



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
INTERVENTI DI RIQUALIFICAZIONE DELL'IMPIANTO
ELETTRICO ED OLEODINAMICO DEGLI ORGANI
MECCANICI DI SCARICO DELLA DIGA DI
PRANU ANTONI**

Approvato con del. D. S.IN./LL.PP.
Prot. 35021 rep. 1963 del 15.10.2013

**NOTA CALCOLI IMPIANTO
OLEODINAMICO**

DOCUMENTO NR.

G.2

Redatto dal Servizio Dighe

Responsabile del Procedimento:

Ing. Maurizio Meloni

Ing. Francesca Piras (dal 29.07.2013)

Redazione a cura di:

Progettista: Ing. Francesca Piras

Collaborazione tecnica:

Geom. Carmine Villecco

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

Ing. Jr. Piergiorgio Cadei

Consulente:

Ing. Ivano Leandri



Il Direttore Generale

Ing. Franco Ollargiu

Il Direttore del Servizio

Ing. Francesca Piras

SETTEMBRE 2013

1 – CARATTERISTICHE MECCANISMI OLEODINAMICI

Le caratteristiche dei meccanismi a pistone installati sono ricavate dalla "Descrizione di funzionamento e manutenzione" Riva Calzoni n°33870

1.1. – Meccanismi a pistone paratoie a settore

- N°2 meccanismi a pistone ogni paratoia a settore		
- Diametro alesaggio	315	mm
- Diametro asta sollevamento	105	mm
- Corsa	4944	mm
- Sforzo nominale in apertura	F_{aps} 951,4	KN
- Corsa paratoia	8900	mm
- Velocità media di manovra paratoia	0,18	m/min
- Velocità media meccanismi a pistone	V_{ms} 0,10	m/min
- Sezione in apertura	$S_{1s} = 69272$	mm ²
- Pressione in apertura	$\frac{F_{aps}}{S_1} = 138$	bar
- Consumo olio in apertura	$Q_{as} = 2 \times S_{1s} \times V_{ms} = 13,85$	l/min

1.2. – Meccanismi a pistone paratoie a ventola

- N°2 meccanismi a pistone ogni paratoia a ventola		
- Diametro alesaggio	158	mm
- Diametro asta sollevamento	60	mm
- Corsa	1285	mm
- Sforzo nominale in apertura	F_{apv} 181,5	KN
- Velocità media di manovra paratoia	0,20	min
- Velocità media meccanismi a pistone	V_{mv} 0,10	m/min
- Sezione in apertura	$S_{1v} = 16779$	mm ²
- Pressione in apertura	$\frac{F_{apv}}{S_{1v}} = 110$	bar
- Consumo olio in apertura	$Q_{av} = 2 \times S_{1v} \times V_{mv} = 3,36$	l/min

2 – CARATTERISTICHE CENTRALI OLEODINAMICHE

Le tre nuove centrali oleodinamiche sono composte ognuna da due gruppi elettropompa, uno al servizio di ogni luce dello scarico di superficie, in totale n°5, ed uno al servizio dello scarico di fondo

Gruppo elettropompa al servizio di una paratoia a settore e ventola.

- N° 1 Gruppo elettropompa di servizio			
- Portata utile necessaria	$Q_u = Q_{as} + Q_{av}$	17,21	l/min.
- Rendimento volumetrico	η_v	0,9	
- Portata pompa	$Q_p = Q_u / \eta_v$	19,12	l/min.
- Portata pompa adottata	Q_{pa}	20	l/min
- Pressione massima di esercizio		138	bar
- Pressione taratura valvola di sicurezza (valore di origine)		165	bar
- Potenza motore elettrico previsto	N	7,5	kW
- Rendimento meccanico	η_m	0,8	
- Pressione massima erogata dal gruppo elettropompa			

$$P = \frac{N \times \eta_m}{Q_{pa}} = \frac{7,5 \times 10^3 \times 0,8}{20 \times 10^{-3} / 60} 10^{-5} = 180 \text{ bar} > 165 \text{ bar}$$

3 – CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO DELLO SCARICO DI SUPERFICIE

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 centro luce per paratoie a settore.

3.2.1. – Tubo di mandata "A.."

- Portata massima transitante	Q_{pa}	20 l/min
- Lunghezza tubazione	L	18 m
- Dimensioni		1" x 3,25 mm
- Diametro interno	D_t	27,2 mm
- Sezione interna	S_t	581 mm ²
- Velocità olio nei tubi		

$$V_{t1} = \frac{Q_{pa}}{S_t} = \frac{20 \times 10^{-3}}{581 \times 10^{-6} / 60} = 0,57 \text{ m/sec}$$

- Numero di Reynolds

$$Re_1 = \frac{V_{t1} \times D_t}{\nu} = \frac{0,57 \times 27,2 \times 10^{-3}}{100 \times 10^{-6}} = 155$$

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

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

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

- Perdite di carico nel collettore di mandata "A.." (lunghezza 18 m):

$$\Delta p_1 = \frac{64}{155} \times \frac{18}{27,2 \times 10^{-3}} \times \frac{0,57^2}{2 \times 9,81} \times (880 \times 9,81) \times 10^{-5} = 0,4 \text{ bar}$$

3.2.2. – Tubo di ritorno "R"

