

INDICE

1. PREMESSA	2
2. DIMENSIONAMENTO IDRAULICO DELLA RETE TUBATA	3
3. CALCOLO DEL CARICO RICHIESTO PER L'IRRIGAZIONE	10
4. PERDITE LOCALIZZATE NELLE CONDOTTE	11
4.1. BRUSCO RESTRINGIMENTO	11
4.2. BRUSCO ALLARGAMENTO	13
4.3. CURVE	14
5. SISTEMA DI PROTEZIONE DA FENOMENI TRANSITORI DI MOTO VARIO	17
5.1. PREMESSE	17
5.2. DIMENSIONAMENTO E VERIFICHE DELL'IMPIANTO IN OGGETTO	26
5.3. CONCLUSIONI	30
6. SEDIMENTATORI STAZIONE DI SPINTA	33
7. VERIFICA AL GALLEGGIAMENTO	35

1. PREMESSA

La rete irrigua di soccorso attuale, costituita da fossi e scoli privati, sarà sostituita da una rete tubata in pressione, costituita da linee principali e linee secondarie, che addurrà alle aziende la portata complessiva di 300 l/s.

Il bacino "Ponticello" è stato suddiviso in n.12 comizi irrigui da circa 50 ha ciascuno. A ciascuno comizio sarà addotta una portata massima pari a 25 l/s regolata da opportuni limitatori inseriti entro appositi pozzetti "comiziali" disposti lungo la rete principale in numero di uno o due per comizio. Ognuno di questi pozzetti costituirà il punto iniziale per i vari rami della rete secondaria "comiziale". All'interno di ciascun comizio, lungo la rete secondaria, sono state distribuite le derivazioni, una per azienda, costituite da idranti atti ad essere collegati alle reti a pressione private.

Il dimensionamento è stato effettuato ipotizzando che ogni idrante possa derivare una portata di 25 l/s. All'interno dei comizi irrigui del bacino "Ponticello", la distribuzione tra i vari utenti sarà turnata in funzione della superficie aziendale da irrigare.

Nella figura allegata, è riportato lo schema strutturale di calcolo della rete irrigua con indicati i codici di nodo e di tronco assegnati per il dimensionamento.

2. DIMENSIONAMENTO IDRAULICO DELLA RETE TUBATA

Una prima differenziazione sui tipi di impianti realizzabili riguarda la tipologia di collegamento delle condotte di adduzione e distribuzione, che può essere di due tipi:

- ramificato o a maglie aperte;
- reticolare o a maglie chiuse.

Ciascuno dei due tipi di collegamento presenta pregi e difetti, per cui vengono normalmente adottati in base alle caratteristiche peculiari di ciascuno di essi.

Il collegamento a maglie aperte presenta direzioni di flusso univoche, in cui in ogni sezione la portata è determinata unicamente dalle derivazioni a valle della sezione stessa. Questo rende critico il sistema dal punto di vista della sicurezza dell'erogazione, in quanto l'interruzione di un tratto, per esempio in caso di manutenzione o di rottura di una condotta, causa l'interruzione della fornitura del servizio in tutta la rete a valle del tratto stesso.

Sotto l'aspetto economico, questo tipo di rete risulta certamente il più conveniente, in quanto non ha rami esuberanti, e quelli che sono adottati sono calcolati esattamente per le portate che saranno effettivamente poste in essere.

Realizzando un collegamento reticolare delle condotte, il flusso che si instaura entro le stesse è funzione della distribuzione degli emungimenti e, pertanto, la direzione di flusso non è definita a priori. L'interruzione di un ramo non causa problemi nell'erogazione del servizio, se non una riduzione del carico disponibile alla consegna: a tale aspetto positivo si contrappone normalmente un maggior costo di realizzazione per la presenza di un numero sovrabbondante di condotte.

Nel caso degli impianti di irrigazione, la necessità di ricorrere a sistemi economicamente vantaggiosi ed a flusso controllato, porta il più delle volte ad utilizzare il sistema a maglie aperte.

Il calcolo di una rete in pressione viene normalmente svolto applicando la nota relazione di Darcy-Weisbach, che fornisce il valore della perdita di carico per unità di lunghezza di condotta in funzione del numero di resistenza λ :

$$i = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \text{ in cui:}$$

i [m/m] = perdita di carico per unità di lunghezza o pendenza piezometrica;

v [m/s] = velocità media nella condotta;

g [m/s²] = accelerazione di gravità, pari a 9.806 m/s²;

D [m] = diametro della condotta;

λ [m/m] = numero di resistenza ricavabile dalla relazione di Colebrook-White, oltre che dal diagramma di Moody, di seguito riportati.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{e_s}{3.71 \cdot D} + \frac{2.52}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right)$$

in cui: e_s [mm] = scabrezza assoluta della condotta;
 Re = numero di Reynolds, pari a $Re = (v \cdot D) / \nu$, essendo ν la viscosità cinematica, pari a $\nu = 1.01 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ per acqua alla temperatura di 20°C;

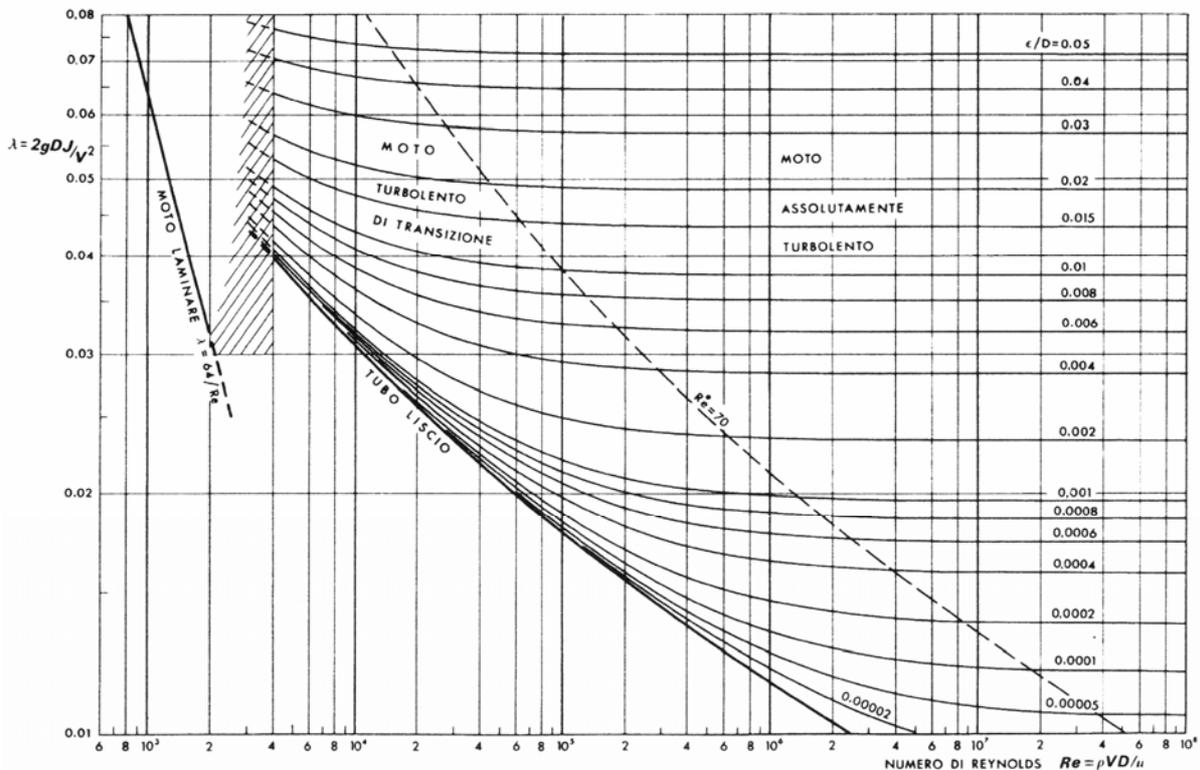


Figura 1. Diagramma di Moody.

La scabrezza assoluta di calcolo delle condotte e_s , è stata assunta in base ad osservazioni sperimentali effettuate su tubazioni di caratteristiche analoghe a quelle che verranno poste in opera. Queste ultime saranno in ghisa sferoidale rivestite internamente con malta cementizia od in PVC. Si è utilizzato, per le tubazioni di ghisa in progetto, il valore $e_s = 0,7 \text{ mm}$ mentre per le tubazioni in PVC è stato assunto il valore di scabrezza pari a $e_s = 0,5 \text{ mm}$; tali valori risultano alquanto elevati nell'ambito di quelli riportati in letteratura per condotte di tali materiali, ma garantiscono allo stesso tempo, a fronte di un leggero sovradimensionamento, un ottima-

le funzionamento anche dopo diversi anni di esercizio, quando all'interno delle condotte iniziano a formarsi depositi e incrostazioni.

Il calcolo idraulico eseguito mira a verificare che il carico disponibile a ciascun punto di consegna sia superiore alle necessità aziendali. Si è dimensionato la rete ipotizzando di avere nei punti più sfavoriti, una pressione pari ad almeno 5.0 atm.

Diventa anche scelta del consorzio gestore, in base alle richieste dell'utenza, immettere in rete una pressione più o meno alta.

La pressione, subito a valle delle pompe, risulta pari a 70 m di colonna d'acqua mentre nei punti più sfavotiti, si mantiene sempre sopra le 5.0 atmosfere.

Sulla base delle considerazioni precedenti si sono considerate nella presente verifica idraulica tubazioni con diametri nominali compresi tra 160 mm e 500 mm con PFA pari a 10 atm.

Per ciascun tratto, in funzione del diametro interno della condotta, della scabrezza e della portata, è stata calcolata la perdita di carico per mezzo delle formule precedentemente ricordate.

E' stata quindi calcolata la perdita di carico a ciascun nodo, dato dalla somma di tutti i contributi dei tratti che si trovano a monte dello stesso; sottraendo tale valore alla quota piezometrica disponibile al nodo iniziale si ottiene il valore di pressione disponibile (le quote dei terreni possono essere assimilate essere tutte uguali).

