



COMUNE DI CAPACCIO PAESTUM

(Provincia di Salerno)

"REALIZZAZIONE DI UN ASILO NIDO PUBBLICO NELL'AMBITO DEL SISTEMA INTEGRATO REGIONALE DI EDUCAZIONE E DI ISTRUZIONE" - "INTERVENTO TIPO A"

AVVISO PUBBLICO PER LA PRESENTAZIONE DELLE MANIFESTAZIONI DI INTERESSE PER IL FINANZIAMENTO DI NIDI E MICRONIDI: INTERVENTI DI REALIZZAZIONE, RISTRUTTURAZIONE, ADEGUAMENTO, AMMODERNAMENTO E QUALIFICAZIONE DI STRUTTURE/SERVIZI EDUCATIVI NELL'AMBITO DEL SISTEMA INTEGRATO REGIONALE DI EDUCAZIONE E DI ISTRUZIONE. ASSE 8 - OBIETTIVO SPECIFICO 9.3 - AZIONE 9.3.1 DEL POR CAMPANIA FESR 2014/2020 E OBIETTIVI DI SERVIZIO - FSC. FONDO DI CUI ALLA L.R. N. 3 DEL 20 GENNAIO 2017.

"PROGETTO DEFINITIVO-ESECUTIVO"

IMPIANTI

19. Relazione Specialistica Impianto Elettrico

20. Relazione Specialistica Impianto di Riscaldamento

21. Relazione Specialistica Impianto a gas

22. Impianto Idrico-Fognante: Pianta copertura e impianto di irrigazione tetto verde

23. Impianto Fotovoltaico

24. Impianto Fotovoltaico schema unifilare

25. Impianto Termico: schema funzionale dell'impianto termico

26. Impianto Termico: Pavimento radiante

27. Impianto Termico: Impianto canalizzato aria primaria

28. Impianto Gas

29. Impianto Elettrico: Impianto di Terra

30. Impianto Elettrico: Alimentazione FM

31. Impianto Elettrico: Alimentazione Luci

32. Impianto Elettrico: Quadri Elettrici

IL R.U.P.



IL PROGETTISTA

Sommario

PREMESSA.....	3
MATERIALI ED APPARECCHIATURE	3
OSSERVANZA DI LEGGI, NORME E REGOLAMENTI	4
1.PREMESSA AL SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTO	5
2 CRITERI DI DIMENSIONAMENTO	7
2.1 Apporti istantanei	9
2.2 Calcolo del carico termico invernale	10
2.3 Calcolo dei carichi termici estivi	11
3 IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE	14
3.1 IMPIANTO A PAVIMENTO RADIANTE	15
3.1.1 Caratteristiche impianto a pavimento radiante	15
3.1.2 La distribuzione del fluido termovettore	17
3.2 IMPIANTO RICAMBIO ARIA ED ESPULSIONE	19
3.2.1 Calcolo della potenza termica per ventilazione.....	20
3.2.2 Calcolo canalizzato	22
3.2.3 Le variazioni di pressione nelle reti di canali	24
3.2.4 Dimensionamento delle reti di canali	25
3.2.5 Calcolo primo tronco mandata	27
4 INDIVIDUAZIONE DELLE MACCHINE	29
5 IMPIANTO SOLARE TERMICO PER ACS	32
5.1 Componenti dell'impianto	32
5.2 Dati climatici	33
5.3 Dimensionamento dei collettori solari	34

5.4 Vaso di espansione	39
5.5 Bollitore	39
5.6 Centralina solare e stazione	41

PREMESSA

La presente relazione tecnica definisce i requisiti a cui dovranno rispondere i materiali, le apparecchiature che costituiscono l'impianto termico, nonché le modalità di installazione degli stessi, posti a servizio di un nuovo edificio scolastico da destinare ad asilo nido che sorgerà in via G. Salvemini nel Comune di Capaccio Paestum (SA)

Tutte le apparecchiature degli impianti sono stata dimensionate, sia per il funzionamento estivo che per quello invernale, in relazione alle condizioni esterne più sfavorevoli, e basati sulla base dei risultati provenienti dalle imposizioni della legge n. 10 del 09/01/1991 *"Norme per l'attuazione del piano energetico nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia"* e successive modifiche ed integrazioni

Successivamente saranno puntualizzati i dati tecnici relativi a:

- 1 condizioni termoigrometriche esterne;
- 2 condizioni termoigrometriche interne e ricambi d'aria;
- 3 fabbisogni termici invernali ed estivi e potenze termiche installate;

dalle quali scaturiranno le scelte dimensionali e l'individuazione delle macchine da installare

MATERIALI ED APPARECCHIATURE

Tutti i materiali e le apparecchiature utilizzati saranno di primaria casa costruttrice in modo tale da fornire la massima garanzia di lunga durata e di buon funzionamento; queste potranno essere di produzione nazionale o estera, a condizione che la ditta installatrice ne garantisca sia la facile reperibilità dei pezzi di ricambio sul mercato italiano sia un'efficiente servizio di assistenza e manutenzione.

OSSERVANZA DI LEGGI, NORME E REGOLAMENTI

Tutti gli impianti dovranno essere forniti completi in ogni loro singola parte e perfettamente funzionanti, con tutte le apparecchiature ed accessori prescritti dalle norme vigenti o necessari per il perfetto funzionamento, anche se non espressamente menzionati. A tal fine la progettazione impiantistica svolta e la futura messa in opera (stante la responsabilità dell'Appaltatore circa l'esecuzione degli impianti, il raggiungimento dei valori di progetto e la loro collaudabilità) rispettano tutte le norme di legge e di regolamento vigenti, ed in particolare:

- le norme di sicurezza di cui al regolamento in materia di attività di installazione degli impianti all'interno degli edifici di cui al D.M. n. 37 del 22/01/2008;
- le norme di sicurezza per apparecchi contenenti liquidi caldi sotto pressione di cui il Decreto Min. dell'1/12/1975;
- le norme per il contenimento del consumo energetico per usi termici negli edifici di cui alla legge n. 10 del 9/1/1991 e succ. mod. e int. e del relativo regolamento di esecuzione di cui al D.P.R. n. 412 del 26/8/1993;
- UNI TS 11300-1:2008 Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale;
- UNI TS 11300-2:2008 Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria
- UNI 8364-1:1984 Impianti di riscaldamento - Parte 1: Esercizio;
- UNI 8364-2:1984 Impianti di riscaldamento - Parte 2: Conduzione;
- UNI 8364-3:1984 Impianti di riscaldamento - Parte 3: Controllo e manutenzione;
- UNI EN 1264-1:1999 Riscaldamento a pavimento - Impianti e componenti - Definizioni e simboli.;
- UNI EN 1264-2:1999 Riscaldamento a pavimento - Impianti e componenti - Determinazione della potenza termica;
- UNI EN 1264-3:1999 Riscaldamento a pavimento - Impianti e componenti - Dimensionamento;

