia meccanica fra il pelo libero del serbatoio e l'interno del recipiente in pressione è la seguente:

$$p_2 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot z_2 = p_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot z_1 + \Delta H_p - \Delta p_{irr}$$

dove ΔH_p è la prevalenza della pompa espressa in Pa. Poiché si può assumere che le velocità nel serbatoio e nel recipiente in pressione siano praticamente nulle:

$$p_2 + \rho \cdot g \cdot z_2 = p_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 + \Delta H_p - \Delta p_{irr}$$

Le pompe cominceranno ad iniettare il fluido all'interno del recipiente quando la pressione nello stesso sarà inferiore ad un certo valore, determinato dalla caratteristica delle pompe stesse e dalla geometria del circuito. Infatti, per portata nulla, detta ΔH_p^0 la prevalenza a bocca chiusa della pompa ed essendo nulle le perdite di carico, si ha la seguente equazione di equilibrio:

$$p_2^0 + \rho \cdot g \cdot z_2 = p_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 + \Delta H_p^0$$

da cui si ottiene la pressione p_2^0 al di sotto della quale comincia ad intervenire il sistema di iniezione:

$$p_2^0 = p_1 - \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \Delta H_p^0$$

Poiché la densità del liquido alla temperatura di 70 °C (trascurando l'effetto della pressione) è pari a circa 980 kg/m³, la pressione di intervento del sistema è:

$$p_2^0 = 1 - 980 \cdot 9.806 \cdot (35 - 20) \cdot 10^{-5} + 100.5 \approx 100.06 \text{ bar}$$

Per una pressione di 90 bar nel recipiente in pressione, l'equazione di conservazione dell'energia meccanica diventa:

$$p_2 + \rho \cdot g \cdot z_2 = p_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 + \Delta H_p(Q) - \frac{1}{2} K_A \cdot \rho \cdot v_A^2 - \frac{1}{2} K_M \cdot \rho \cdot v_M^2$$

da cui si esplicita l'uguaglianza fra la caratteristica della pompa e la caratteristica del circuito:

$$p_2 - p_1 + \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{K_A}{A_A^2} + \frac{K_M}{A_M^2} \right) \cdot Q^2 = \Delta H_p(Q)$$

Poiché vi sono in funzione 2 pompe in parallelo, la caratteristica delle due pompe si modifica come in figura 3, e la curva può essere descritta dall'equazione (stessa prevalenza in bar per $Q' = 2Q$ in m³/h):

$$\Delta H_{2p} = -\frac{6.426}{4} \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 - \frac{2.8476}{2} \cdot 10^{-3} \cdot Q + 100.5 = -1.6065 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 - 1.4238 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 100.5$$

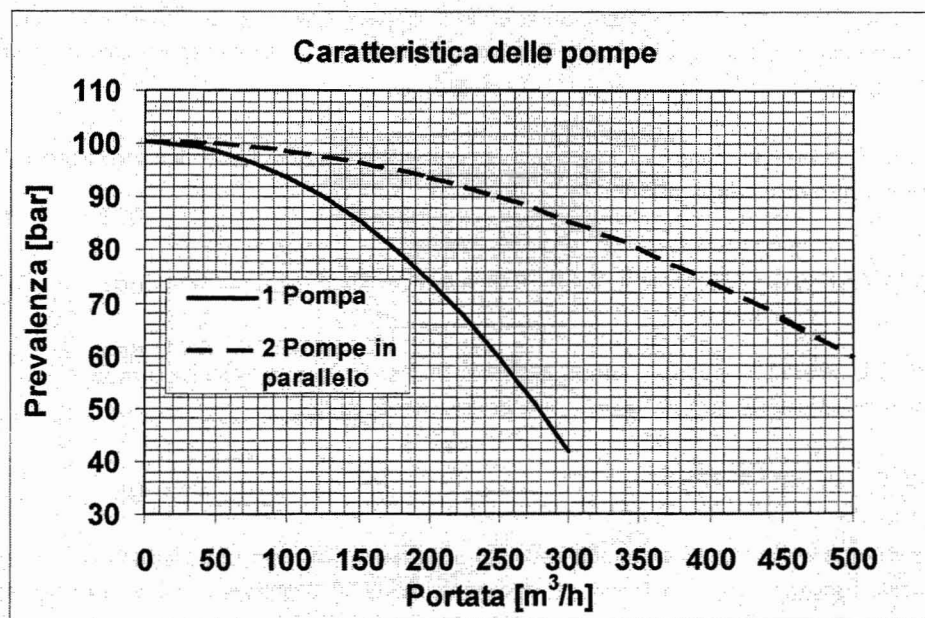


Fig. 3

Il punto di funzionamento lo si ottiene dunque risolvendo la seguente equazione di II grado, in cui tutti i termini sono espressi in bar e la portata Q in m³/h:

$$90 - 1 + 980 \cdot 9.806 \cdot 15 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{2} \cdot 980 \cdot \left(\frac{3.5}{28.3 \cdot 10^{-5}} + \frac{4.2}{5.5 \cdot 10^{-5}} \right) \cdot 10^{-5} \cdot Q^2 \cdot \frac{1}{3600^2} =$$

$$= -1.6065 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 - 1.4238 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 100.5$$

$$+ 1.942 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 + 1.4238 \cdot 10^{-3} \cdot Q - 10.06 = 0$$

da cui si ottiene $Q_{2p} = 224 \text{ m}^3/\text{h}$, e sostituendolo nell'equazione della caratteristica delle due pompe in parallelo si ha una prevalenza di:

$$\Delta H_{2p} = 1.6065 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 - 1.4238 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 100.5 = 92.12 \text{ bar}$$

La figura 4 mostra l'intersezione della caratteristica del circuito con la caratteristica delle due pompe in parallelo (punto A).

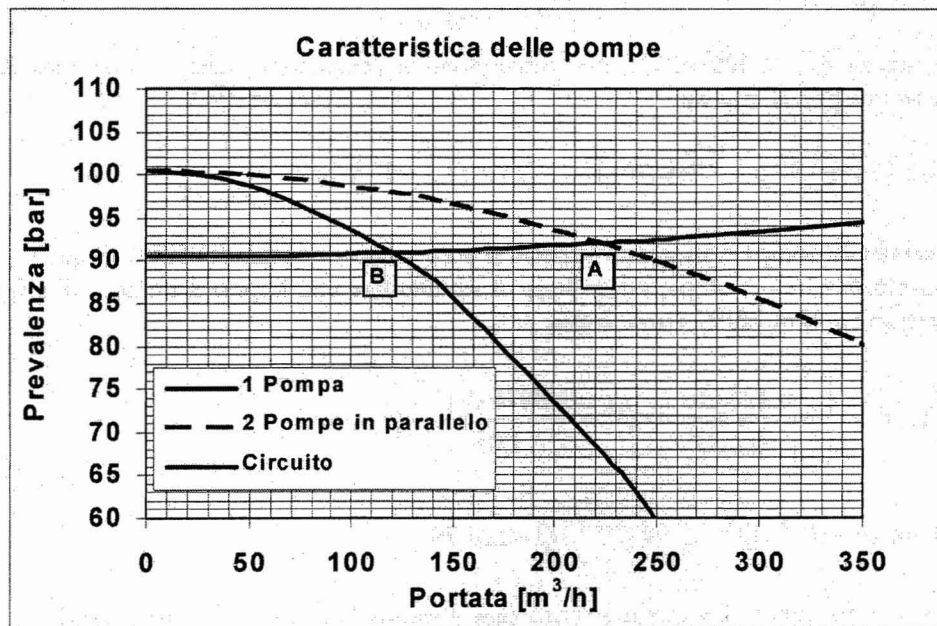


Fig. 4

La portata che evolve in una pompa è pari alla metà della portata totale: $Q_{1p} = \frac{Q_{2p}}{2} = 112 \text{ m}^3/\text{h}$.

A tale portata corrisponde un $NPSH_r$ (vedi fig. 2) di 14.15 m.

L' $NPSH_d$ è dato da:

$$NPSH_d = \frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 - \frac{\Delta p_{irr,A}}{\rho \cdot g} - \frac{p_s}{\rho \cdot g}$$

in cui le perdite di carico irreversibili nel tratto di aspirazione sono:

$$\Delta p_{irr,A} = \frac{1}{2} \cdot K_A \cdot \rho \cdot \frac{Q^2}{A_A^2} = \frac{1}{2} \cdot 3.5 \cdot 980 \cdot \frac{1}{3600^2} \cdot \frac{224^2}{28.3 \cdot 10^{-5}} = 23462.2 \text{ Pa}$$

e la pressione di saturazione p_s alla temperatura di 70 °C è 0.312 bar. Quindi:

$$NPSH_d = \frac{10^5}{980 \cdot 9.806} + 20 - \frac{23462.2}{980 \cdot 9.806} - \frac{31200}{980 \cdot 9.806} = 24.7 \text{ m} > NPSH_r$$

