



COMUNE DI PISA

DIREZIONE DN 15

COORDINATORE LL.PP E EDILIZIA PUBBLICA

LAVORI DI COMPLETAMENTO PER IL RECUPERO E LA RIQUALIFICAZIONE DEL COMPLESSO EX STALLETTE

PROGETTO ESECUTIVO

Responsabile Unico del Procedimento Ing. Michele Aiello

Gruppo di progettazione:

PROGETTO ARCHITETTONICO:

Ing. Stefano GARZELLA

Geom. Pierluigi COSTA

Geom. Francesca FAVILLI

PROGETTO STRUTTURALE:

Ing. Benedetto Maggio

PROGETTO IMPIANTI ELETTRICI:

Ing. Massimo MARTINI

PROGETTO IMPIANTI TERMOMECCANICI E IDRO-SANITARI:

Ing. Stefano SARTOR

SUPERVISIONE ASPETTI STORICO-ARTISTICI:

Arch. Sergio ALABISO

COORDINAMENTO DELLA SICUREZZA IN FASE DI PROGETTAZIONE:

RELAZIONE SPECIALISTICA IMPIANTI TERMOMECCANICI

Codice elaborato Rev.

ES A 2

Data

MARZO 2015

Scala

Rev	Data	Motivazione	Redatto	Verificato	Approvato



COMUNE DI PISA
DIREZIONE 14
U.O. Impianti idrotermosanitari

Vicolo Del Moro, 3
56125 PISA

Tel: 050 910528
Fax: 050 910533
e-mail: g.fascione@comune.pisa.it
rpoli@comune.pisa.it
l.bertuccelli@comune.pisa.it
s.sartor@comune.pisa.it
Segreteria: tel 050-910626
a.benvenuti@comune.pisa.it

Oggetto: P.I.US.S PI_01_51: Cittadella Galileiana e recupero ex-Stallette – Impianto Idro-Termo-Sanitario.

RELAZIONE TECNICO - SPECIALISTICA

Premessa

Il complesso architettonico delle ex Stallette è composto da due edifici di lunghezza di circa 30 m. e circa 40 m con un'altezza di poco superiore ai 5 m. che si sviluppano su un unico piano e da due edifici assimilabili a villette sviluppate su due piani. I volumi degli stessi, in special modo delle due unità più grandi, sono significativi nel progetto del sistema di condizionamento termico e vista la destinazione d'uso, le unità saranno utilizzati come uffici e la ampia superficie vetrata, alla richiesta di riscaldamento invernale si affianca anche la richiesta di raffrescamento estivo.

La scelta dell'impianto si è orientata su l'adozione di un gruppo frigotermico ad assorbimento modulante a condensazione a bromuro di litio (LiBr), scelta dettata dall'esigenza di avere un unico sistema sia per il riscaldamento invernale che per il raffrescamento estivo e di avere un sistema con rendimento energetico più alto delle normali caldaie a combustione. Il gruppo è alimentato a gas naturale (metano/gpl) è autoportante quindi non necessita di un locale caldaie, inoltre ha la possibilità della modulazione della potenza dal 20% al 100% con rendimento costante. L'adozione del LiBr in soluzione acquosa adottato nel sistema refrigerante, sistema a condensazione con torre evaporativa in controcorrente a circuito aperto, non produce gas dannosi per l'ozono come i gas sintetici (CFC, HCFC, HFC 134A) adottati negli impianti di refrigerazione a pompa di calore, inoltre non avendo parti meccaniche in movimento, oltre ad essere meno soggetta ad usura, ha una bassa rumorosità con un livello di pressione sonora a 4 mt. pari a 53 dB(A), il bruciatore viene certificato a bassa emissione di NOX (classe 4-5) e CO in atmosfera.

Come elementi scaldanti o raffrescanti sono stati scelti ventilconvettori e canali a pavimento per gli edifici più grandi in prossimità delle entrate/uscite. I ventilconvettori a canale a pavimento scelti sono dotati di un ventilatore tangenziale che garantisce un ricambio efficace dell'aria in tempi brevi e evita la stratificazione della stessa.

E' stato prevista, in base alla piovosità media annua di Pisa, un sistema di recupero delle acque piovane collegata ai vasi di cacciata dei wc.