- UNI EN 1264-4:2003 Riscaldamento a pavimento - Impianti e componenti - Installazione;
- UNI 10349:1994 Riscaldamento e raffrescamento degli edifici. Dati climatici.;
- UNI 10412-1:2006 Impianti di riscaldamento ad acqua calda - Requisiti di sicurezza - Parte 1: Requisiti specifici per impianti con generatori di calore alimentati da combustibili liquidi, gassosi, solidi polverizzati o con generatori di calore elettrici;
- UNI 8199:1998 30/11/98 Acustica - Collaudo acustico degli impianti di climatizzazione e ventilazione - Linee guida contrattuali e modalità di misurazione;
- UNI 10339:1995 30/06/95 Impianti aeraulici al fini di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura;
- UNI EN 12097:2007 Ventilazione negli edifici - Rete delle condotte - Requisiti relativi ai componenti atti a facilitare la manutenzione delle reti delle condotte;
- UNI EN 12599:2001 Ventilazione per edifici - Procedure di prova e metodi di misurazione per la presa in consegna di impianti installati di ventilazione e di condizionamento dell'aria;
- UNI ENV 1805-2:1998 Comunicazione dati per rete di gestione per applicazione HVAC - Trasmissione dati indipendente dal sistema per l'automazione degli edifici mediante comunicazione aperta (FND);
- UNI 8065:1989 01/06/89 Trattamento dell' acqua negli impianti termici ad uso civile;
- le ulteriori norme U.N.I. inerenti al settore;
- le disposizioni vigenti sulla prevenzione infortuni;
- le prescrizioni dell'I.S.P.L.E.S.;
- le disposizioni del locale corpo dei Vigili del Fuoco;
- regolamenti e le prescrizioni comunali.

1.PREMESSA AL SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTO

L'edificio in progetto avrà per sito di costruzione un appezzamento di terreno sito nel comune di Capaccio Paestum (SA) alla via G. Salvemini(Zona climatica D) a cui corrispondono i seguenti dati climatici di interesse:

Località	Categoria Edificio	Zona clim.	GG	Lat °	Long °	Alt m	N° gg
Capaccio Paestum (BA)	E.7	D	1.661	40°27'	14°59'	6	137

La pianta dell'edificio è non regolare come si evince dalle planimetrie e si compone di un'unica unità costituita da zone comuni, cucina, infermeria, lavanderia, bagni ed aule con accesso indipendente organizzata su un unico livello fuori terra riscaldato. La pianta ha dimensioni massime pari a 37.0 x 28.0 metri circa, con una forma "L".

La struttura della copertura dell'edificio è divisa in due tipologie. La prima è di tipo piano destinata all'installazione di impianti a fonte rinnovabili (fotovoltaico e solare termico) e di un tetto verde: questa copre la maggior parte dei volumi funzionali dell'edificio con un'altezza di 3,50 m che con la controsoffittatura diventa pari a 3,0 m. La seconda è una copertura ondulata in legno lamellare con cui si realizza un unico spazio polifunzionale di altezza pari a 3,80 m, sulla quale verrà realizzato in aderenza un campo fotovoltaico in silicio amorfo.

L'impianto di riscaldamento sarà centralizzato ed avrà come generatore una macchina a pompa di calore per la climatizzazione estiva ed invernale degli ambienti, situata in apposito spazio aperto a ridosso dell'edificio, con una griglia metallica che permetta i suoi scambi e prelievi dall'ambiente esterno, ma ne impedisca le manomissioni e gli atti vandalici.

La distribuzione del calore (o della frigoria) sarà garantita dal fluido termovettore, attraverso tubi in multistrato coibentati con guaine isolanti che collegheranno la macchina al collettore principale, e quest'ultimo ai vari distributori di zona.

Il sistema di emissione sarà costituito dai circuiti radianti a pavimento installati in tutti gli ambienti da riscaldare e dalle bocchette di mandata e ripresa con i relativi canali collegati ad una unità di trattamento d'aria posta nei locali tecnici.

La regolazione della climatizzazione ambientale sarà garantita per il tramite di termostati di zona a controllo remoto (wireless) posti nei singoli ambienti ed agenti sulle valvole servoassistite poste sui collettori dei circuiti radianti.

L'edificio oggetto del calcolo rientra tra quelli di proprietà pubblica o adibiti ad uso pubblico, ai fini dell'art.5, comma 15, del D.P.R. 412 del 26/08/93 e successive modifiche ed integrazioni (utilizzo delle fonti rinnovabili di energia) e dell'Allegato I, comma 14 del D.Lgs. 192/05 e s.m.i.

Nell'elenco riassuntivo posto di seguito, vengono riportate le caratteristiche dell'edificio. Il suo volume lordo è individuato dalle pareti che delimitano lo spazio riscaldato; le superfici disperdenti sono invece calcolate al lordo delle aperture.

- Il volume (V) delle parti di edificio agili è di 2 957.90 m³, al lordo delle strutture che le delimitano.
- La superficie (S) esterna che delimita il suddetto volume è di 1 794.78 m².
- Rapporto S/V è pari a 0.61 m⁻¹.
- La superficie utile dell'edificio (S_u) è pari a 572.31 m².
- La durata del periodo di raffrescamento è di giorni 105, e precisamente dal 4 Giu al 16 Set.

L' "Edificio Oggetto di Calcolo" costituente l'asilo nido è composto da 1 zona termica con le seguenti caratteristiche:

Zona "Ambienti interni riscaldati dell'asilo nido"

Classificazione: E7.

Volume netto 1 984.95 m³.

Superficie netta 572.31 m².

Valore di progetto della Temperatura interna invernale 20.00 °C.

Valore di progetto della Temperatura interna estiva 26.00 °C.

2 CRITERI DI DIMENSIONAMENTO

Le unità di misura adottate nei calcoli sono quelle del S.I.

Il calcolo della potenza di dispersione e dei fabbisogni energetici per la scelta e il dimensionamento dell'impianto di riscaldamento è stato svolto in conformità a

quanto previsto nella Legge 10/91 e sue successive modifiche e dal D.P.R. 412/93; il calcolo è riportato nella relazione tecnica specialistica come previsto dalla stessa legge, fornita in fascicolo separato, contenente anche le schede delle strutture utilizzate per il calcolo termico e termoigrometrico secondo la recente norma UNI EN ISO 13788. per la verifica, oltre che della condensa interstiziale, anche di quella superficiale.