In ogni momento si è verificato che la velocità in condotta fosse tale da limitare le perdite di carico dei tratti più lunghi e da impedire processi di sedimentazione nelle condotte.

Nel calcolo si è ipotizzato che, per ogni comizio, vi fosse un emungimento dal singolo nodo comiziale dal punto più idraulicamente sfavorito; per questo motivo alcuni tratti presentano velocità nulla o prossima allo zero.

Nella Tabella 1 sono evidenziate le caratteristiche idrauliche per i singoli tratti di condotta dopo il processo di ottimizzazione, eseguito per determinare i contributi alla perdita di carico in ciascun tratto e le pressioni ai nodi ricavate dal calcolo.

Nella Tabella 2 sono evidenziate le caratteristiche idrauliche ai nodi più idraulicamente sfavoriti in seguito al processo di ottimizzazione.

Tabella 1 - Tabella con riportate le caratteristiche idrauliche di calcolo e le caratteristiche fisiche delle condotte per il l'impianto del bacino "Ponticello".

tubazione	Φ (mm)	e (mm)	nodo iniziale	lunghezza (m)	Perdita di carico	Portata (l/s)	Pressione fine tubo	Pressione inizio tubo	Velocità (m/s)	Materiale
-----------	----------------	--------	------------------	---------------	----------------------	------------------	------------------------	--------------------------	-------------------	-----------

					(m)		(kPa)	(kPa)		
P-57	147.6	0.5	A	135.64	2.78	25	511.81	539.03	1.46	PVC
P-64	184.6	0.5	I	1'020.17	6.5	25	535.38	598.99	0.93	PVC
P-56	184.6	0.5	H	613.87	3.91	25	572.25	610.53	0.93	PVC
P-67	184.6	0.5	J-182	737.62	4.7	25	550.28	596.27	0.93	PVC
P-72	147.6	0.5	J-194	391.97	8.04	25	544.99	623.66	1.46	PVC
P-76	184.6	0.5	J-198	820.52	5.23	25	589.44	640.6	0.93	PVC
P-70	184.6	0.5	F1	764.44	4.87	25	586.87	634.53	0.93	PVC
P-66	184.6	0.5	H	700.43	0	0	610.53	610.53	0	PVC
P-79	184.6	0.5	J-200	282.85	0	0	523.32	523.32	0	PVC
P-55	147.6	0.5	J-00100	223.72	0	0	647.92	647.92	0	PVC
P-65	230.8	0.7	J-205	134.11	0.29	25	598.99	601.83	0.6	Ghisa
P-78	184.6	0.5	J-170	604.72	0	0	563.57	563.57	0	PVC
P-71	230.8	0.5	E1	386.49	0.77	-25	651.55	644	0.6	PVC
P-113	350	0.7	J-204	263.96	0.21	-50	653.6	651.55	0.52	Ghisa
P-117	184.6	0.5	J-188	406.91	0	0	601.83	601.83	0	PVC
P-121	184.6	0.5	J-182	266.7	0	0	596.27	596.27	0	PVC
P-122	184.6	0.5	J-00100	117.35	0.75	25	640.6	647.92	0.93	PVC
P-123	147.6	0.5	J-198	567.84	0	0	640.6	640.6	0	PVC
P-124	184.6	0.5	E1	326.14	2.08	25	623.66	644	0.93	PVC
P-125	147.6	0.5	J-194	360.27	0	0	623.66	623.66	0	PVC
P-128	184.6	0.5	B	645.57	4.11	25	523.32	563.57	0.93	PVC
P-129	184.6	0.5	J-200	200.86	1.28	25	510.79	523.32	0.93	PVC
P-130	184.6	0.5	A	393.5	2.51	-25	563.57	539.03	0.93	PVC
P-132	350	0.7	H	370.64	0.65	75	604.21	610.53	0.78	Ghisa
P-138	184.6	0.5	L2	228.3	0	0	601.83	601.83	0	PVC
P-143	350	0.7	J-258	212.45	0.65	100	610.53	616.87	1.04	Ghisa
P-145	147.6	0.5	J - 001	165.51	0	0	601.83	601.83	0	PVC
P-149	400	0.7	J-259	294.74	2.19	-200	675.04	653.6	1.59	Ghisa
P-151	230.8	0.7	J-262	253.9	0.55	25	669.67	675.04	0.6	Ghisa
P-152	184.6	0.5	N	610.51	3.89	25	631.6	669.67	0.93	PVC
P-154	400	0.7	J-259	302.97	1.27	150	641.15	653.6	1.19	Ghisa
P-155	400	0.7	M	230.73	0.68	125	634.53	641.15	0.99	Ghisa
P-157	147.6	0.5	J-267	393.5	0	0	640.23	640.23	0	PVC
P-158	184.6	0.7	M	17.07	0.09	25	640.23	641.15	0.93	PVC
P-159	184.6	0.5	J-269	282.24	0	0	640.23	640.23	0	PVC
P-160	184.6	0.5	J-269	548.34	3.49	25	606.04	640.23	0.93	PVC
P-161	147.6	0.5	J-270	281.94	5.78	25	549.45	606.04	1.46	PVC
P-163	184.6	0.5	L1	591.01	3.77	25	556.41	593.26	0.93	PVC
P-164	184.6	0.5	J-273	401.12	2.56	25	531.4	556.41	0.93	PVC
P-165	184.6	0.5	J-264	236.22	1.5	25	616.87	631.6	0.93	PVC

P-166	147.6	0.5	J-274	423.06	8.68	25	531.96	616.87	1.46	PVC
P-168	184.6	0.7	J-275	283.77	1.97	25	561.66	580.94	0.93	PVC
P-169	400	0.7	J-262	89.31	0.84	-225	683.24	675.04	1.79	Ghisa
P-170	500	0.7	J-276	36.27	0.19	-300	0	683.24	1.53	Ghisa
P-171	230.8	0.7	C	485.85	9.2	-75	678.62	588.58	1.79	Ghisa
P-173	350	0.7	J-276	220.37	0.47	75	678.62	683.24	0.78	Ghisa
P-176	300	0.7	G	56.69	0.03	25	603.9	604.21	0.35	Ghisa
P-177	230.8	0.5	G	10.97	0.09	50	603.37	604.21	1.2	PVC
P-178	184.6	0.5	J-279	162.15	1.03	25	593.26	603.37	0.93	PVC
P-179	230.8	0.5	J-182	363.63	0.73	-25	603.37	596.27	0.6	PVC
P-180	300	0.7	J-002	382.52	0.21	25	601.83	603.9	0.35	Ghisa
P-181	184.6	0.5	L2	43.89	0	0	601.83	601.83	0	PVC
P-182	350	0.7	F1	153.01	0.47	100	629.96	634.53	1.04	Ghisa
P-183	350	0.7	F2	438.61	1.34	100	616.87	629.96	1.04	Ghisa
P-184	147.6	0.5	F2	333.76	0	0	629.96	629.96	0	PVC
P-185	184.6	0.5	J-257	324	2.06	25	541.45	561.66	0.93	PVC
P-186	230.8	0.7	B	301.45	2.56	-50	588.58	563.57	1.2	Ghisa
P-187	230.8	0.7	C	361.19	0.78	25	580.94	588.58	0.6	Ghisa
P-188	230.8	0.7	J-00100	162.76	0.28	-25	650.71	647.92	0.6	Ghisa
P-189	350	0.7	D	404.16	0.09	-25	651.55	650.71	0.26	Ghisa

Tabella 2 - Tabella con riportate le caratteristiche idrauliche di calcolo dei nodi per l'impianto del bacino "Ponticello".

nodo	portata emunta (l/s)	Pressione (mcl)	Pressione (kPa)
J-175	25	52.3	511.81
J-177	25	59.96	586.87
J-173	25	54.3	531.4
A	0	55.08	539.03
J-210	0	60.93	596.27
J-00100	0	66.2	647.92
J-187	0	65.46	640.6
J-200	0	53.47	523.32
J-203	0	66.2	647.92
J-182	0	60.93	596.27
J-201	0	53.47	523.32
J - 001	0	61.49	601.83
J-191	25	58.47	572.25
C	0	60.14	588.58
I	0	61.2	598.99
J-205	0	61.49	601.83

J-181	0	63.72	623.66
H	0	62.38	610.53
J-196	0	62.38	610.53
J-198	0	65.46	640.6
E1	0	65.8	644
J-199	25	60.23	589.44
B	0	57.58	563.57
J-170	0	57.58	563.57
J-183	25	56.23	550.28
G	0	61.74	604.21
J-195	25	55.69	544.99
F1	0	64.84	634.53
J-188	0	61.49	601.83
J-179	25	54.7	535.38
J-204	0	66.57	651.55
J-194	0	63.72	623.66
J-211	25	52.19	510.79
L2	0	61.49	601.83
J-257	0	57.39	561.66
J-258	0	63.03	616.87
J-259	0	66.78	653.6
J-260	0	61.49	601.83
J- 002	0	61.71	603.9
J-262	0	68.97	675.04
N	0	68.43	669.67
J-264	0	64.54	631.6
J-265	25	54.35	531.96
M	0	65.51	641.15
J-267	0	65.42	640.23
J-268	0	65.42	640.23
J-269	0	65.42	640.23
J-270	0	61.92	606.04
J-271	25	56.14	549.45
L1	0	60.62	593.26
J-273	0	56.85	556.41
J-274	0	63.03	616.87
J-275	0	59.36	580.94
J-276	0	69.81	683.24
J-277	0	69.34	678.62
J-279	0	61.65	603.37
F2	0	64.37	629.96

J-281	0	64.37	629.96
J-282	25	55.32	541.45
D	0	66.49	650.71

3. CALCOLO DEL CARICO RICHIESTO PER L'IRRIGAZIONE

Per individuare il carico piezometrico minimo ammissibile per il funzionamento di eventuali irrigatori, si è fatto riferimento allo schema di Figura 2, in cui al nodo di consegna viene collegata un'ala mobile in alluminio DN 100, della lunghezza di 150 metri, al termine della quale è posto un irrigatore della portata di 25 l/s posto a 1.50 m dal suolo.