1. Dimensionamento della caldaia:

La potenza richiesta dai quattro immobili viene riportata nella tabella seguente:

Edificio	Potenza Richiesta Qp (kW)
A	16,03
B	24,50
C	26,86
D	20,60
Qtot.	87,99

La potenza della caldaia viene dimensionata secondo la norma UNI EN 12831/2006 che stabilisce che il calcolo in condizioni di picco viene valutato con la relazione seguente:

$$P_c = \frac{Q_p}{\eta_c}$$

dove con η_c si intende il rendimento della caldaia valutato

secondo la norma UNI EN 10389-1/2009 che stabilisce per lo stesso che il valore minimo valga:

$$\eta_c = (90 + 3 \log_{10} P_n) \%$$

Nel caso di pompe di calore elettriche o a gas, quindi $\eta_c = 96,23\%$ per cui $P_c = 91,44 kW$; tenendo conto del regime di funzionamento attenuato o intermittente la norma prevede un incremento percentuale f pari al 15% per l'utilizzo giornaliero di $8 \div 12$ h. Quindi per il calcolo della potenza della caldaia utilizziamo l'espressione

$$P_a = P_c f = 105,15 kW.$$

Quindi viene scelta una caldaia di potenza termica utile in fase di climatizzazione invernale di 119 kW con portata termica $H_i = 115$ kW. La caldaia inoltre ha una potenza frigorifera utile di 115 kW con una portata termica H_i di 112 kW.

Il calcolo è stato fatto in condizioni di picco tenendo presente che la temperatura esterna di progetto $t_e = 0^\circ C$ secondo la norma è molto diversa della temperatura media giornaliera di Pisa del periodo invernale pari a $20^\circ C - GG/166 = 20^\circ C - 1694/166 = 9,8^\circ C$ pertanto la caldaia risulta sovradimensionata come richiesto dal committente nell'ipotesi di aggiunte di ulteriori corpi scaldanti/raffrescanti.

Quindi viene prevista un gruppo frigo termico, come descritto e dimensionato sopra, centralizzato e ubicato in posizione il più possibile baricentrica compatibilmente alle esigenze urbanistiche della struttura. Viene previsto un sistema di contabilizzazione composto da 8 contabilizzatori locali, pari al numero delle unità abitative ed un'unità di contabilizzazione centrale ubicata in locale caldaie, colloquante da remoto con protocollo IP.

2. Dimensionamento rete di distribuzione:

2.1. Dimensionamento tubazioni

Valutazione delle portate da erogare in l/s in funzione della potenza termica assorbita, espressa in kW, e del salto termico nominale fra mandata e ritorno ($^\circ C$):

$$q = \frac{P}{c \Delta t} v$$

C = calore specifico dell'acqua (4,187 [kJ/(kgK)])

V = volume specifico dell'acqua (1,01207 dm³/kg a $50^\circ C$)

Come potenza viene scelta quella relativa ai corpi scaldanti piuttosto che quella richiesta dall'edificio, come viene riportato nella seguente tabella:

Edificio	Potenza corpi scaldanti (kW)
A	19
B	25
C	32
D	24
TOTALE	100

Quindi ricaviamo rispettivamente per le portate i seguenti valori, avendo assunto nel caso di riscaldamento un salto termico di $10^\circ C$:

$$q_A = 0,46 \text{ l/s}; \quad q_B = 0,71 \text{ l/s}$$

$$q_C = 0,78 \text{ l/s} \quad q_D = 0,60 \text{ l/s}$$

Viene scelta una tubazione preisolata con due tubi interni di diametro interno pari $d_i = 40,8$ mm in polietilene reticolato conforme alle norme EN 15875 con barriera antidiffusione dell'ossigeno, con isolamento in strati concentrici in polietilene espanso a cellule chiuse, con guaina esterna di protezione in polietilene nero ad alta densità. Dalle tabelle dei costruttori si evince che la portata media è di 0,84 l/s con velocità v pari a 0,84 m/s.