Il dimensionamento degli impianti di climatizzazione estiva è stato eseguito con il metodo delle funzioni di trasferimento.

CONDIZIONI TERMOIGROMETRICHE ESTERNE

-INVERNO: temperatura 0°C umidità relativa 80%

-ESTATE: temperatura 36°C umidità relativa 60%

CONDIZIONI TERMOIGROMETRICHE INTERNE E RICAMBI D'ARIA

-INVERNO: temperatura 20°C umidità relativa 50 %

-ESTATE: temperatura 26°C umidità relativa 50 %

-TOLLERANZA: temperatura $\pm 1^\circ\text{C}$ umidità relativa $\pm 5 \%$

-RICAMBI D'ARIA:

servizi 4 vol. amb./ora

corridoi e scale 3 vol. amb./ora

altri ambienti 2 vol. amb./ora

FABBISOGNI TERMICI INVERNALI ED ESTIVI E POTENZE TERMICHE

carico estivo totale	6.685 kWh;
potenza frigorifera installata	85.5 kW;
carico invernale totale indice di energia primaria	26.994 kWh;
potenza termica installata	71.2 KW.

2.1 Apporti istantanei

L'apporto (o perdita) di calore per componente è definito come il flusso di calore (Watt) che attraversa la superficie interna di un componente edilizio (parete, tetto, superficie vetrata, ecc.) considerato separatamente dal contesto edilizio in cui esso è inserito e nella ipotesi che:

- la temperatura dell'aria interna sia mantenuta costantemente al valore prefissato di progetto;
- gli effetti degli scambi per radiazione e convezione, rispettivamente tra la superficie interna del componente e le restanti superfici, tra la stessa e l'aria interna (condizioni al contorno sullo strato limite interno del componente) sia riconducibile ad un prefissato valore del coefficiente limite interno (adduttanza interna).

Un apporto di calore può essere ottenuto, ad esempio, per radiazione attraverso le superfici vetrate, per conduzione attraverso un componente opaco, per convezione, per effetto delle infiltrazioni, per radiazione/convezione in relazione alla presenza di sorgenti di calore interne (persone, lampade, apparecchiature). Gli apporti di calore forniscono, per tipo di eccitazione incidente (radiazione, conduzione, convezione), l'ammontare della quantità di calore che entra o esce da ogni componente edilizio. Vengono calcolati i valori orari dei seguenti apporti di calore:

- conduzione in regime transitorio, attraverso componenti opachi, quali pareti verticali, solai, coperture, ecc. definiti tutti sotto il nome di pareti, soffitti, ecc.;
- conduzione in regime stazionario ($k \cdot s \cdot \Delta T$) attraverso componenti opachi e trasparenti a inerzia termica trascurabile (porte, finestre);
- infiltrazioni attraverso serramenti o aperture;
- radiazione solare incidente su superfici trasparenti (finestre);
- occupanti;
- apparecchiature;
- luci.

Tutto questo per determinare il corretto fabbisogno termico dell'edificio in questione considerando ogni tipo di apporto, calcolato come di seguito.

2.2 Calcolo del carico termico invernale

Per il calcolo delle dispersioni termiche in regime stazionario, attraverso le pareti, utilizziamo i risultati ottenuti dalla relazione 10/91 basato sul seguente modello:

$$Q_d = \sum_j K_j \cdot S_j \cdot (t_i - t_e) \cdot i_{str_j} \cdot i_{esp_j}$$

in cui:

S = superficie del perimetro verticale e dei solai;

Kj= trasmittanza termica del perimetro verticale e dei solai (W/m² °C);

t_e = temperatura ambiente (°C);

t_i = temperatura esterna di progetto invernale (°C);

i_{strj} = fattore di sicurezza relativo alla struttura in esame;

i_{espj} = fattore di sicurezza relativo all'esposizione della frontiera;

Q_d = flusso termico che si trasferisce all'esterno per trasmissione attraverso il perimetro opaco e vetrato dell'involucro edilizio: è composto dal flusso termico attraverso le superfici disperdenti e dal flusso termico attraverso i punti singolari.

Ogni ambiente avrà una dispersione e la somma di tutte le dispersioni dei singoli ambienti sarà pari al flusso termico totale.

Dispersioni, Apporti solari, Apporti interni, Fabbisogni

	Un.Mis.	Nov	Dic	Gen	Feb	Mar	Totale
HTR	W/K	370.30	401.35	412.32	408.59	393.45	0.00
HVE	W/K	659.30	659.30	659.30	659.30	659.30	0.00
QhTR	MJ	4 126.01	11 573.07	13 627.95	11 613.11	10 417.20	61 357.33
QhVE	MJ	6 392.11	17 305.64	20 131.05	17 225.89	15 716.34	79 771.03
QhHT	MJ	10 518.13	28 878.71	33 759.00	28 838.99	26 133.54	128 128.36
Qsol	MJ	1 232.82	1 883.40	2 157.21	2 733.87	4 257.20	12 264.50
Qint	MJ	3 164.66	6 131.53	6 131.53	5 538.16	6 131.53	27 097.42
Qh [MJ]	MJ	8 337.28	21 021.59	25 593.80	20 746.32	16 218.56	89 917.54
Qh	kWh	1 760.36	5 839.33	7 109.39	5 762.87	4 505.15	24 977.10
QRh	kWh	19.54	37.86	37.86	34.20	37.86	167.31
QIEh	kWh	17.58	58.60	71.43	57.87	45.12	250.60
QIRh	kWh	812.99	1 314.74	1 412.72	1 342.98	1 485.25	8 168.68
QhRD	kWh	2 371.39	7 174.81	8 555.68	7 129.52	5 897.67	31 229.07
Qwi	kWh	418.32	810.50	810.50	732.06	810.50	3 581.87

Valori energetici relativi al riscaldamento, in regime di funzionamento continuo per i giorni di attivazione dell'impianto ex D.P.R. 412/93: HTR = Coefficiente globale di scambio termico per TRASMISSIONE; HVE = Coefficiente globale di scambio termico per VENTILAZIONE; QhTR = Dispersione per Trasmissione; QhVE = Dispersione per Ventilazione; QhHT = Dispersione per Trasmissione + Ventilazione; Qsol = Apporti Solari; Qint = Apporti Interni; Qh [MJ] = Fabbisogno Utile di Energia Termica per il riscaldamento; Qh = Fabbisogno utile di Energia Termica per il riscaldamento; QRh = Energia TOTALE (accumuli+distribuzione ACS) recuperata dal sistema di riscaldamento; QIEh = Perdite di emissione; QIRh = Perdite di regolazione; QhRD = Energia termica da fornire al sottosistema di Distribuzione del Riscaldamento; Qwi = Fabbisogno Utile di Energia Termica per ACS (invernale).