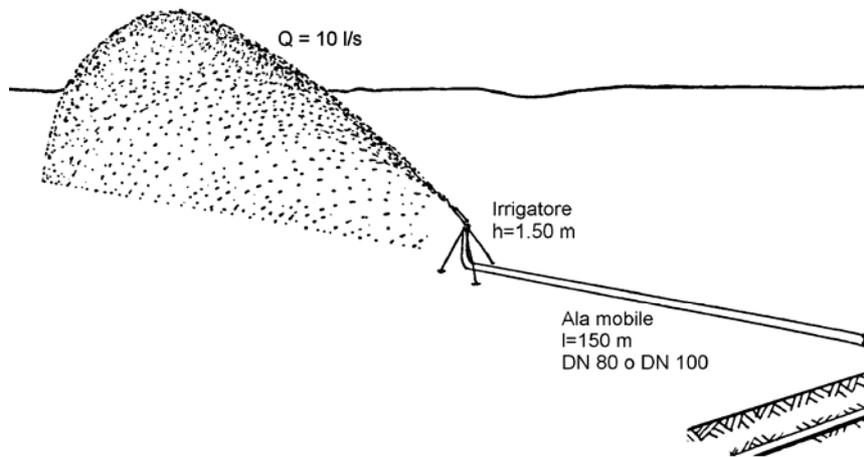


Figura 2. Schema di calcolo dell'ala mobile.

La perdita di carico che si realizza lungo l'ala mobile, avendo assunto la portata pari ad un modulo distributivo $Q=25 \text{ l/s}$, la scabrezza valutata mediante $K_s=100$, la lunghezza $L = 150 \text{ m}$, il diametro interno della condotta $D=100 \text{ mm}$, è risultata pari a 20 m .

Considerando che l'irrigatore per il corretto funzionamento richiede almeno 30 m di carico piezometrico, e che lo stesso è posto a 1.50 m dal suolo, il carico minimo richiesto rispetto al piano campagna ad un qualunque nodo di consegna comiziale è di circa **52 m** utilizzando l'ala mobile da 100 mm .

4. PERDITE LOCALIZZATE NELLE CONDOTTE

Lungo le condotte di una rete in pressione vengono opportunamente posizionati elementi singolari quali curve, restringimenti più o meno raccordati e confluenze di tubazioni con diametri diversi.

In corrispondenza di una singolarità avvengono dei fenomeni di perdita di carico imputabili alla separazione della corrente dalla parete del tubo. Tale separazione si determina in moto turbolento, appunto, dopo un'accelerazione, un rallentamento locale della corrente e tutte le volte in cui la parete presenti una curvatura accentuata. Le perdite localizzate nelle condotte vengono espresse solitamente mediante un'espressione del tipo:

$$\Delta E = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

g = accelerazione di gravità;

v = velocità media della corrente in una sezione caratteristica;

ζ = parametro dipendente dalla configurazione geometrica della singolarità;

ΔE = perdita di energia come altezza idrica.

In realtà esistono altri parametri che controllano le perdite di carico localizzate nelle condotte quali il numero di Reynolds e la scabrezza relativa della parete; tuttavia il loro contributo risulta essere trascurabile per i casi analizzabili in questa sede.

4.1. Brusco restringimento

La perdita di energia in corrispondenza di un brusco restringimento risulta dipendente dal parametro ζ che è espresso nel modo seguente:

$$\zeta = \left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2$$

Essendo C_c il coefficiente di contrazione espresso dalla tabella seguente.

$(d/d')^2$	C_c
0.0	0.611
0.1	0.612
0.2	0.616
0.3	0.622
0.4	0.633

0.5	0.644
0.6	0.662
0.8	0.722
1	1

Tabella 3

Essendo d' la sezione del tubo prima del restringimento, d la sezione del tubo dopo il restringimento.

d'	400	diametro in ingresso
d	250	diametro in uscita
$(d/d')^2$	0.390625	
C_c	0.633	
ζ	0.336143493	
v	2.0	velocità in uscita
Δh	12.91	cm

Tabella 4

d'	300	diametro in ingresso
d	147.6	diametro in uscita
$(d/d')^2$	0.242064	
C_c	0.619	
ζ	0.378851188	
v	2.0	velocità in uscita
Δh	12.62	cm

Tabella 5

d'	250	diametro in ingresso
d	200	diametro in uscita
$(d/d')^2$	0.64	
C_c	0.665	
ζ	0.253773532	
v	2.0	velocità in uscita
Δh	13.56	cm

Tabella 6

d'	200	diametro in ingresso
d	147.6	diametro in uscita
$(d/d')^2$	0.544644	
Cc	0.653	
ζ	0.282379124	
v	2.0	velocità in uscita
Δh	13.31	cm

Tabella 7

Come si può osservare nelle tabelle precedenti le perdite di carico per bruschi restringimenti sono dell'ordine di 13/15 cm. Tuttavia nella realtà, tutti i restringimenti di sezione avvengono con una certa gradualità. Ne consegue che le stime appena fatte risultano sopravvalutate e che, viste le pressioni esistenti nella rete di progetto, le perdite di carico per cambi di sezione sono trascurabili.

4.2. Brusco allargamento

La perdita di energia in corrispondenza di un brusco allargamento risulta dipendente dal parametro ζ che è espresso nel modo seguente:

$$\zeta = \left[\left(\frac{A_1}{A_2} \right) - 1 \right]^2$$

Essendo A_1 la sezione del tubo prima dell'allargamento, A_2 la sezione del tubo dopo l'allargamento.

Nella tabella che segue è riportato il calcolo facendo riferimento ad una tubazione DN160 che sbocca in una tubazione DN250.

Considerando una velocità di riferimento pari a 1.5 m/s si può osservare che le perdite di carico per bruschi allargamenti sono dell'ordine di qualche centimetro e quindi trascurabili per le pressioni di esercizio considerate.

A_2	0.0418	area in uscita
A_1	0.0171	area in ingresso
A_1/A_2	0.409	

ζ	0.349	
v	1.5	velocità in ingresso
Δh	4.01	cm

Tabella 8

4.3. Curve

La perdita di energia in corrispondenza di una curva è dovuta, oltre ai fenomeni di separazione della corrente, anche dall'esistenza di una corrente secondaria spiraliforme. La perdita di carico è di difficile determinazione e dipende dall'angolo di apertura della curva α e dal rapporto fra il raggio di curvatura r_c dell'asse ed il tubo e del suo diametro d (r_c/d).

Può essere adoperata la trattazione di B. Idel'Chik che individua separatamente il contributo dovuto alla circolazione secondaria della corrente e quello dovuto alla resistenza tangenziale: $\zeta = \zeta_s + \zeta_a$.

ζ_s può essere espresso come $\zeta_s = A_1 \times B_1$.

$$\zeta_a = 0.0175 \cdot f \cdot \frac{r_c}{d} \cdot \alpha^\circ$$

I valori di A_1 e B_1 sono ricavabili dai grafici seguenti.

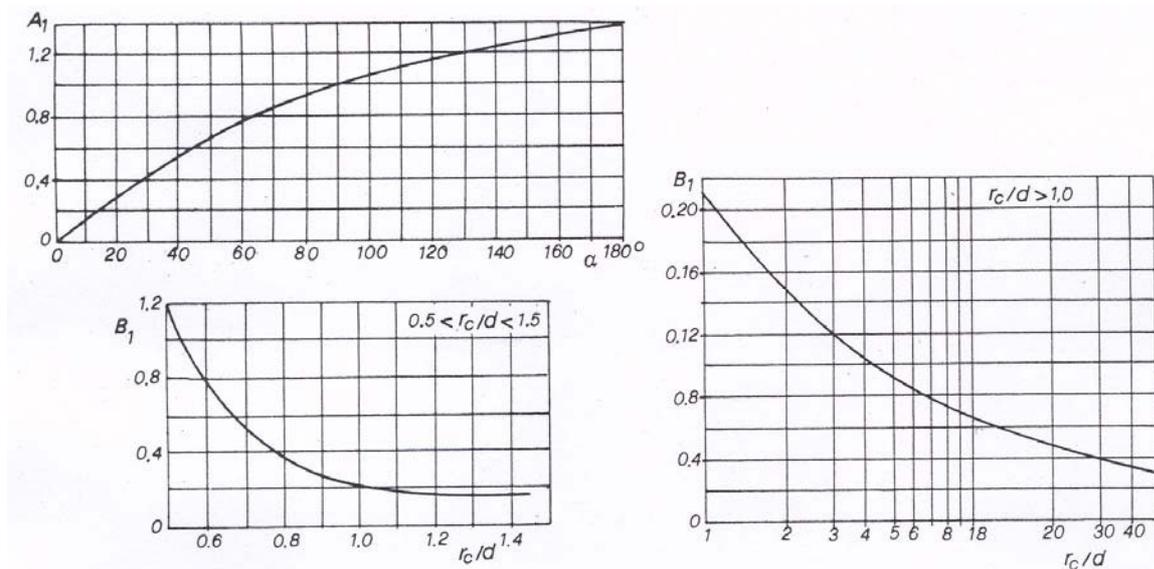


Figura 3 – Abachi di B. Idel'Chik per la determinazione delle perdite di carico nelle curve

Nelle tabelle che seguono sono riportati alcuni esempi di calcolo delle perdite di carico per curve a 90° sia in Ghisa rivestita ($e=0.7$ mm), sia in PVC ($e=0.5$ mm) utilizzando il metodo descritto precedentemente.

Per tutti i casi si è ipotizzata una velocità media nelle condotte pari a 1.5 m/s.

