



UNIONE  
EUROPEA



REPUBBLICA  
ITALIANA



REGIONE AUTONOMA DELLA  
SARDEGNA



Ente acque della Sardegna

P. O. F.E.S.R. 2007-2013  
ASSE IV – OBIETTIVO OPERATIVO 4.1.5  
LINEA DI ATTIVITA' 4.1.5.b

**PROGETTO ESECUTIVO DEGLI INTERVENTI DI  
RIQUALIFICAZIONE DEGLI IMPIANTI ELETTRICO ED  
OLEODINAMICO DEGLI ORGANI MECCANICI DI SCARICO  
DELLA DIGA DI PUNTA GENNARTA E MEDAU ZIRIMILIS**

Approvato con det. D. S.IN./LL.PP.  
Prot. 35419 rep. 1976 del 17 OTT. 2013

**RELAZIONE DI CALCOLO IMPIANTO  
OLEODINAMICO PUNTA GENNARTA**

Allegato  
**G.2.1**

*Redatto dal Servizio Dighe*

**Responsabile del Procedimento:**

Ing. Maurizio Meloni

Ing. Francesca Piras (dal 29.07.2013)

**Redazione a cura di:**

**Progettista:** Ing. Sergio Deiana

**Collaborazione tecnica:** Geom. Carmine Villecco

**Responsabile della sicurezza in fase di  
progettazione ed esecuzione:**

P.I. Stefano Salvatici

**Consulente:**

Ing. Andrea Bianchi

**Servizio per attività tecnico amministrative:**

Ing. Piero Piccoi

**Il Direttore Generale**

Ing. Franco Ollargiu

**Il Direttore del Servizio**

Ing. Francesca Piras

**SETTEMBRE 2013**

## 0. DATI DI PROGETTO

### 0.1 Riferimenti:

Nota Calcoli del 2010 P.I. Antonio Sisti;

### 0.1 Caratteristiche

Invaso

- Larghezza netta della luce 2,50 m
- Altezza netta della luce 3,00 m
- Carico di progetto sulla soglia 51,00 m
- Quota di massimo vaso 255,00 m s.l.m.
- Quota di soglia paratoie piane 203,95 m s.l.m.
- Quota della camera di manovra 255,00 m s.l.m.

## 1. - PARATOIA PIANA A STRISCIAMENTO luce 2,5 x 3,0 m battente 51,00 m

### 1.1 – VERIFICA FORZE DI MANOVRA

Peso diaframma stimato

Carico totale sulla paratoia con battente di 51,00 m

Coefficiente attrito vie di corsa

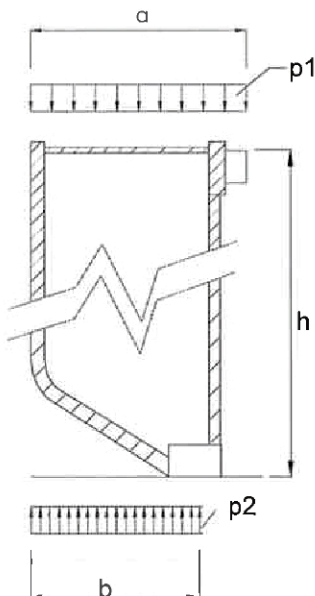
Forza di attrito vie di corsa (Fs)  $Q_t \times \mu =$

$P_p = 45 \text{ kN}$

$Q_t = 3911 \text{ kN}$

$\mu = 0,4$

1565 kN



$$P_1 = 0,47 \text{ N/mm}^2$$

$$P_2 = 0,50 \text{ N/mm}^2$$

$$a = 424 \text{ mm}$$

$$b = 56 \text{ mm}$$

$$L = 3040 \text{ mm}$$

Spinta statica superiore (F1s)

$$a * L * p_1 = 528 \text{ kN}$$

Spinta statica inferiore (F2s)

$$b * L * p_2 = 74 \text{ kN}$$

Spinta dinamica down-pull (F2D)

$$0,5 * F_{2s} = 37 \text{ kN (trascurabile)}$$

Forza richiesta in apertura:

$$F_{ap} = P_p + P_a + F_s + F_{1s} - F_{2s} + F_{2d} = 2064 \text{ kN}$$

Forza richiesta in chiusura:

$$F_{ch} = F_s - F_{1s} + F_{2s} - P_p - P_a = 1066 \text{ kN}$$

Non risultano disponibili i calcoli originali di dimensionamento:

Le velocità di manovra indicate nella Relazione P.I. Sisti sono le seguenti:

<u>Velocità di manovra in apertura</u>	0,17 m/min
<u>Velocità di manovra in chiusura</u>	0,16 m/min

## 1.2 – CARATTERISTICHE MECCANISMI OLEODINAMICI

- Diametro alesaggio	570	mm
- Diametro asta sollevamento	140	mm
- Diametro asta superiore	80	mm
- Corsa	3100	mm
- Sezione in apertura	S1 = 239782	mm <sup>2</sup>
- Sezione in chiusura	S2 = 250149	mm <sup>2</sup>
- Pressione in apertura	$\frac{F_{ap}}{S_1} = 86,7$	bar
- Pressione in chiusura	$\frac{F_{ch}}{S_2} = 42,6$	bar