Vani della Zona					
VANO	m ²	m ³	QhTRp	QhVEp	Qp
WC Divezzi	11.62	36.72	306	971	1.460
Divezzi-riposo	51.74	160.41	1.068	4.363	6.269
Divezzi-attività	73.43	227.64	1.136	5.192	8.503
Semidivezzi-attività	62.54	193.87	1.137	5.273	7.411
WC-Semidivezzi	10.45	32.38	95	881	1.143
Semidivezzi-riposo	36.02	108.57	849	2.953	4.162
Corridoio1	16.88	52.32	-8	1.423	1.885
Lattanti-riposo	29.43	91.24	668	2.482	3.620
Lattanti-attività	43.64	136.28	604	3.680	4.882
Lattanti-serv.1	3.78	11.73	35	319	415
Lattanti-serv.2	3.73	11.57	35	315	409
Cucina	19.67	60.99	585	1.659	2.559
Corridoio3	4.20	13.02	39	354	460
Corridoio2	18.80	58.27	269	1.585	2.184
Spogliatoio1	2.29	7.11	21	194	252
Spogliatoio2	2.29	7.11	21	194	252
WC2	2.89	8.96	71	244	381
WC1	2.89	8.96	71	244	361
Loc.tecnico	8.19	25.39	132	691	954
Lavanderia	7.40	22.95	121	624	864
Infermeria	7.93	24.58	129	669	924
WC3	2.76	8.56	26	233	303
WC4	2.66	8.20	103	223	368
WC5	4.58	14.14	122	384	580
Disimpegno	6.36	19.72	59	536	697
WC Disab.	4.83	14.97	45	407	529
Insegnanti	10.63	32.96	306	886	1.372
Direzione	18.35	56.69	321	1.379	1.961
Segreteria	11.62	36.04	257	980	1.423
Filtro	12.75	39.53	395	1.075	1.674
Spazio polifunzionale	81.07	482.09	806	12.569	14.672

m2 = Superficie utile coperta; m3 = Volume netto; QhTRp [W] = Dispersione massima per trasmissione (polaris); QhVEp [W] = Dispersione massima per ventilazione; Qp [W] = Dispersione massima (riscaldamento, ventilazione, raffrescamento)

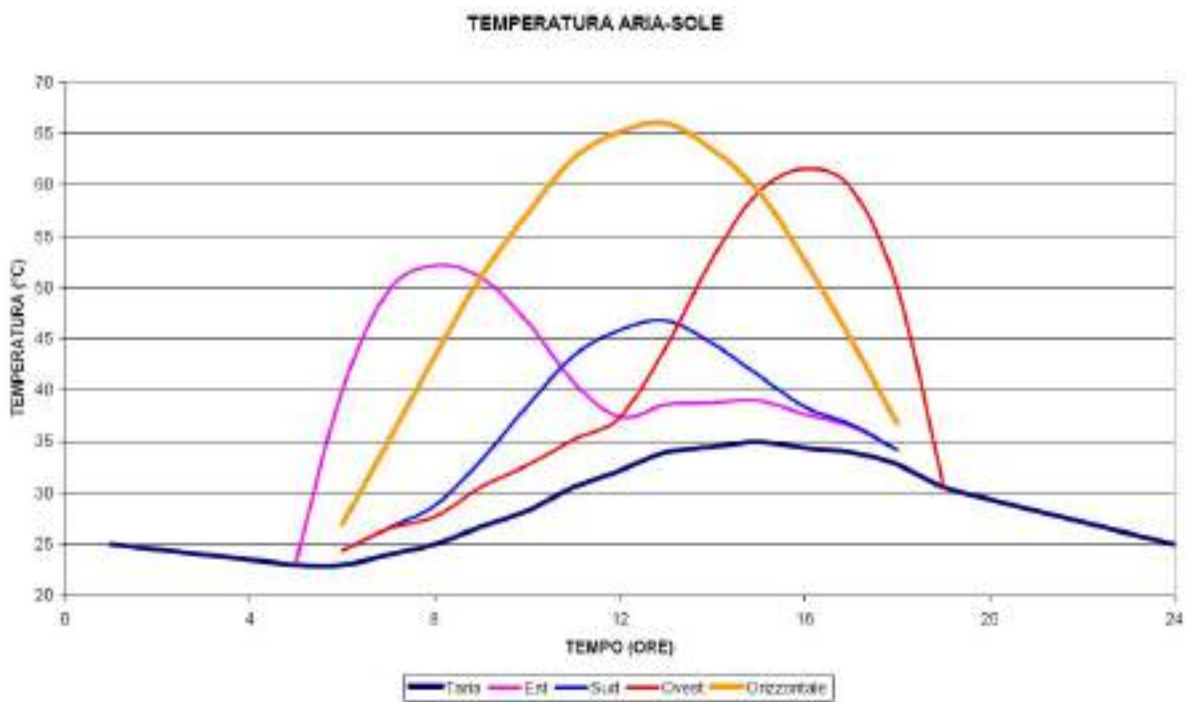
Sommando anche il contributo in potenza per la ventilazione dei locali si determina il fabbisogno termico dell'edificio pari a 63640 W_t per garantire le temperature di progetto. Per individuare una macchina commerciale si dovrebbe considerare il fabbisogno termico per la produzione di ACS, considerando che la macchina deve semplicemente integrare il contributo apportato dall'impianto solare termico.

2.3 Calcolo dei carichi termici estivi

Le variabili che influenzano il calcolo dei carichi termici estivi sono numerose, spesso difficili da definire in modo preciso e sempre difficilmente correlate tra loro. Le potenze erogate variano notevolmente nelle 24 ore di funzionamento, in un range

abbastanza largo ed in modo non simultaneo, quindi c'è la necessità di calcolare i carichi massimi contemporanei.

Dopo un'attenta analisi delle condizioni di carico termico cui potrebbe essere soggetta la struttura in relazione all'orientamento dei locali, alla maggiore o minore vicinanza di ostacoli esterni, alle caratteristiche di trasmissività delle superfici finestrate ed all'orientamento delle stesse, alla presenza di schermature appositamente dedicate, si considera che la condizione di carico più gravosa legata alla contemporaneità di questi differenti contributi, si verifichi nelle ore pomeridiane (16:00) del mese più caldo (Luglio).