Curva in PVC DN250		
α°	90	tipo di curva
rc	240	raggio di curvatura
d	230.8	diametro interno
rc/d	1.039	
A₁	1	
B₁	0.2	
ζ_s	0.2	
v	1.5	velocità media
e	0.0022	scabrezza relativa
Re	301'043	numero di Reynolds
f	0.0245	numero di resistenza
ζ_a	0.040	
ζ	0.240	
Δh	2.75	cm

Tabella 9

Curva in PVC DN160		
α°	90	tipo di curva
rc	133	raggio di curvatura
d	147.6	diametro interno
rc/d	0.901	
A₁	1	
B₁	0.195	
ζ_s	0.195	
v	1.5	velocità media
e	0.00338	scabrezza relativa
Re	192'521	numero di Reynolds
f	0.028	numero di resistenza

ζ_a	0.0397	
ζ	0.235	
Δh	2.69	cm

Tabella 10

Curva in ghisa DN300		
α°	90	tipo di curva
rc	290	raggio di curvatura
d	300	diametro interno
rc/d	0.966	
A₁	1	
B₁	0.2	
ζ_s	0.2	
v	1.5	velocità media
e	0.00166	scabrezza relativa
Re	391'304	numero di Reynolds
f	0.024	numero di resistenza
ζ_a	0.0365	
ζ	0.237	
Δh	2.713	cm

Tabella 11

Ne consegue che, viste le pressioni esistenti nella rete di progetto, ed il numero limitato di curve presenti, le perdite di carico per la presenza di curve è trascurabile.

5. SISTEMA DI PROTEZIONE DA FENOMENI TRANSITORI DI MOTO VARIO

5.1. Premesse

I dispositivi di protezione per attenuare le sovrappressioni e le depressioni di colpo d'ariete sono molteplici. Nel caso in progetto si prevede l'inserimento di un sistema di protezione mediante opportune casse d'aria, vale a dire di un sistema di serbatoi contenenti acqua e aria in pressione, posti, come d'uso, in derivazione alla condotta premente. In condizioni di regime la pressione dei serbatoi corrisponde alla pressione in condotta.

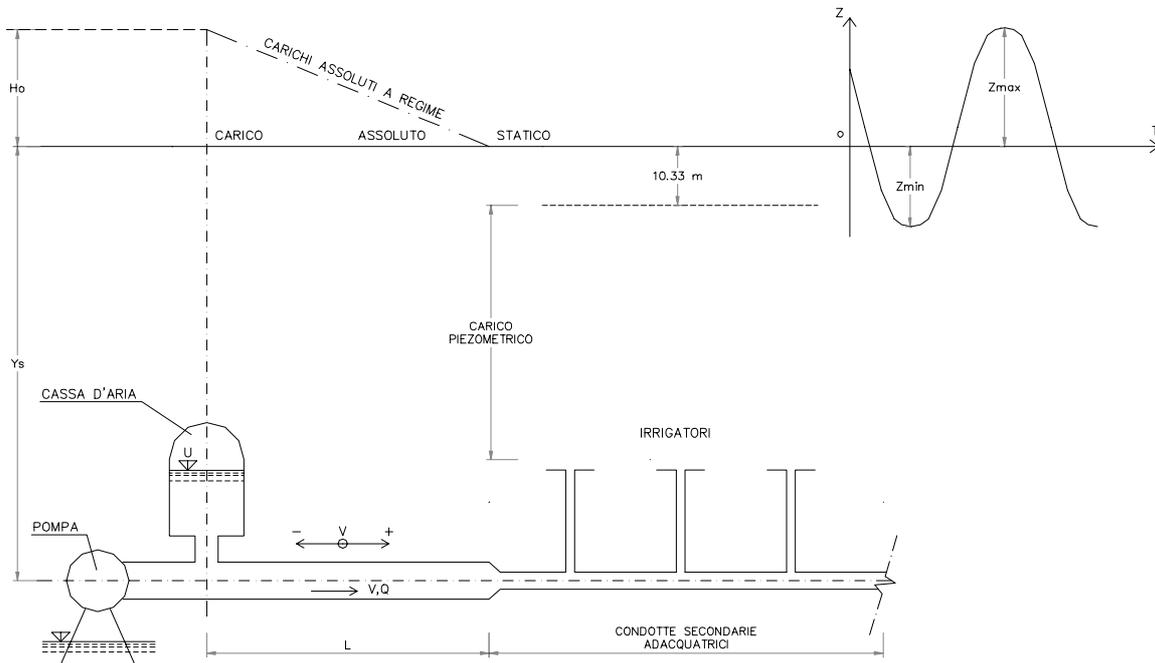
Per il dimensionamento dei manufatti di protezione della rete, per quanto riguarda le caratteristiche delle condotte, si è utilizzata come condizione al contorno principale la situazione più vicina alla stazione. In questo modo è stato possibile eseguire una procedura di calcolo più snella alla luce del fatto che nelle condotte più lontane si avrà sempre una velocità media pressoché uniforme; ad una diminuzione di diametro si ha sempre una corrispondente diminuzione di portata. E' stato dunque considerato che l'impianto di spinta dovrà convogliare, a mezzo di condotta in ghisa sferoidale rivestita internamente in cls del diametro di 600 mm lunga complessivamente 4.080 m, una portata di 300 l/s ad un impianto pluvirriguo. La pressione minima che deve essere garantita sull'irrigatore è di 50 m.

Per questo impianto si vuole dimensionare un sistema di casse d'aria atte a contenere le sovrappressioni (rispetto al carico statico) **entro 3 kg/cm²** e ad evitare che si verifichino pressioni inferiori all'atmosferica durante la fase di oscillazione di pressione in conseguenza a transitori idraulici.

La schematizzazione adottata per l'impianto in oggetto prevede che la condotta di alimentazione principale (soggetta alle verifiche di colpo d'ariete e l'inserimento delle casse d'aria in oggetto) abbia caratteristiche idrauliche e geometriche costanti e che alimenti una rete di distribuzione secondaria a cui sono derivate le ali adacquatrici che alimentano gli irrigatori o le relative ali piovane.

Immediatamente a valle delle pompe è stata ipotizzata la derivazione sulla condotta della cassa d'aria; nel collegamento fra questa e la condotta è ipotizzata la strozzatura a cui si fa riferimento nei calcoli e che determina una certa perdita di carico al passaggio dell'acqua fra condotta e cassa.

Fig. 1 SCHEMA DI RIFERIMENTO



Si vuole dimensionare una o più casse d'aria in grado di attenuare i fenomeni del processo di moto vario che interviene a seguito di una brusca interruzione della potenza motrice delle pompe di alimentazione e conseguente arresto istantaneo di esse. Si prende in esame soltanto questa manovra in quanto essa è la più pericolosa per l'impianto in questione; infatti, in normali condizioni di esercizio l'avviamento e la chiusura delle pompe vengono effettuati in tempi molto lunghi e tali da determinare colpi d'ariete di scarsissima rilevanza.

Ritenuta trascurabile, come è lecito in generale, l'ulteriore alimentazione della condotta nel tempo sempre assai breve, anche in condizioni favorevoli di installazione, impiegato dal gruppo moto-pompa per arrestarsi, la brusca interruzione della potenza motrice corrisponde anche all'improvvisa interruzione della portata di alimentazione. Riterremo inoltre escluso ogni ritorno di portata attraverso le pompe: ciò è praticamente verificato per il fatto che sulla condotta è inserita, fra pompe e cassa d'aria, una valvola di ritegno che si chiude al cessare dell'alimentazione.

In conseguenza della intercettazione della portata si determina inizialmente una fase di abbassamento della pressione entro la condotta e in corrispondenza si espande il volume d'aria contenuto nella cassa. Raggiunto il valore minimo per la pressione e contempora-

neamente il massimo per il volume d'aria, la pressione risale e il volume si comprime fino a raggiungere, rispettivamente, un massimo e di un minimo; il processo prosegue con una serie di oscillazioni smorzate della pressione e del volume d'aria, intorno ai rispettivi valori corrispondenti alla condizione di quiete, alla quale si arriva dopo un periodo di tempo non brevissimo.

Il processo di moto vario ora qualitativamente descritto può essere trattato con ipotesi del tutto analoghe a quelle accettate per lo studio relativo ai pozzi piezometrici, vale a dire trascurando la comprimibilità dell'acqua e considerando solamente l'oscillazione di massa della colonna liquida contenuta nella condotta, tenendo conto ovviamente delle variazioni che subisce il volume d'aria contenuto nella cassa.

Si riportano i principali simboli adottati nella schematizzazione:

- Y, Y_s, Y_0 [m] rappresentano i carichi assoluti misurati in colonna d'acqua, in corrispondenza della cassa d'aria: rispettivamente, in condizioni di moto vario, in condizioni statiche e in condizioni di regime (tali carichi sono pari ai corrispondenti carichi piezometrici +10,33 m);
- U, U_s, U_0 [m³] rappresentano i volumi di gas della cassa d'aria corrispondenti, rispettivamente, ai tre carichi assoluti Y, Y_s, Y_0 ;
- U_{max} [m³] rappresenta il massimo volume di gas della cassa d'aria corrispondente al carico minimo possibile in sede di moto vario;
- V [m/s] rappresenta la velocità media della corrente in condotta in un generico istante del moto vario; essa è assunta positiva se la corrente è diretta dalla pompa verso il serbatoio alimentato;
- V_0 [m/s] rappresenta la velocità media della corrente in condizioni di regime;
- $H=\alpha V^2$ [m] rappresenta la perdita di carico per attrito in condotta per un generico istante del moto vario; H è assunta positiva quando la corrente è diretta dalla pompa verso il serbatoio, in condizioni di regime sarà $H_0=\alpha V_0^2$;
- $K=\beta V^2$ [m] rappresenta la perdita di carico attraverso la strozzatura fra condotta e camera d'aria in sede di moto vario; K è assunta positiva quando la corrente è diretta dalla cassa d'aria alla condotta; per la velocità di regime sarà $K_0=\beta V_0^2$;

- Z [m] rappresenta la variazione di carico in sede di moto vario in corrispondenza della cassa d'aria e misurata a partire dal carico statico assoluto Y_s , positiva per le sovrappressioni, negativa per le depressioni;
- Z_{\max} , Z_{\min} [m] rappresentano, rispettivamente, la massima e la minima variazione del carico;
- L [m] rappresenta la lunghezza della condotta;
- σ [m²] rappresenta l'area della sezione trasversale della condotta;
- γ [Kg/m³] rappresenta il peso specifico dell'acqua (1000 Kg/m³);
- $g=9,81$ m/s² rappresenta l'accelerazione di gravità;
- T [s] rappresenta il tempo;
- $\bar{T} = 2\pi \sqrt{\frac{U_s L}{nY_s \sigma \cdot g}}$ [s] rappresenta il periodo delle piccole oscillazioni intorno ad Y_s , trascurando le resistenze passive.