2.2. Pompe di mandata

La potenza della pompa viene calcolata in funzione della prevalenza e della portata del fluido termovettore:

$$P_a = \frac{qH_m \rho g}{1000\eta}$$

H_m è la prevalenza manometrica somma della prevalenza dinamica e della prevalenza geodetica, più le perdite di carico di carico accidentale.

$$H_m = \frac{p_A - p_B}{\rho g} + H_g + \gamma + \gamma_a$$

$$\gamma = \beta \frac{q^2}{D^5} L \quad \text{Perdite di carico}$$

Consideriamo una perdita di carico complessiva non superiore a 200 Pa/m e nell'ambito del suddetto dimensionamento la consideriamo al limite.

Poiché il fluido pompato è sostanzialmente acqua la relazione di cui sopra si semplifica in:

$$P_a = \frac{qH_m}{367\eta}$$

Stimando una prevalenza massima complessiva in circa 10 m c.a. ricaviamo, con 5,5 m³/h di portata, una potenza pari a 0,37 kW avendo considerato un rendimento pari al 40%.

3. Dimensionamento corpi vettori per ciascun edificio

Simboli utilizzati	Unità di misura	Valore
t_{w1}	[°C]	= Temperatura di mandata
t_{w2}	[°C]	= Temperatura di ritorno
$\Delta t_{w,H}$	[K]	= Differenza di temp. fluido
t_L	[°C]	= Temp. aria ambiente
t_{L2}	[°C]	= Temperatura uscita aria
Q_H	[W]	= Potenzialità termica
Q_k	[W]	= Potenzialità raffrescamento totale
Q_s	[W]	= Potenzialità raffrescamento sensibile
m	[l/h]	= Portata fluido
R_H	[kPa]	= Perdite di carico lato acqua riscaldamento
V	[m ³ /s]	= Portata aria
LPA	[dB(A)]	= Pressione acustica
LWA	[dB(A)]	= Potenza acustica

Edificio A

Nell'edificio A si prevede di montare n. 10 unità tipo ventilconvettore Venkon VS BG1 oltre i due termoarredi nei bagni.

Tale unità eroga una potenza, impostando la velocità n.3 tra quelle selezionabili, pari a 1800 W, quindi un totale di 18 KW ai quali si aggiungono le potenze fornite dai due termoarredi 1808/450 (circa 500 W ciascuno) arrivando quindi ai 19 KW indicati in tabella.

Edificio B

Nell'edificio B si prevede di montare n. 2 unità tipo ventilconvettore Venkon VS BG2, n. 8 unità tipo ventilconvettore Venkon VS BG1 oltre i due termoarredi nei bagni.

Facendo il conto come nel caso precedente si ottiene 24 KW

Edificio C

Nell'edificio C si prevede di montare n. 8 unità tipo ventilconvettore Venkon VS BG2, n. 8 unità tipo canale a pavimento Kampmann HK 2000 oltre i sei termoarredi nei bagni. In questo caso consideriamo che sia le macchine a pavimento che quelle a parete funzionino con la velocità n.2

Facendo il conto come nel caso precedente si ottiene 32 KW

Edificio D

Nell'edificio C si prevede di montare n. 6 unità tipo ventilconvettore Venkon VS BG2, n. 6 unità tipo canale a pavimento Kampmann HK 2000 oltre i sei termoarredi nei bagni.

Facendo il conto come nel caso precedente si ottiene 24 KW

3.1. Verifica ventilatore a canale a pavimento con ventilatore tangenziale:

(a) Calcolo per il riscaldamento:

DATI: Temperatura di mandata t_{w1} = 50 °C

Temperatura di ritorno t_{w2} = 40°C

Temperatura aria ambiente t_L = 20°C

Stadio di velocità desiderato = 3

Macchina ventilconvettore a pavimento con L = 2000 mm., p = 340 mm., h = 132 mm.

RISULTATI: Q_H = 2309 W

m = 339 kg/h

R_H = 4,96 kPa

LPA = 27 dB(A)

LWA = 41 dB(A)

V = 320 m³/h

t_{L2} = 41,2 °C

(b) Calcolo per il raffrescamento:

DATI: Temperatura di mandata t_{w1} = 7 °C

Temperatura di ritorno t_{w2} = 12°C

Temperatura aria ambiente t_L = 26°C

Stadio di velocità desiderato = 3

Umidità relativa U.M. = 55%

Macchina ventilconvettore a pavimento con L = 2000 mm., p = 340 mm., h = 132 mm.