Riportiamo per comodità di lettura su di una scheda puramente riassuntiva, il valore dei carichi sensibili e latenti precedentemente calcolati attraverso l'ausilio di software specifici in relazione alle condizioni estive di progetto (in tale scheda non figurerà il contributo di carico dovuto all'aria esterna):

Calore sensibile dell'involucro edilizio

		(K·A) _{op}		(K·A) _{trasp}	SH	A	% vetro	
		100		75	0,7	25	80	
Ora	DT _{eq}	Q _{opaco}	T _e -T _i	Q _{trasp}	I _s Est	F _{accumulo}	Q _{sole}	Q _{S, involucro}
2	6	600	-1,5	-112,5			0	488
4	4,8	480	-2,5	-187,5			0	293
6	3	300	-3	-225	522	0,52	3306	3381
8	3	300	-1	-75	774	0,73	6882	7107
10	6	600	2,3	172,5	518	0,58	3659	4432
12	9,5	950	6,2	465	144	0,29	509	1924
14	11,4	1140	8,5	637,5	122	0,24	357	2134
16	11,7	1170	6,4	480	94	0,19	218	1868
18	11,4	1140	6,8	510			0	1650
20	10,8	1080	3,4	255			0	1335
22	9	900	1,2	90			0	990
24	8	800	-1	-75			0	725

Altri carichi sensibili e latenti

per- sone	luce arti- ficiale	macchi- ne	rinnovo	vapore	F _{accumulo}	Q _{S,int}	Q _{L,int}	Q _{S,vent}	Q _{L,vent}	Q _{totale}	ora
15	50	300	40	100		64	100	ti=26°C	10,4 g/kg		
64	W/p	W/p	m³/(h·p)	g/(h·p)		W/p	g/(h·p)	te=f(τ)	16,1 g/kg		
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6
960	750	4500	600	1500	0,31	1925	1042	-200	2375	13452	8
960	750	4500	600	1500	0,72	4471	1042	460	2375	16659	10
480	375	4500	600	750	0,79	4230	521	1240	2375	15072	12
480	375	4500	600	750	0,83	4445	521	1700	2375	15746	14
960	750	4500	600	1500	0,87	5403	1042	1280	2375	18410	16
960	750	4500	600	1500	0,9	5589	1042	1360	2375	18677	18
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	20
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	22
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	24

Da questa analisi globale degli apporti di calore in regime estivo, si deduce la quantità di calore da sottrarre agli ambienti da climatizzare pari a 21000 W al picco massimo del mese di luglio alle ore 16.

3 IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE

Gli ambienti verranno riscaldati e raffrescati mediante l'utilizzo di una macchina elettrica del tipo pompa di calore.

Il riscaldamento degli ambienti sarà garantito da un impianto a pavimento radiante posato in tutti gli ambienti da riscaldare, mediante la circolazione di fluido termovettore (acqua) operante a bassa temperatura, con conseguente distribuzione del calore necessario; il suo schema di funzionamento è rappresentato nella tavola allegata T2-TG-IMPIANTO A PAVIMENTO.

Secondo la normativa vigente deve essere garantito anche il ricambio d'aria negli ambienti: a tal fine sarà installata un'unità interna di trattamento aria primaria (U.T.A.) operante a "tutt'aria" (ossia senza ricircolo dell'aria interna, ma con recupero del suo potenziale energetico), che tratterà opportunamente l'aria dal punto di vista termo-igrometrico, e la metterà in circolo nelle canalizzazioni di mandata e di ripresa; lo schema di questo impianto è rappresentato nella tavola allegata T3-TG-IMPIANTO ARIA PRIMARIA.

L'impianto a pavimento radiante dovrà garantire anche il raffrescamento degli ambienti operando un'inversione di ciclo sulla pompa di calore a cui risulta collegato: il raffrescamento a pavimento radiante è un raffrescamento naturale che permette di ottenere un clima a misura d'uomo creando una sensazione simile a quella che si può sentire quando, in estate, si scende in cantina dove le pareti hanno una temperatura inferiore a quella esterna. Il benessere ottenibile con tale sistema è considerevole, e raggiunge l'optimum poiché è abbinato alla deumidificazione dell'aria, ottenuta mediante l'impianto di trattamento aria che con la sua batteria interna agirà sul calore latente, evitando al contempo problemi di condensa superficiale sugli stessi. Mandando acqua nei pavimenti radianti ad una temperatura oscillante dai 15 ai 18°C, in funzione dell'umidità relativa, si raffrescheranno i pavimenti portandoli ad una temperatura comunque non inferiore a 21°C per evitare problemi di condensa superficiale sugli stessi. In questo modo con una temperatura esterna di 37-38°C si riduce la temperatura interna di un ambiente dai 32-33 °C a circa 24-25°C.

Con riferimento a quanto precedentemente menzionato, verrà data nel seguito una descrizione dettagliata degli impianti previsti, suddivisi nelle seguenti categorie:

- impianto a pavimento radiante;
- impianto ricambio ed espulsione aria;

3.1 IMPIANTO A PAVIMENTO RADIANTE

Come detto l'impianto di climatizzazione si compone di:

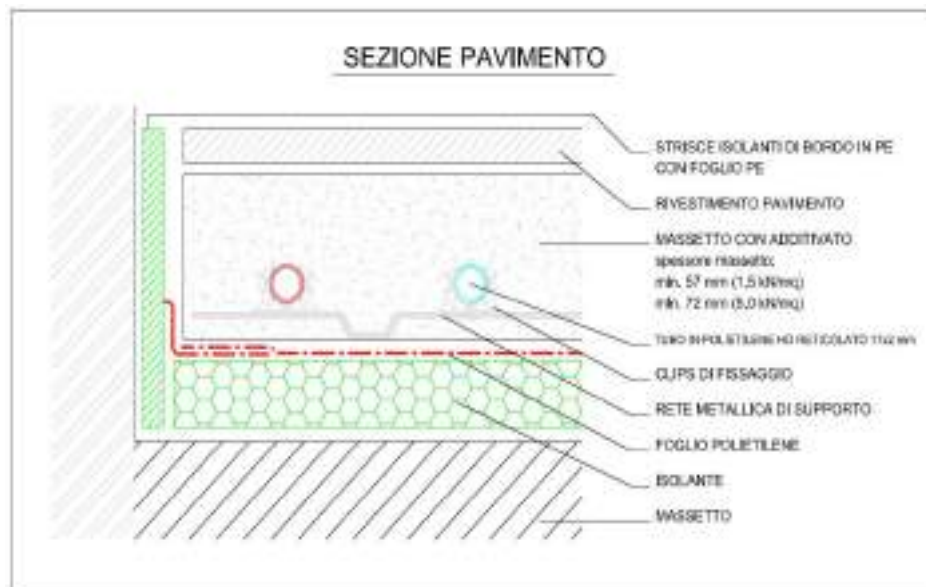
- una unità a pompa di calore esterna atta a soddisfare il fabbisogno termico dell'edificio (la stessa dovrà inoltre garantire il fabbisogno di acqua calda sanitaria dell'edificio);
- impianto a pavimento radiante distribuito uniformemente su tutti gli spazi riscaldati e raffrescati dell' edificio ed operante a bassa temperatura;
- unità di trattamento aria primaria con relativo impianto canalizzato atto a garantire nel periodo invernale gli adeguati ricambi d'aria ed il perfetto funzionamento del raffrescamento (agendo sul calore latente) di cui si parlerà nel seguito.