Si sono inoltre adottate le seguenti grandezze dimensionali:

$$y = \frac{Y}{Y_s};$$

$$h = \frac{H}{Y_s}; h_0 = \frac{H_0}{Y_s};$$

$$k = \frac{K}{Y_s}; k_0 = \frac{K_0}{Y_s};$$

$$z = \frac{Z}{Y_s}; z_{\max} = \frac{Z_{\max}}{Y_s}; z_{\min} = \frac{Z_{\min}}{Y_s};$$

$$u = \frac{U}{U_s}; u_{\max} = \frac{U_{\max}}{U_s};$$

$$v = \frac{V}{V_0}$$

$$t = \frac{T}{\bar{T}}$$

$$\lambda = \frac{\sigma \cdot L V_0^2}{Y_s U_s 2g}$$

Tenute presenti le considerazioni effettuate circa le ipotesi e il relativo fenomeno, l'equazione del moto si scrive:

$$\frac{L}{g} \frac{dV}{dT} - Z \pm (H + K) = 0 \quad (1)$$

mentre l'equazione di continuità risulta così espressa:

$$\frac{dU}{dT} = \sigma \cdot V \quad (2)$$

A queste equazioni differenziali che reggono il moto vario nella condotta occorre aggiungere l'equazione caratteristica della cassa d'aria, che non è altro che l'equazione di stato del gas in essa contenuto; questa si scrive:

$$YU^n = Y_s U_s^n = \cos t \quad (3)$$

essendo il valore dell'esponente n dipendente dal tipo della trasformazione termodinamica subita dall'aeriforme: com'è noto, numericamente n può assumere un valore compreso fra 1 (trasformazione isoterma) e 1,41 (trasformazione adiabatica). Effettivamente circa il valore da assegnare ad n sarebbe necessario far riferimento ai risultati sperimentali; ma, purtroppo, essi sono finora poco numerosi e scarsamente probativi.

Tenuto presente che è $Y = Y_s + Z$, la precedente relazione può anche scriversi nella forma:

$$U = U_s \left(\frac{Y_s}{Y_s + Z} \right)^{1/n} \quad (4)$$

che fornisce il legame diretto fra il volume d'aria e la variazione del carico.

Il sistema delle equazioni (1) (2) e (4) individua compiutamente il processo di moto vario: ai fini di tutta la trattazione successiva risulta conveniente passare alle variabili dimensionali più sopra definite; il sistema assume allora la forma:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2\pi} \sqrt{2n\lambda} \frac{dv}{dt} - z \pm (h_0 + k_0)v^2 &= 0 \\ \frac{du}{dt} &= 2\pi \sqrt{\frac{2\lambda}{n}} v \\ u &= \frac{1}{(1+z)^{1/n}} \end{aligned} \quad (5)$$

Il sistema (5) è integrabile in modo completo soltanto per differenze finite; esso tuttavia può essere trattato analiticamente nel piano (v^2, u) .

Questa trattazione conduce a definire due relazioni del seguente tipo:

$$\begin{aligned} f_1(u_{\max}, u_0, h_0 + K_0, \lambda, n) &= 0 \\ f_2(u_{\min}, u_{\max}, h_0 + k_0, \lambda, n) &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

nelle quali compaiono gli integrali:

$$\begin{aligned} \int_{u_0}^{u_{\max}} \frac{e^{h_0 u / \lambda}}{u^n} du \\ \int_{u_{\max}}^{u_{\min}} \frac{e^{-h_0 u / \lambda}}{u^n} du, \end{aligned} \quad (7)$$

i quali possono venire calcolati soltanto attraverso un'integrazione per serie.

Le (6) sono vantaggiose per la verifica di una cassa d'aria nel caso che in cui siano già note le dimensioni (che determinano evidentemente i valori dei due parametri u_0 e λ); ma esse non servono immediatamente per la determinazione delle dimensioni da assegnare ad una cassa d'aria che debba soddisfare a prefissate condizioni di funzionamento di un impianto di pompaggio di date caratteristiche idrauliche e costruttive. Per questo scopo è conveniente ricorrere ad una serie di grafici ottenuti attraverso la ripetuta risoluzione per differenze finite del sistema (5).

L'esame del sistema (5) conduce a riconoscere che ogni singolo problema è definito soltanto dai valori numerici dei quattro parametri n, λ, h_0, k_0 perciò si potrà giungere facilmente alla costruzione di grafici che forniscono i valori di z_{\max} e z_{\min} (oppure $u_{\min} = (1 + z_{\max})^{-1/n}$ e $u_{\max} = (1 + z_{\min})^{-1/n}$), in funzione dei diversi parametri. Di tali grafici occorre ovviamente tracciarne un numero assai elevato qualora si voglia considerare tutti i possibili campi di variazione dei diversi parametri.

Per le pratiche applicazioni è però sufficiente limitarsi ad alcuni valori particolari per quel che riguarda i due parametri n e k_0 .

Per n sarà sufficiente prendere soltanto in considerazione i due valori estremi $n=1$ (trasformazione isoterma) e $n=1,41$ (trasformazione adiabatica).

Per quanto riguarda k_0 verrà presa in considerazione la situazione con $k_0=0$ (cassa d'aria senza strozzatura) oppure quella con la cosiddetta strozzatura ottima, ovverosia quella che produca, per una velocità pari a v_0 di regime, una perdita di carico tale da provocare nell'istante iniziale la stessa depressione z_{min} che si realizzerà alla fine del periodo di depressione. Dovrà perciò essere:

$$K_0=H_0+|Z_{min}| \quad (8)$$

e in grandezze dimensionali:

$$k_0=h_0+|z_{min}| \quad (9)$$

Sulla base dei quattro valori ora detti, si perviene ai quattro grafici della Figura 4 e della Figura 5.

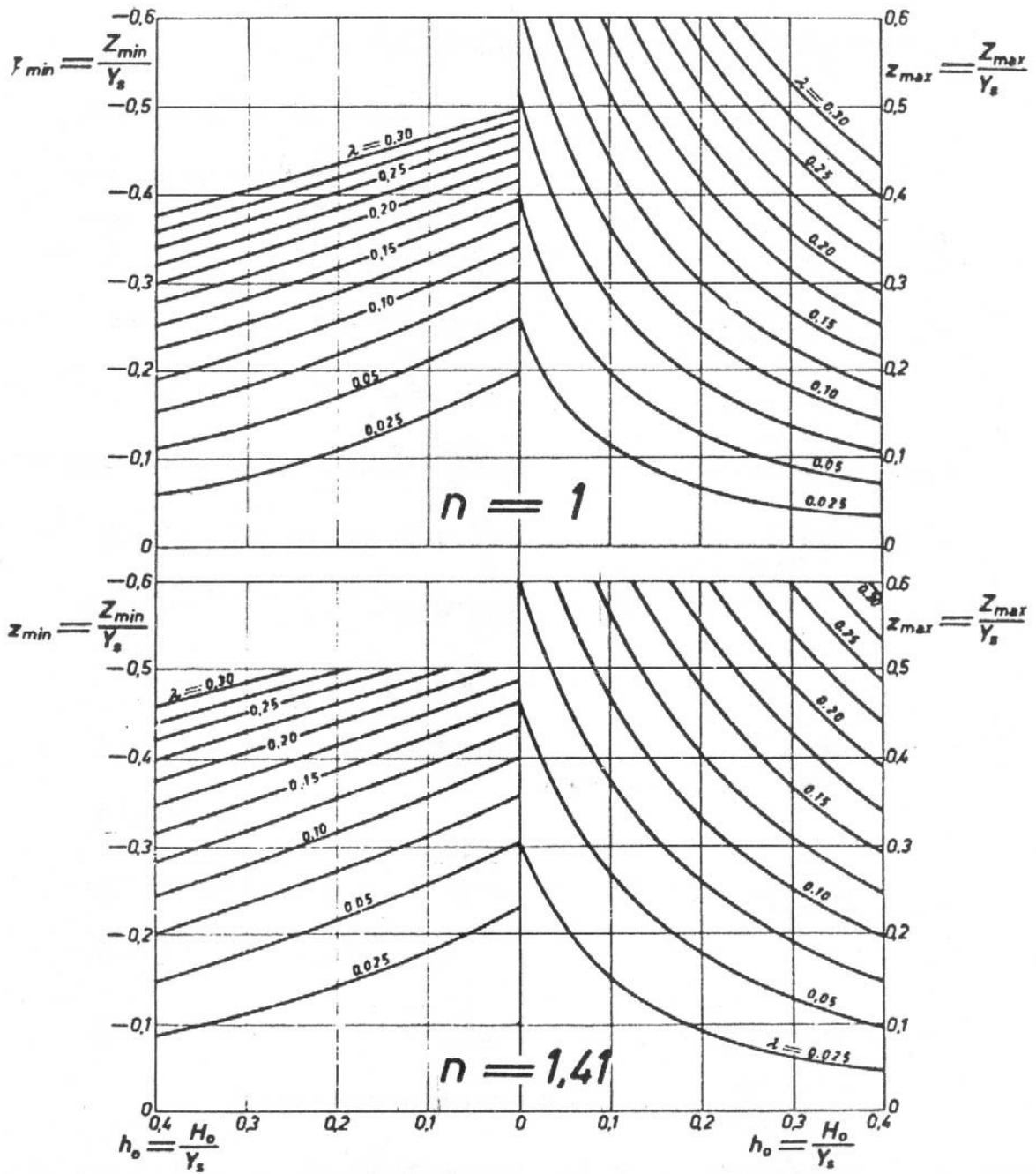


Figura 4 – Cassa d'aria senza strozzatura – Curve $z_{max}=z_{max}(h_0,\lambda)$ e $z_{min}=z_{min}(h_0,\lambda)$ per $n=1$ e $n=1.41$