## 1.3. – VERIFICA CARICO DI PUNTA ASTE DI MANOVRA

l = distanza fra le due cerniere	3200 mm
d = diametro dell'asta	140 mm
$\beta$ = coefficiente di vincolo dell'asta	1
E = modulo di elasticità	206000 N/mm <sup>2</sup>
Lc = lunghezza libera d'inflessione ( $\beta^*l$ )	3200 mm
J min = momento d'inerzia della sezione	18,85 E06 mm <sup>4</sup>

Il carico critico (N Cr) è fornito dalla formula di Eulero:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 E J_{min}}{L^2} = 3742 \text{ kN}$$

Pressione di taratura valvola di sicurezza  
Forza max di compressione

$$P_t = 55 \text{ bar (5,5 N/mm}^2\text{)} \\ F_{MC} = P_t \times S_2 = 1376 \text{ kN}$$

Coefficiente di sicurezza

$$\frac{N_{CR}}{F_{MC}} = 2,7 < 3$$

## 2. – CARATTERISTICHE CENTRALE OLEODINAMICA

- N° 2 Gruppi elettropompa funzionanti uno di riserva all'altro	
- Portata di ogni pompa	Qp = 40 l/min. = 2,4 mc/h
- Potenza motore elettrico	N = 7,5 kW
- Rendimento meccanico $\eta_m$	= 0,8

- Pressione massima erogata dalle pompe:

$$P = \frac{N \times \eta_m}{Q_s} = \frac{7.500 \times 0,8}{40 \times 10^{-3} / 60} \times 10^{-5} = 90 \text{ bar}$$

### 3 – CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO

#### 3.1 – Caratteristiche generali

- Temperatura di calcolo	5 °C
- Classe di viscosità olio	ISO VG 32
- Viscosità cinematica olio a 5 °C	$\nu = 100 \text{ cSt}$
- Peso specifico dell'olio	$\gamma = 880 \text{ kg/m}^3$

#### 3.2 – Perdite di carico tra centrale oleodinamica e paratoia piana.

##### 3.2.1. – Tubo di mandata “A..”

- Portata massima transitante	$Q_p$	40 l/min
- Lunghezza tubazione		$L = 25 \text{ m}$
- Dimensioni		20x2 mm
- Diametro interno		$D_t = 16 \text{ mm}$
- Sezione interna		$St = 201 \text{ mm}^2$
- Velocità olio nei tubi		

$$V_t = \frac{Q_p}{St} = 2,48 \text{ m/s}$$

- Numero di Reynolds

$$Re = \frac{V_t \times D_t}{\nu} = 530$$

Siccome Re è minore di 2000, il moto dell'olio è di tipo laminare:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = 0,12$$

- Perdite di carico nel collettore di mandata “A” (lunghezza 25 m):

$$\Delta p = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V_t^2}{2g} \times (\gamma \times g) \times 10^{-5} = 9,1 \text{ bar}$$

##### 3.2.2. – Tubo di ritorno “B”

- Portata massima transitante	$Q_{pb}$	41,72	l/min
(La portata transitante è quella della pompa moltiplicata per il rapporto delle due sezioni del meccanismo)			
- Lunghezza tubazione		$L = 25 \text{ m}$	
- Dimensioni		20x2mm	

- Diametro interno
- Sezione interna
- Velocità olio nei tubi

$$Dt = 16 \text{ mm}$$

$$St = 201 \text{ mm}^2$$

$$V_{tr} = \frac{Q_{pb}}{St} = 2,83 \text{ m/s}$$

- Numero di Reynolds

$$Re = \frac{V_{tr} \times Dt}{\nu} = 553$$

Siccome Re è minore di 2000, il moto dell'olio è di tipo laminare:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = 0,11$$

- Perdite di carico nel collettore di ritorno "B" (lunghezza 25 m):

$$\Delta p = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V_t^2}{2g} \times (\gamma \times g) \times 10^{-5} = 9,5 \text{ bar}$$

### 3.3 – Perdite di carico totali

3.2.1. – Tubo di mandata "A"	9,1 bar
3.2.2. – Tubo di ritorno "B"	9,5 bar
- Perdite di carico concentrate sulle apparecchiature	4 bar
<b>Perdite di carico totali</b>	<b>22,6 bar</b>

NOTA: Non vengono eseguiti i calcoli delle perdite di carico durante la chiusura delle paratoie in quanto inferiori a quelle in apertura.

## 4 – CALCOLO FINALE DEI GRUPPI ELETTROPOMPA

- Pressione massima necessaria in ingresso cilindri	87 bar
- Perdite di carico nel circuito	22,6 bar
- Pressione necessaria in uscita pompe	<b>110 bar</b>
- Valore di taratura valvole di sicurezza pompe	<b>110 bar</b>

Non è noto il valore di pressione di prova dei meccanismi a pistone indicati dal costruttore.

E' bene tenere in considerazione che qualsiasi intervento di manutenzione relativo al meccanismo di monte, comporta lo svuotamento dell'invaso. Di conseguenza si consiglia di non utilizzare la paratoia di monte con carico squilibrato.