L'impianto a pavimento radiante è stato progettato tenendo conto della suddivisione in zone per esigenze tecnico/funzionali proprie di un asilo nido (struttura che ospita lattanti, semidivezzi e divezzi) e di quelle comuni agli spazi abitati, con le conseguenti esigenze di benessere e di risparmio energetico.

3.1.1 Caratteristiche impianto a pavimento radiante

L'impianto a pavimento è un sistema di riscaldamento degli ambienti basato sulla circolazione dell'acqua calda all'interno di una rete di tubi annegati nello spessore del pavimento: la differenza rispetto ad un tradizionale impianto di riscaldamento a radiatori è la superficie di scambio termico, cioè la superficie attraverso cui l'acqua calda può cedere calore all'ambiente da riscaldare. A differenza di un radiatore, il pavimento di un ambiente offre una superficie

riscaldante molto ampia. pertanto, in un impianto a pavimento, è possibile far circolare l'acqua ad una temperatura dimezzata rispetto a quella di funzionamento di un impianto a radiatori, uniformando la diffusione.



I vantaggi derivanti da questo tipo di impianto sono diversi:

- risparmio energetico poiché si deve produrre acqua calda di riscaldamento a 30°-40° anziché a 70°-80°, ottenendo un notevole risparmio sui costi di gestione dell'impianto stesso che si abbina perfettamente con una macchina elettrica;
- il riscaldamento non è concentrato in determinati punti dell'edificio ma è uniformemente ripartito su tutta la superficie di calpestio, elevando il grado di comfort: si sviluppa inoltre un gradiente verticale di temperatura che decresce dal pavimento man mano che ci si avvicina al soffitto, cosicché si ha una situazione consona alla biologia umana;
- assenza di moti convettivi all'interno degli ambienti, con minore circolazione della polvere e minore essiccazione dell'aria.
- migliore isolamento termico dell'involucro, grazie alla struttura stessa dell'impianto a pavimento che prevede uno strato di materiale isolante al di sotto della caldana riscaldata.
- un unico sistema per riscaldare nelle stagioni fredde e raffreddare in quelle calde. Il principio di funzionamento è il seguente, d'estate si invia acqua

fredda anziché calda attraverso i circuiti del pavimento radiante che si raffredda, abbassando in modo 'dolce' (senza movimento d'aria) e silenzioso la temperatura ambiente.

L'unico inconveniente dell'impianto a pavimento è rappresentato dalla maggiore inerzia termica l'impianto che non consente di raggiungere rapidamente la temperatura di esercizio. Un utilizzo razionale di questo sistema prevede il funzionamento continuo con attenuazione nelle ore notturne (spegnimenti ridotti al minimo) e pertanto l'impianto risulta adatto per i locali occupati in modo continuo come un asilo.

L'impianto è stato concepito con tubazioni del tipo polietilene affogate nel massetto della pavimentazione e con un passo calcolato come da tavole allegate capace di fornire al più 100 W/m² in maniera uniforme.

Nei bagni data l'impossibilità di posare l'impianto a pavimento radiante, per motivi legati all'impiantistica idrica-sanitaria-fognante, si è pensato all'installazione di scaldasalviette elettriche che non assorbono più di 700W che ben si abbina all'utilizzo della fonte primaria fotovoltaica.

3.1.2 La distribuzione del fluido termovettore

Una rete di distribuzione di fluidi è composta da una serie di tubi in mandata e/o ritorno, da una o più pompe e da una serie di raccordi. Sia la rete in mandata che quella di ritorno può risultare più o meno complessa. Le reti sono organizzate ad albero. Nelle reti principali l'origine rappresenta il punto di collegamento della rete con la pompa. I punti di collegamento fra pezzi diversi fra loro sono chiamati nodi intermedi. Ad esempio sono nodi intermedi le variazioni di direzione o le diramazioni. Sono invece chiamati nodi terminali tutti i punti ai quali è associato un solo pezzo. In particolare la tipologia di ramificazione della rete sarà di tipo mista albero stella.

La distribuzione del fluido termovettore sarà suddivisa in due circuiti orizzontali costituiti da tubazioni in multistrato composito da 1" di diametro coibentato con polietilene reticolato espanso a cellule chiuse di spessore pari a 30 mm; queste si

dipartiranno dal collettore centrale dedicato alla climatizzazione degli ambienti posto nei locali tecnici, raggiungendo i collettori di derivazione sviluppandosi all'interno degli spazi ventilati del pavimento (tavola allegata T1-TG-TAVOLA GENERALE).

A monte dei due circuiti orizzontali A e B sono poste le due sottostazioni per la regolazione della temperatura di alimentazione dell'impianto a pavimento, dotate di termoregolatore digitale, sonde di temperatura, servomotore motorizzato a 3 punti reversibile e circolatore integrato. Questi due sottostazioni alimentano 5 collettori disposti in punti strategici dell'edificio, dai quali si sviluppano i 47 circuiti da annegare nel massetto autolivellante (additivato con beta - naftalen solfonato) che costituiranno i terminali di emissione dell'impianto a pavimento radiante. Le tubazioni costituenti il collettore orizzontale dovranno essere messe in opera con una pendenza, nel verso ascendente alla montante verticale, minima del 1% ciò al fine di evitare la formazione ed il ristagno di eventuali sacche d'aria. Sui collettori sono presenti delle valvole servo motorizzate comandate da un'unità base che raccolgono il segnale wireless di controllo da 10 sonde poste nei diversi ambienti.

I circuiti del pavimento radiante saranno conformi alla norma UNI EN 1264 è composti da tubazione in polietilene HD reticolato 17x2mm posata su rete metallica elettrosaldata in filo liscio da 3 mm con appositi piedini di rialzo, e fissata con clips di ancoraggio. Massetto autolivellante sarà posato su uno strato di isolante costituito da un pannello di polistirene espanso estruso ad alta densità da 40 mm di conducibilità termica dichiarata pari a 0,033 W/mK. I bordi a parete del pavimento radiante saranno dotati di striscia isolante di bordo in polietilene a cellule chiuse, spessore 8 mm, altezza 130 mm, necessaria per permettere la dilatazione perimetrale del pavimento radiante ed è inoltre previsto un foglio in polietilene, spessore nominale 0,18 mm da posarsi a protezione dell'isolante dall'umidità del massetto durante le fasi di getto I circuiti saranno posati con sistema a chiocciola con interasse pari a 10 cm, per ottimizzare la resa in ambiente in funzione del fabbisogno termico mantenendo la temperatura superficiale entro i limiti imposti dalla normativa UNI EN 1264, scongiurando qualsiasi problema fisiologico. La massima resistenza termica consentita del rivestimento sarà pari a 0,15 mqK/W.