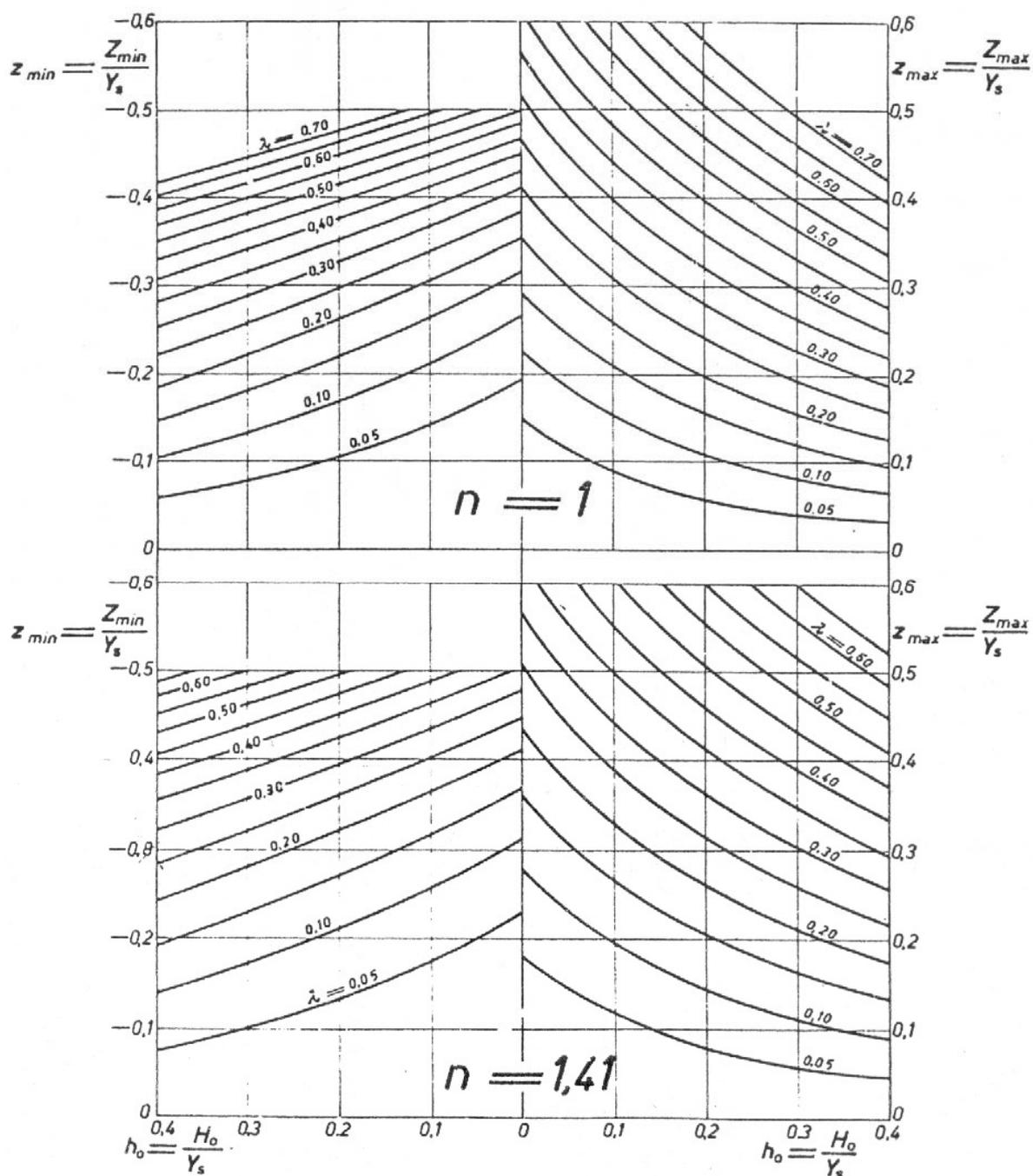


Figura 5 – Cassa d’aria con strozzatura – Curve $z_{max}=z_{max}(h_0,\lambda)$ e $z_{min}=z_{min}(h_0,\lambda)$ per $n=1$ e $n=1.41$

Tutti questi grafici riportano in ordinate i valori di z_{max} e z_{min} , e in ascisse quelli di h_0 ; ciascuna curva dei grafici corrisponde ad un particolare valore del parametro λ .

I grafici della Figura 4 si riferiscono a casse d’aria senza strozzatura ($k_0=0$) mentre quelli della Figura 5 sono relativi a camere d’aria con strozzatura ottima calcolata secondo la (9) ($k_0=h_0+|z_{min}|$).

Questi grafici risolvono il problema del dimensionamento della cassa d'aria e forniscono, ove esiste, il valore più opportuno da assegnare alla perdita della strozzatura.

Le curve che compongono i grafici, mostrano che, a pari volume della cassa, in qualunque caso le oscillazioni si riducono man mano che aumentano le perdite in condotta. Da questo fatto consegue una norma pratica relativa alla valutazione delle perdite di carico. Poiché, come è ben noto, le perdite di carico prodotte dalle resistenze continue delle condotte vanno soggette a variare con l'andar del tempo, nel dimensionamento delle casse d'aria sarà buona norma assegnare alle perdite di carico delle condotte il valore più basso possibile, normalmente il minimo ipotizzabile a tubi nuovi.

Dai grafici risulta inoltre confermato che le oscillazioni più grandi, a parità di ogni altra grandezza, si verificano in corrispondenza alla trasformazione adiabatica, alla quale quindi, per ragioni di sicurezza, conviene far riferimento nei calcoli attesa anche la relativa rapidità della prima fase dei fenomeni che è quella che più interessa.

L'impiego pratico dei grafici sopra descritti, è immediato: definito che sia l'impianto di pompatura, risulta noto il valore di h_0 , in base alla resistenza della condotta; fissato poi il valore di Z_{\max} , è pure noto il valore z_{\max} . Scelto allora il grafico meglio adatto alla situazione di progetto della cassa d'aria nel caso particolare (con oppure senza strozzatura, trasformazione isoterma oppure adiabatica), i due valori di h_0 e z_{\max} definiscono immediatamente il valore di λ e quello di z_{\min} .

Da questi valori si ricava dapprima il volume

$$U_s = \frac{\sigma \cdot L V_0^2}{\lambda Y_s 2g} \quad (10)$$

e quindi quello

$$U_{\max} = U_s \left(\frac{1}{1 + z_{\min}} \right)^{1/n} \quad (11)$$

sulla base del quale verrà dimensionata la camera d'aria.

Nel considerare il valore di Z_{\min} occorre tener presente che $Y_s + Z_{\min}$ non può essere mai inferiore a zero, vale a dire nella condotta non può mai aversi una depressione maggiore, teoricamente, di 10,33 m; ma in pratica, finché possibile, sarà bene non provocare mai in condotta pressioni minori della atmosfera e in ogni caso sarà bene mantenere le depressioni entro il limite di 7÷8 m di colonna d'acqua.

5.2. Dimensionamento e verifiche dell'impianto in oggetto

Il dimensionamento è stato effettuato con riferimento ai valori seguenti:

- Diametro della condotta principale = 600 mm
- Area sezione trasversale della condotta principale = 0,283 m²
- Portata = 0,300 m³/s
- Condizione di carico all'utenza = 60 m nel punto più lontano della rete principale
- Carichi relativi alla rete secondaria comprensiva di apparecchiature e ali piovane = 10 m
- Carico totale = 70 m

Il calcolo viene condotto con riferimento alla condizione di tubi nuovi, alla quale, come noto, corrispondono i massimi volumi della cassa d'aria, naturalmente prendendo in considerazione soltanto la manovra di brusco e totale distacco dalla portata, che risulta la più pericolosa per l'impianto.

Adottando per il calcolo delle perdite di carico la formula di Darcy a tubi nuovi, si ha:

$$J = \left(0,00164 + \frac{0,000042}{D} \right) \frac{q^2}{D^5} = 0,00172 \text{ 1}$$

ove:

J = cadente in m/m;

q = portata in m³/s;

D = diametro della condotta in m;

e quindi:

1. per la cassa d'aria a servizio della condotta che si diparte dall'impianto di pompaggio e arriva al nodo I di lunghezza pari a 2'677 m (RAMO NORD)

$$H_0 = LJ = 4,607 \text{ m}$$

ove L = lunghezza della condotta in m.

Poichè è $Y_s = 70,00 + 10,33 = 80,33$ m, si ha:

$$h_0 = 0,0574 \text{ m}$$

$$Z_{\max} = \frac{30}{80,33} = 0,3735 \text{ m}$$

con Z_{\max} massima variazione del carico in m.

Considerata una trasformazione adiabatica, in corrispondenza ai predetti valori di h_0 e Z_{\max} si ricava:

– per cassa d'aria senza strozzatura:

$$\lambda = (\sigma \cdot L) / (Y_s \cdot U_s) \cdot V^2 / (2 \cdot g) = 0,058$$
$$Z_{\min} = -0,290$$

ove:

σ = area della sezione trasversale della condotta in m^2 ;

U_s = volume di gas della cassa d'aria corrispondente al carico assoluto V_s in m^3 ;

V = velocità media della corrente in condizioni di regime in m/s ;

g = accelerazione di gravità, pari a $9,81 m/s^2$;

Z_{\min} = minima variazione del carico in m.