- Portata massima transitante Q_r 22,5 l/min
(La portata transitante è quella della pompa moltiplicata per il rapporto delle due sezioni del meccanismo)
- Lunghezza tubazione $L = 18 \text{ m}$
- Dimensioni $1 \frac{1}{4}'' \times 4,05 \text{ mm}$
- Diametro interno $D_t = 34,3 \text{ mm}$
- Sezione interna $S_t = 924 \text{ mm}^2$
- Velocità olio nei tubi

$$V_{t2} = \frac{Q_r}{S_t} = \frac{22,5 \times 10^{-3}}{924 \times 10^{-6}} \times \frac{60}{60} = 0,4 \text{ m/sec}$$

- Numero di Reynolds

$$Re_2 = \frac{V_{t2} \times D_t}{\nu} = \frac{0,4 \times 34,3 \times 10^{-3}}{100 \times 10^{-6}} = 137$$

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

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

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

- Perdite di carico nel collettore di ritorno "R" (lunghezza 18 m):

$$\Delta p_1 = \frac{64}{137} \times \frac{18}{34,3 \times 10^{-3}} \times \frac{0,4^2}{2 \times 9,81} \times (880 \times 9,81) \times 10^{-5} = 0,17 \text{ bar}$$

3.3 – Perdite di carico tra centro luce e meccanismi a pistone.

3.3.1. – Tubo di mandata "A.."

- Portata massima transitante $Q_{pa}/2$ 10 l/min
- Lunghezza tubazione $L = 45 \text{ m}$
- Dimensioni $\frac{3}{4}'' \times 2,65 \text{ mm}$
- Diametro interno $D_t = 21,6 \text{ mm}$
- Sezione interna $S_t = 366,4 \text{ mm}^2$
- Velocità olio nei tubi

$$V_{t1} = \frac{Q_{pa}}{2 \times S_t} = \frac{20 \times 10^{-3}}{2 \times 366,4 \times 10^{-6}} \times \frac{60}{60} = 0,45 \text{ m/sec}$$

- Numero di Reynolds

$$Re_1 = \frac{V_t \times D_t}{\nu} = \frac{0,45 \times 21,6 \times 10^{-3}}{100 \times 10^{-6}} = 97$$

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

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

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

- Perdite di carico nel collettore di mandata "A.." (lunghezza 45 m):

$$\Delta p_1 = \frac{64}{97} \times \frac{45}{21,6 \times 10^{-3}} \times \frac{0,45^2}{2 \times 9,81} \times (880 \times 9,81) \times 10^{-5} = \mathbf{1,22 \text{ bar}}$$

3.3.2. – Tubo di ritorno "R"

- Portata massima transitante $Q_r / 2$ 11,25 l/min
(La portata transitante è quella della pompa moltiplicata per il rapporto delle due sezioni del meccanismo)

- Lunghezza tubazione $L = 45 \text{ m}$
- Dimensioni $1" \times 3,25 \text{ mm}$
- Diametro interno $D_t = 27,2 \text{ mm}$
- Sezione interna $S_t = 581 \text{ mm}^2$
- Velocità olio nei tubi

$$V_{t2} = \frac{Q_r}{2 \times S_t} = \frac{22,5 \times 10^{-3}}{2 \times 581 \times 10^{-6}} \times \frac{60}{1000} = 0,32 \text{ m/sec}$$

- Numero di Reynolds

$$Re_2 = \frac{V_{t2} \times D_t}{\nu} = \frac{0,32 \times 27,2 \times 10^{-3}}{100 \times 10^{-6}} = 87$$

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

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

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

- Perdite di carico nel collettore di ritorno "R" (lunghezza 45 m):

$$\Delta p_1 = \frac{64}{87} \times \frac{45}{27,2 \times 10^{-3}} \times \frac{0,32^2}{2 \times 9,81} \times (880 \times 9,81) \times 10^{-5} = \mathbf{0,54 \text{ bar}}$$

3.4 – Perdite di carico totali

3.2.1. – Tubo di mandata "A.."	0,4 bar
3.3.1. – Tubo di mandata "A.."	1,22 bar
3.2.2. – Tubo di ritorno "R"	0,17 bar
3.3.2. – Tubo di ritorno "R"	0,54 bar
- Perdite di carico concentrate sulle apparecchiature	5 bar
- Contropressione sul ritorno valvola rif.16	10 bar

Perdite di carico totali **17,3 bar**

NOTA: Non vengono eseguiti i calcoli delle perdite di carico durante la chiusura delle paratoie a settore in quanto inferiori a quelle in apertura; la pressione generata dal peso della paratoia (variabile da un minimo di 32 bar, in posizione di totale apertura, ad un massimo di circa 69 bar vicino alla totale chiusura) è comunque nettamente superiore alle perdite di carico. Anche per le paratoie a ventola non si eseguono calcoli considerando la minima portata transitante nei tubi e la modesta pressione di apertura senza l'ausilio dell'acqua.

4 – CALCOLO FINALE DEI GRUPPI ELETTROPOMPA

- Pressione massima necessaria in ingresso cilindri	138 bar
- Perdite di carico nel circuito	17,3 bar
- Pressione necessaria in uscita pompe	155,3 bar
- Valore di taratura valvole di sicurezza pompe	165 bar > 155,3 bar