3.2 IMPIANTO RICAMBIO ARIA ED ESPULSIONE

Parallelamente alla climatizzazione dei locali ad opera dell'impianto a pavimento, si provvederà alla realizzazione di un impianto di ventilazione forzata che invierà l'aria di rinnovo nei locali in modo da assicurarne il necessario ricambio; il volume di aria di rinnovo viene determinato con riferimento ai valori forniti dalla norma UNI 10339. L'impianto sarà costituito da un'unità di trattamento dell'aria che serve ogni zona dell'edificio e dovrà provvedere all'immissione di aria "pulita" nei vari locali ed all'estrazione dell'aria viziata dai corridoi e dai bagni. L'aria esterna verrà trattata nell'UTA e portata in condizioni di umidità e temperatura coincidenti con quelle interne di progetto sia in estate che in inverno.

La distribuzione dell'aria avverrà per mezzo di canali in lamiera zincata e serrande per la regolazione dell'aria, il tutto coibentato, partendo dall'U.T.A. posta nel locale tecnico, e sviluppandosi nei diversi locali dove saranno installati opportuni terminali (bocchette o diffusori), che provvederanno alla corretta immissione dell'aria, rispettando i livelli di benessere acustico.

Per la ripresa dell'aria viziata si dovrà utilizzare un'altra rete di canali munita di bocchette di ripresa a pavimento per l' aspirazione dell'aria dai corridoi e dai bagni; per consentire un adeguato funzionamento dell'impianto sarà necessario installare, sulle porte dei locali nei quali si ha immissione di aria, delle griglie, che consentiranno l'espulsione forzata dell'aria. L'aria viziata, prima di essere espulsa all'esterno, verrà fatta passare nel recuperatore di calore dell'U.T.A., in modo tale da avere il quello scambio di calore con l'aria di rinnovo proveniente dall'esterno, che permette una riduzione della potenza termica (o frigorifera) da generare. Un'altra funzione importante svolta da questa unità è il controllo del grado di CO₂ nei locali in maniera tale da regolare la portata del fluido e quindi ridurre se necessario o aumentare la portata di aria.

3.2.1 Calcolo della potenza termica per ventilazione

Il calcolo è effettuato sulla portata d'aria esterna totale di ogni zona calcolata come sommatoria:

$$G_{TOT} = \sum_i G_{amb_i}$$

$$G_{amb_i}$$

= portata d'aria esterna per l'ambiente i-esimo calcolata scegliendo il massimo tra i due valori:

$$G_1 = n \cdot V$$

$$G_2 = n_{pers} \cdot ric_{pers}$$

dove:

n = numero di ricambi ambiente orari (vol/h)

n_{pers} = numero di persone nell'ambiente
 V = volume dell'ambiente (m³)

ric_{pers} = portata di rinnovo minima per persona (l/s)

Fissando una portata di rinnovo ric_{pers} pari a 11 l/s per persona e un affollamento pari a 8 pers/m² per la zona lattanti, 10 pers/m² per le zone semidivezzi-divezzi e 16 pers/m² per la zona transito-uffici si ottiene un numero totale di persone pari a 78, ed una portata:

$$G_{TOT} = n_{pers} \cdot ric_{pers} = 78 \cdot 11 = 858 \text{ l/s} = 3088 \text{ m}^3/\text{h}$$

Il calcolo del carico per riscaldamento è suddiviso nelle due parti:

Sensibile

Umidificazione (latente)

Il calcolo è effettuato per le condizioni di progetto (temperatura minima esterna).

La potenza sensibile è determinata come:

$$P_{sens} = G_{tot} C_p [t_{imm} - t_e] = 19000 \text{ W}$$

dove:

t_e = temperatura esterna minima di progetto [°C];

t_{imm} = temperatura di immissione invernale [°C]; C_p = calore specifico a pressione costante [J/kg°C] La potenza latente (umidificazione) è determinata da:

$$P_{lat} = G_{tot} C_{lat} [U_{imm} - U_e] = 9700 \text{ W}$$

dove:

U_e = umidità specifica dell'aria esterna nelle condizioni di progetto;

U_{imm} = umidità specifica delle condizioni di immissioni [kgv/kg a.s.];

C_{lat} = entalpia di vaporizzazione [J/kgv].

Il valore delle dispersioni totali saranno:

$$Q_{tot} = (Q_d + Q_v) = 33913 \text{ W}$$

Inoltre il totale contemporaneo risulta:

$$Q_{cont} = 42795 \text{ W.}$$

Utilizzando il secondo metodo quello che considera i volumi in riferimento ai ricircoli minimi della normativa come da tabella allegata secondo il seguente schema si ottengono le seguenti portate:

$$G_1 = n \cdot V$$

ZONA	Superficie [m ²]	Altezza [m]	Volumi [m ³]	Numero ricambi aria	Portata netta	bocchette mandata [n]	bocchette ripresa [n]	canale diffusore circolare [m]
A	51,75	3	155,25	4	621	2	1	
B	135,66	3	406,98	4	1627,92	4	1	
C	72	3,2	230,4	0	0		1	
D	34,73	3	104,19	4	416,76	2	1	
E	11,6	3	34,8	3	104,4	1	0	
F	16	3	48	3	144	1	0	
G	17,09	3	51,27	3	153,81	1	0	
H	11,33	3	33,99	3	101,97	1	0	
I	7,4	3	22,2	3	66,6	1	0	
L	33,22	3	99,66	4	398,64	2	1	
M	47,27	3	141,81	4	567,24	2	1	
N	88	3,5	308	5	1540		1	9
Totali	526,05		1636,55		5742,34	17	7	9

$$G_{tot} = 5742 \text{ m}^3/\text{h}$$

Scegliendo a vantaggio di sicurezza questa portata (in quanto più alta rispetto alla precedente) si deduce che dovrà essere installata una macchina che garantisca le potenze termiche precedenti in merito al calore sensibile, e che ci possa garantire una portata di 6000 m³/h.