- per cassa d'aria con strozzatura ottima:

$$\lambda = 0,20$$

$$Z_{\min} = -0,38$$

Tenendo presente l'espressione di λ e la relazione:

$$U_{\max} = U_s \left(\frac{1}{1 + Z_{\min}} \right)^{1/1,41}$$

ove U_{\max} = massimo volume di gas in m^3 , corrispondente al carico minimo possibile in sede di moto vario;

si ricava in definitiva:

- per cassa d'aria senza strozzatura:

$$U_s = 9,33 m^3$$

$$Z_{\min} = - 23,30 m$$

$$U_{\max} = 13.09 \text{ m}^3$$

- per cassa d'aria con strozzatura ottima:

$$U_s = 2.70 \text{ m}^3$$

$$Z_{\min} = - 30,53 \text{ m}$$

$$U_{\max} = 3,80 \text{ m}^3$$

$$K_o = 49,80 \text{ m}$$

2. per la cassa d'aria a servizio della condotta che si diparte dall'impianto di pompaggio e arriva al nodo A di lunghezza pari a 1'403 m (RAMO SUD)

$$H_o = LJ = 2,415 \text{ m}$$

Ove L = lunghezza della condotta in m.

Poichè è $Y_s = 70,00 + 10,33 = 80,33 \text{ m}$, si ha (grandezze in metri):

$$h_o = 0,0301$$

$$Z_{\max} = \frac{30}{80,33} = 0,3735$$

con Z_{\max} massima variazione del carico in m.

Considerata una trasformazione adiabatica, in corrispondenza ai predetti valori di h_o e Z_{\max} si ricava graficamente (vedi grafico):

- per cassa d'aria senza strozzatura:

$$\lambda = (\sigma \cdot L) / (Y_s \cdot U_s) \cdot V^2 / (2 \cdot g) = 0,047$$

$$Z_{\min} = -0,280$$

ove:

σ = area della sezione trasversale della condotta in m^2 ;

U_s = volume di gas della cassa d'aria corrispondente al carico assoluto V_s in m^3 ;

V = velocità media della corrente in condizioni di regime in m/s;

g = accelerazione di gravità, pari a $9,81 \text{ m/s}^2$;

Z_{\min} = minima variazione del carico in m.

- per cassa d'aria con strozzatura ottima:

$$\lambda = 0,175$$

$$Z_{\min} = -0,370$$

Tenendo presente l'espressione di λ e la relazione:

$$U_{\max} = U_s \left(\frac{1}{1 + Z_{\min}} \right)^{1/1,41}$$

ove U_{\max} = massimo volume di gas in m^3 , corrispondente al carico minimo possibile in sede di moto vario;

si ricava in definitiva:

- per cassa d'aria senza strozzatura:

$$U_s = 6,03 \text{ m}^3$$

$$Z_{\min} = - 22,49 \text{ m}$$

$$U_{\max} = 8,37 \text{ m}^3$$

- per cassa d'aria con strozzatura ottima:

$$U_s = 1,62 \text{ m}^3$$

$$Z_{\min} = - 29,72 \text{ m}$$

$$U_{\max} = 2,25 \text{ m}^3$$

$$K_o = 50,61 \text{ m}$$

5.3. Conclusioni

Sulla base dei calcoli appena esposti si ritiene necessario adottare casse d'aria il cui volume totale è dato dal volume massimo calcolato, U_{\max} , incrementato del 30 % per contenere l'acqua. Nel caso specifico i volumi totali e le pressioni d'esercizio sono:

1. per la cassa d'aria a servizio della condotta che si diparte dall'impianto di pompaggio e arriva al nodo I (vedi planimetria di progetto) di lunghezza pari a 2'677 m (RAMO NORD)

Volume totale = 16.0 m³

Pressione d'esercizio = 10,68 bar

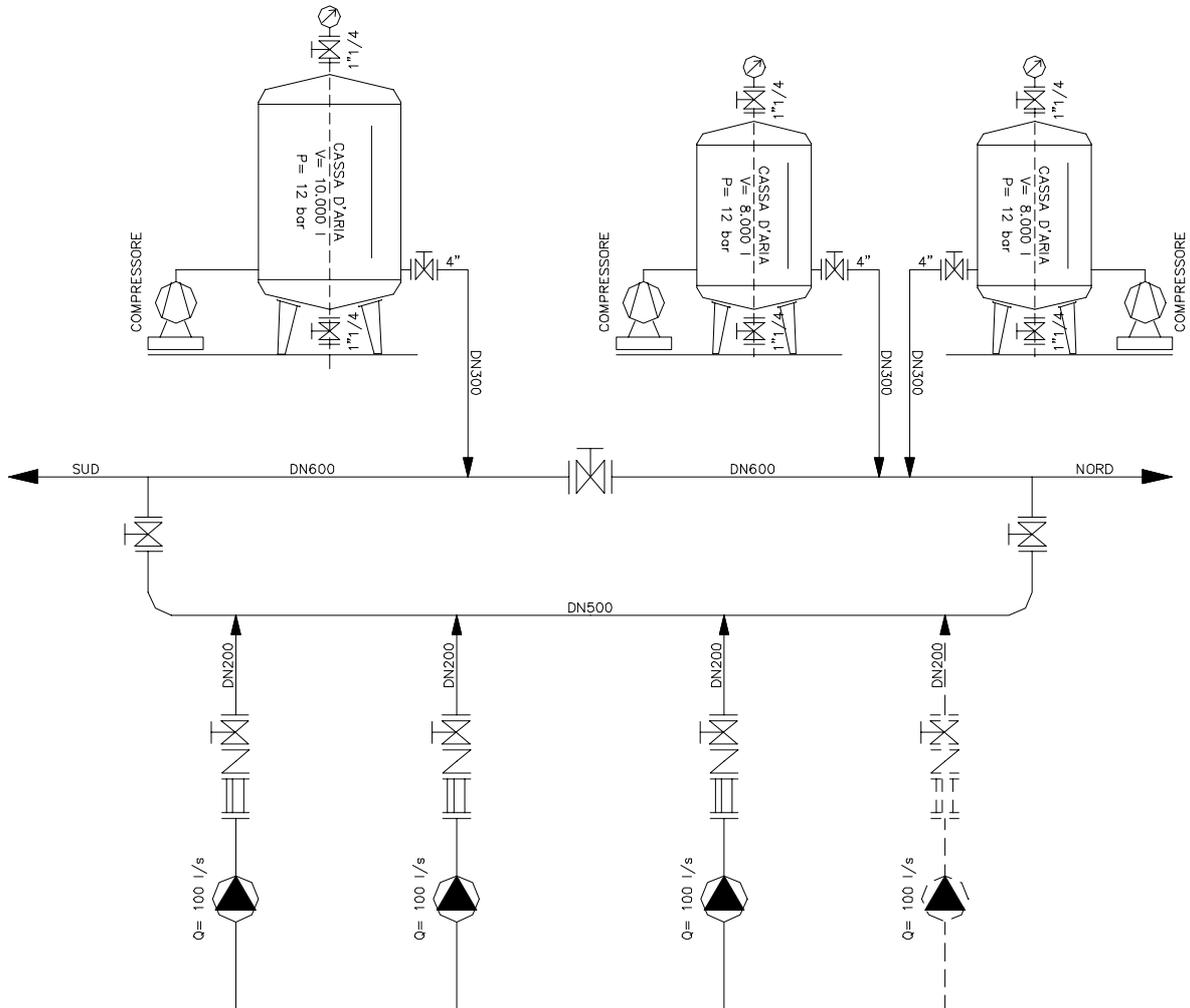
2. per la cassa d'aria a servizio della condotta che si diparte dall'impianto di pompaggio e arriva al nodo A (vedi planimetria di progetto) di lunghezza pari a 1'403 m (RAMO SUD)

Volume totale = 10,0 m³

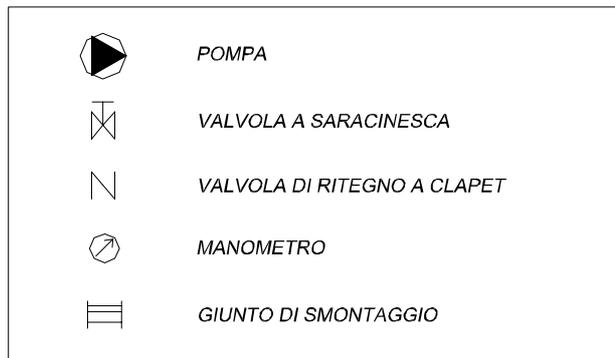
Pressione d'esercizio = 10,68 bar

Come si può osservare dai risultati ottenuti, per il dimensionamento effettuato ipotizzando l'inserimento di una strozzatura calibrata in corrispondenza del sistema di protezione, si possono ottenere volumi nettamente inferiori a quelli determinati nel caso senza strozzatura. Tuttavia, nel caso in esame, vista la complessità della rete da servire e l'incertezza sul funzionamento ottimale della strozzatura, si è ritenuto, a favore di sicurezza e vista l'esigua maggiorazione di spesa, di considerare i volumi determinati nel caso senza strozzatura. Per contenere le dimensioni della prima delle due casse d'aria e, soprattutto, gli spessori, si è deciso, inoltre, di utilizzare due serbatoi del volume ciascuno di 8 m³.

Fig. 2 SCHEMA FUNZIONALE DELL'IMPIANTO



LEGENDA DELLE OPERE ELETTROMECCANICHE



6. SEDIMENTATORI STAZIONE DI SPINTA

In questo capitolo viene descritto il procedimento di calcolo per il dimensionamento dei due dissabbiatori uguali aventi una portata massima di 200 l/s l'uno.