Nel caso di scatto di una delle due pompe, il punto di funzionamento si sposta nel punto B della figura 4, determinabile analiticamente tramite la risoluzione dell'equazione:

$$90 - 1 + 980 \cdot 9.806 \cdot 15 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{2} \cdot 980 \cdot \left(\frac{3.5}{28.3 \cdot 10^{-5}} + \frac{4.2}{5.5 \cdot 10^{-5}} \right) \cdot 10^{-5} \cdot Q^2 \cdot \frac{1}{3600^2} =$$

$$= -6.426 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 - 2.8476 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 100.5$$

$$6.7615 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 + 2.8476 \cdot 10^{-3} \cdot Q - 10.06 = 0$$

da cui si ottiene $Q_{1p} = 120 \text{ m}^3/\text{h}$, e sostituendolo nell'equazione della caratteristica della singola pompa si ha una prevalenza di:

$$\Delta H_{1p} = -6.426 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 - 2.8476 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 100.5 = 90.9 \text{ bar}$$

Nell'ipotesi che la pompa rimasta in funzione si porti ad una velocità del 105% di quella nominale, la curva caratteristica della pompa, per le leggi di similitudine che legano il numero di giri alla portata ed alla prevalenza, si modifica come segue:

$$\Delta H_{1p}' = (1.05)^2 \cdot \left[-\frac{6.426 \cdot 10^{-4}}{(1.05)^2} \cdot Q^2 - \frac{2.8476 \cdot 10^{-3}}{1.05} \cdot Q + 100.5 \right]$$

$$\Delta H_{1p}' = -6.426 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 - 2.99 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 110.79$$

e quindi il nuovo punto di funzionamento sarà il punto C di figura 5, corrispondente a $Q' = 171 \text{ m}^3/\text{h}$ e $\Delta H_{1p}' = 91.49 \text{ bar}$:

Nel nuovo punto di funzionamento si ha un $NPSH_r$ (vedi fig. 2) di 17.48 m.

Le perdite di carico irreversibili nel tratto di aspirazione sono ora:

$$\Delta p_{irr,A} = \frac{1}{2} \cdot K_A \cdot \rho \cdot \frac{Q^2}{A_A^2} = \frac{1}{2} \cdot 3.5 \cdot 980 \cdot \frac{1}{3600^2} \cdot \frac{171^2}{28.3 \cdot 10^{-5}} = 13673 \text{ Pa}$$

Quindi:

$$NPSH_d = \frac{10^5}{980 \cdot 9.806} + 20 - \frac{13673}{980 \cdot 9.806} - \frac{31200}{980 \cdot 9.806} = 25.73 \text{ m} > NPSH_r$$

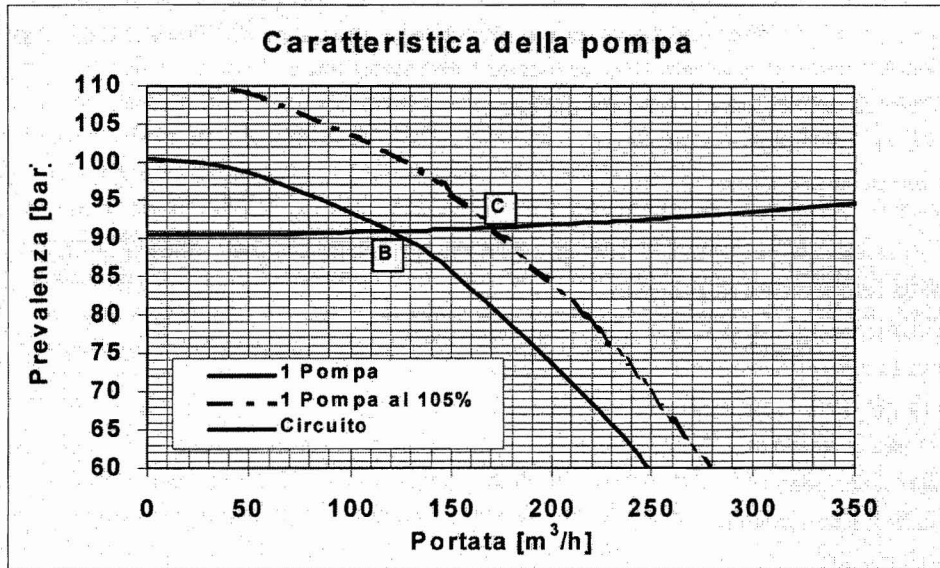


Fig. 5