RISULTATI: Q_K = 1973 W

Q_S = 1356 W

m = 199 kg/h

R_H = 1,98 kPa

LPA = 27 dB(A)

LWA = 41 dB(A)

V = 320 m³/h

t_{L2} = 13,3 °C.

La corrente assorbita da ogni macchina è 0,33 A più 0,32 A di assorbimento per il servomotore termoelettrico alla tensione di 230 V/50 Hz quindi c'è un assorbimento complessivo pari a 149,50 W, quindi per l'edificio C le macchine assorbiranno circa 2,4 kW mentre per l'edificio D 1,79 kW.

3.2. Ventilconvettore a muro - verifica:

(c) Calcolo per il riscaldamento:

DATI: Temperatura di mandata $t_{w1} = 50\text{ °C}$

Temperatura di ritorno $t_{w2} = 40\text{ °C}$

Temperatura aria ambiente $t_L = 20\text{ °C}$

Stadio di velocità desiderato = 3

Macchina ventilconvettore a muro con $L = 850\text{ mm.}$, $p = 225/210\text{ mm.}$, $h = 510\text{ mm.}$

RISULTATI: $Q_H = 1800\text{ W}$

$LPA = 34\text{ dB(A)}$

$LWA = 44\text{ dB(A)}$

$V = 270\text{ m}^3/\text{h}$

$t_{L2} = 39,2\text{ °C}$

$$m = \frac{Q_H}{\Delta t_{WH}} 0,86 = 154,80\text{ l/s}$$

(d) Calcolo per il raffrescamento:

DATI: Temperatura di mandata $t_{w1} = 7\text{ °C}$

Temperatura di ritorno $t_{w2} = 12\text{ °C}$

Temperatura aria ambiente $t_L = 26\text{ °C}$

Stadio di velocità desiderato = 3

Umidità relativa U.M. = 55%

Macchina ventilconvettore a muro con $L = 850\text{ mm.}$, $p = 225/210\text{ mm.}$, $h = 510\text{ mm.}$

RISULTATI: $Q_K = 1100\text{ W}$

$Q_S = 1000\text{ W}$

$m = 270\text{ kg/h}$

$LPA = 34\text{ dB(A)}$

$LWA = 44\text{ dB(A)}$

$V = 320\text{ m}^3/\text{h}$

$t_{L2} = 13,1\text{ °C.}$

(e) Calcolo per il riscaldamento:

DATI: Temperatura di mandata $t_{w1} = 50\text{ °C}$

Temperatura di ritorno $t_{w2} = 40\text{ °C}$

Temperatura aria ambiente $t_L = 20\text{ °C}$

Stadio di velocità desiderato = 3

Macchina ventilconvettore a muro con $L = 1.000\text{ mm.}$, $p = 225/210\text{ mm.}$, $h = 510\text{ mm.}$

RISULTATI: $Q_H = 2500\text{ W}$

$LPA = 37\text{ dB(A)}$

$LWA = 47\text{ dB(A)}$

$V = 345\text{ m}^3/\text{h}$

$t_{L2} = 41,4\text{ °C}$

$$m = \frac{Q_H}{\Delta t_{WH}} 0,86 = 215\text{ l/s}$$

(f) Calcolo per il raffrescamento:

DATI: Temperatura di mandata $t_{w1} = 7\text{ °C}$

Temperatura di ritorno $t_{w2} = 12\text{ °C}$

Temperatura aria ambiente $t_L = 26\text{ °C}$

Stadio di velocità desiderato = 3

Umidità relativa U.M. = 55%

Macchina ventilconvettore a muro con $L = 1.000\text{ mm.}$, $p = 225/210\text{ mm.}$, $h = 510\text{ mm.}$

RISULTATI: $Q_K = 1600\text{ W}$

$Q_S = 1400\text{ W}$

$m = 270\text{ kg/h}$

$LPA = 34\text{ dB(A)}$

$LWA = 44\text{ dB(A)}$

$V = 345\text{ m}^3/\text{h}$

$t_{L2} = 11,9\text{ °C.}$

Ing. Stefano Sartor