Viene innanzitutto determinata la dimensione della particella della quale, assieme a quelle di dimensioni maggiori, si vuole provocare la sedimentazione pari a 0.14 mm.

In relazione alle dimensioni dei diametri delle particelle scelti, deve essere calcolato il valore w della velocità di caduta in acqua ferma della particella stessa.

Questa può essere calcolata imponendo l'equilibrio fra la forza peso agente verso il basso e la forza di resistenza dinamica che si oppone al moto.

Il valore della velocità di caduta, in riferimento a particelle sferiche di diametro pari a d_i , è data dalla seguente espressione:

$$w_i = \sqrt{\frac{4 \cdot (\gamma_s - \gamma) \cdot d_i}{3 \cdot \rho \cdot C_D}} \quad (1)$$

L'andamento del coefficiente di resistenza dinamica C_D è funzione del numero di Reynolds. Per bassi valori di quest'ultimo ($Re < 2$) in cui il moto risulta viscoso, è pari a $C_D = 24/Re$. Sostituendo tale espressione di C_D nella (1) si ottiene la nota relazione di Stokes:

$$w_i = \frac{(\gamma_s - \gamma) \cdot d_i^2}{18 \cdot \mu}$$

Nel foglio di calcolo di seguito riportato si sono inserite le caratteristiche fisiche dei materiali adottati per il dimensionamento dei dissabbiatori, e viene calcolata la velocità di caduta in acqua ferma in relazione al numero di Reynolds.

Quando l'acqua sia in moto, come accade nelle situazioni reali, anche se si tratta di velocità di trasporto modeste, le pulsazioni turbolente riducono la velocità w di caduta.

Al fine di considerare tale effetto, si può assumere la seguente espressione della velocità di caduta v_i in acqua non ferma, relativa alle particelle di dimensioni d_i :

$$v_i = w_i - \frac{u}{(5.7 + 2.3 \cdot H)}$$

Definita così la velocità limite inferiore v_i , il tempo di detenzione T delle particelle di dimensione d_i è dato dalla semplice relazione:

$$T = \frac{L}{u} \geq \frac{H}{v_i}$$

dalla quale si deduce la condizione relativa alla lunghezza utile:

$$L \geq \frac{H \cdot u}{v_i}$$

Il procedimento descritto è stato implementato ed i valori numerici sono riportati di seguito, con un valore della lunghezza dei dissabbiatori pari a 8 metri per entrambi.

<u>Caratteristiche fisiche materiali</u>		
γ	1000 kg/mc	peso specifico acqua
ρ	101.8 kg*s ² /m ⁴	massa volumica acqua
μ	0.000102 m ² /kg*s	coeff.viscosità dinamica
γ_s	1900 kg/mc	ps della particella
d_i	0.00014 m	diametro della particella sedimentata
d_i	0.14 mm	
<u>Caratteristiche idrodinamiche</u>		
w_i	0.00960784 m/s	velocità di caduta in acqua ferma
Re	1.34246059	numero di Reinholds
CD	17.8776198	coefficiente di resistenza idrodinamica
<u>Caratteristiche idrauliche e geometriche della vasca</u>		
Q	0.2 mc/s	portata
h	1.48 m	abbassamento verticale della particella
H	1.5 m	altezza acqua nel dissabbiatore
B	4.2 m	larghezza del dissabbiatore
u	0.032 m/s	velocità media orizzontale
u	3.175 cm/s	
L	8 m	lunghezza del dissabbiatore
<u>Verifica del fenomeno della sedimentazione</u>		
v_i	0.00613833 m/s	velocità di caduta della particella in acqua non ferma
h/v_i	241.1 secondi	
L/u	252 secondi	<i>deve essere $L/u > h/v_i$</i>

Tabella 12 – Dimensionamento del dissabbiatore da 200 l/s

7. VERIFICA AL GALLEGGIAMENTO

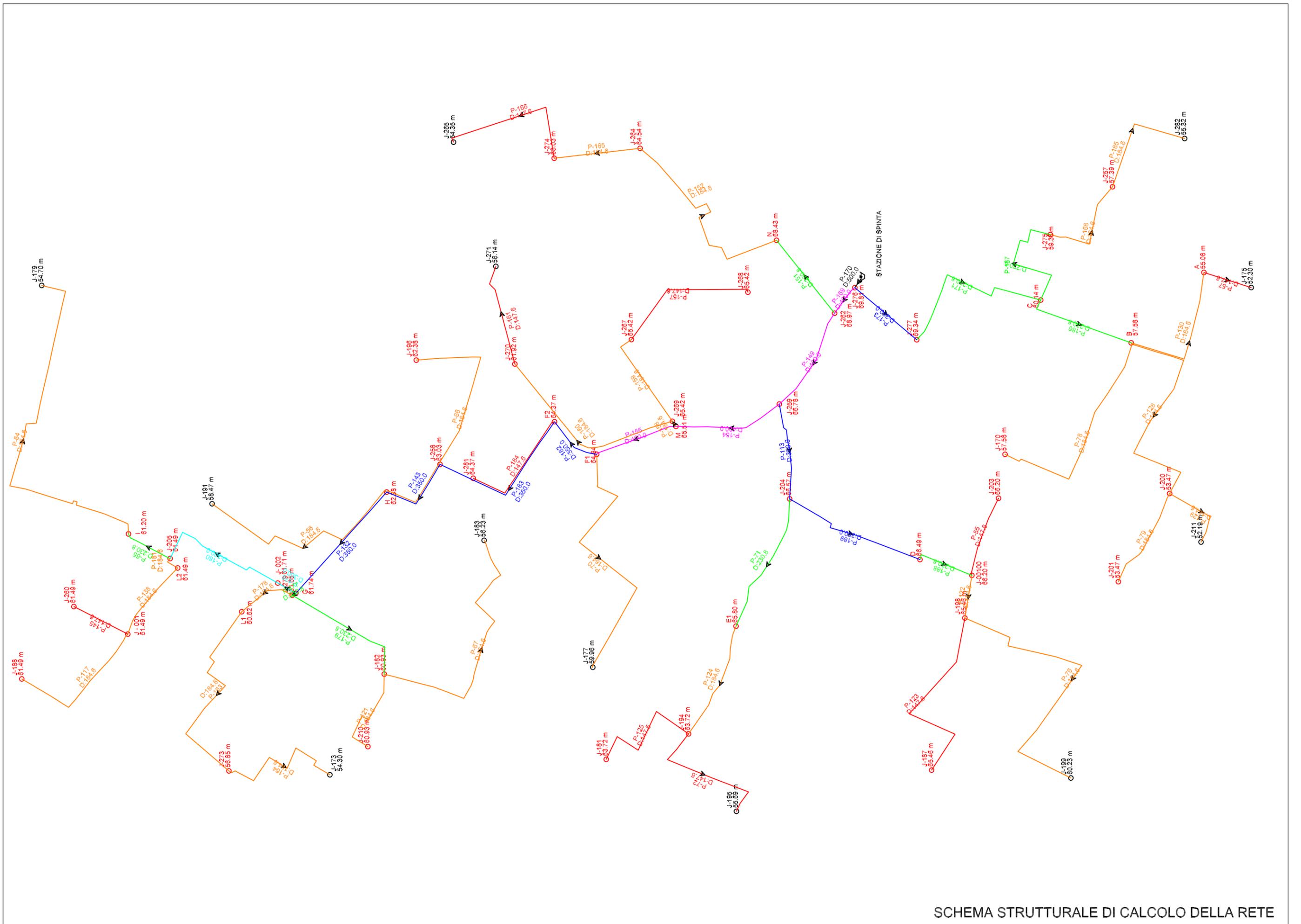
Sono state eseguite le verifiche globali al sollevamento sotto effetto della spinta idrostatica sia della vasca in corrispondenza della zona pompe della stazione di spinta, sia in corrispondenza del breve canale dove sono posti i sedimentatori in corrispondenza dell'opera di presa. Considerato un livello di falda a profondità pari a 1.2 m dal piano campagna, si sono ottenuti coefficienti di sicurezza pari a circa 1.30 trascurando il contributo favorevole delle opere di carpenteria. Seguono le tabelle di verifica.

<u>Dati di input</u>		
profondità Falda	1.2	m
sp. soletta	1	m
profondità fondo vasca da PC	5.22	m
lato1	10	m
lato2	17.2	m
spessore muri	0.5	m
sporgenza mensola	0.6	m
peso muro separatore	34125	kg
peso murature di tamponamento	41184	kg
peso solaio di copertura	41688	kg
peso solaio piano terra	63325	kg
<u>Dati di output</u>		
h muri	5.22	m
area soletta	172	m ²
area mensola	22.32	m ²
area totale soletta	194.32	m ²
volume immerso	863.44	m ³
C) spinta idrostatica	863440	kg
peso muri	242730	kg
peso soletta	485800	kg
A) Peso c.a., muri, solai	908852	kg
B) Peso terreno	209718.72	kg
Determinazione del coefficiente di sicurezza		
CS = (A+B)/C	1.30	

Tabella 13 - Verifica globale al galleggiamento vasca zona pompe

<u>Dati di input</u>		
profondità Falda	1.2	m
sp. soletta	1	m
profondità fondo vasca da PC	4.22	m
lato1	12.9	m
lato2	9.8	m
spessore muri	0.5	m
sporgenza mensola	0.6	m
peso muro centrale	36000	kg
<u>Dati di output</u>		
h muri	4.22	m
area soletta	126.42	mq
area mensola	15.48	mq
area totale soletta	141.9	mq
volume immerso	508.2084	mc
C) spinta idrostatica	508208.4	kg
peso muri	172095	kg
peso soletta	354750	kg
A) Peso c.a.	526845	kg
B) Peso terreno	162250.56	kg
Determinazione del coefficiente di sicurezza		
CS = (A+B)/C	1.36	

Tabella 14 - Verifica globale al sollevamento vasca zona sedimentatori



SCHEMA STRUTTURALE DI CALCOLO DELLA RETE