3.2.2 Calcolo canalizzato

L'analisi delle reti di canali si pone come obiettivo quello di ricavare la pressione statica e totale fornita dal ventilatore, allo scopo di garantire la portata d'aria richiesta in corrispondenza di ogni terminale della rete. Tale analisi prevede innanzitutto una suddivisione della rete in segmenti, che debbono essere studiati singolarmente. Per ciascuno di essi, note le relative dimensioni della sezione in seguito all'applicazione di uno dei metodi di dimensionamento disponibili, è necessario provvedere al calcolo della perdita di pressione totale, dovuta ai fenomeni di attrito nei tratti di canale rettilinei, di turbolenza nelle accidentalità e nelle eventuali apparecchiature montate (silenziatori, batterie ecc.) nonché ai fenomeni fluidodinamici legati all'accoppiamento tra ventilatore e rete (Fan System Effect). Note le perdite di pressione totale di ogni segmento, si procede quindi al calcolo della perdita totale di ogni percorso individuabile tra ciascun terminale di aspirazione, ripresa o estrazione e ciascun terminale di mandata, sommando anche le perdite di pressione totale di tali terminali. Si individuerà in questo modo un percorso più sfavorito, caratterizzato dalla perdita di pressione totale massima, che sarà quella richiesta al ventilatore; la pressione statica richiesta sarà data differenza fra la pressione totale e quella dinamica. Al fine di avere ad ogni terminale la portata di progetto, è però necessario garantire a monte di esso una pressione totale pari a quella di progetto. Questo significa che i terminali appartenenti ai percorsi con perdita complessiva inferiore a quella massima riscontrata risulteranno "sbilanciati", se non si provvede ad aumentare le perdite di pressione dei percorsi a cui essi appartengono, fino ad ottenere una perdita complessiva del singolo percorso pari a quella massima riscontrata. Questa azione è nota come "bilanciamento del circuito", che può essere ottenuto restringendo

opportunamente le sezioni dei segmenti della rete, oppure inserendo opportunamente delle perdite di carico "artificiali", costituite dalle note serrande di regolazione, oppure ancora utilizzando ambedue questi metodi.

Questo modo di procedere è anche detto "metodo delle pressioni totali", in quanto si basa esclusivamente sullo studio delle variazioni di pressione totale nel circuito.

Esiste però un'altro modo di ragionare, basato sullo studio delle variazioni di pressione statica, di grande utilità quando si dimensiona il circuito col metodo del "recupero di statica" nonché quando si vuole arrivare con il calcolo direttamente alla pressione statica richiesta al ventilatore o condizionatore. La variazione di pressione statica di un segmento differisce dalla variazione di pressione totale per una quantità che rappresenta la variazione di pressione dinamica, che è anche chiamata "recupero di pressione statica"; ebbene, dimensionando opportunamente un segmento, è possibile fare in modo che la variazione di pressione totale e il recupero di statica siano uguali o molto vicini tra di loro, col risultato di ottenere una variazione di pressione statica nulla o quasi. Dimensionando tutti i segmenti con questo criterio si ottengono indubbi vantaggi, in termini di minore pressione statica richiesta al ventilatore. Quando il ventilatore è contenuto all'interno di una unità, è noto che al costruttore della macchina si deve dare la "pressione statica utile", che è quella richiesta dal circuito. Sarà poi il costruttore a tener conto delle ulteriori perdite di pressione dovute ai componenti della macchina, ai fini della scelta della "sezione ventilante". In questo caso può essere utile ragionare in termini di variazioni (o perdite) di pressione statica di ogni segmento, per arrivare col calcolo direttamente alla pressione statica utile da richiedere al costruttore della unità. In questo caso, il modo di procedere è perfettamente analogo a quello visto per il "metodo delle pressioni totali", con l'unica differenza che, per la sola parte di rete di mandata, si calcolano le perdite o variazioni di pressione statica dei segmenti in luogo delle perdite o variazioni di pressione totale. In questa maniera, nel calcolo della pressione statica richiesta da ogni percorso individuabile, si dovrà conteggiare per i terminali di mandata la relativa perdita di pressione statica, in luogo della perdita di pressione totale.

3.2.3 Le variazioni di pressione nelle reti di canali

Per tutti i tratti di rete a sezione costante, le perdite di pressione totale e statica sono uguali. In corrispondenza degli allargamenti di sezione, la pressione dinamica diminuisce, la pressione totale assoluta diminuisce, la pressione statica assoluta può aumentare; tale incremento di pressione statica è già noto come “recupero di pressione statica”.

In corrispondenza di diminuzioni di sezione, la pressione dinamica aumenta nella direzione del flusso d'aria e le pressioni assolute statica e totale diminuiscono.

All'uscita del condotto, la perdita di pressione totale dipende dalle caratteristiche del flusso d'aria e dell'uscita del canale. Il coefficiente di perdita dell'uscita C_0 , può essere maggiore, uguale o minore di uno.

La pressione totale immediatamente a valle dell'entrata è uguale alla differenza fra la pressione a monte di essa, che è zero (pressione atmosferica), e la perdita di pressione attraverso l'entrata. La pressione statica dell'aria ambiente è zero; diversi diametri a valle, la pressione statica è negativa, uguale alla somma della pressione totale (negativa) e della pressione dinamica (sempre positiva).

La resistenza del sistema al flusso dell'aria è caratterizzata dalla pendenza della curva delle pressioni totali. Nei tratti principali della rete sono incluse le perdite di pressione dovute al Fan System Effect. Per ottenere la pressione statica richiesta al ventilatore, quando è nota la pressione totale ad esso richiesta, è necessario utilizzare la seguente equazione.

$$P_s = P_t - p_{v,0}$$

dove

P_s = pressione statica del ventilatore, (Pa)

P_t = pressione totale del ventilatore, (Pa)

$p_{v,0}$ = pressione dinamica alla bocca di mandata del ventilatore, (Pa)

3.2.4 Dimensionamento delle reti di canali

Il dimensionamento delle reti di canali può essere eseguito essenzialmente attraverso tre criteri: il metodo a recupero di pressione statica, il metodo a perdita unitaria per attrito costante ed il metodo a velocità minima.

Per il dimensionamento delle reti di canali inerente questa progettazione si è utilizzato il metodo a perdita unitaria per attrito costante, che è basato sul dimensionamento di tutti i segmenti di rete in base al raggiungimento di un unico costante valore di perdita di pressione unitaria per attrito in tutto il circuito. Il metodo a perdita costante porta in genere a reti intrinsecamente sbilanciate. Questo significa che quasi sempre è necessario provvedere ad una successiva azione di bilanciamento, tramite riduzione della sezione dei segmenti (tronchi e rami) e tramite l'aggiunta di eventuali serrande di regolazione. Sia durante il predimensionamento a perdita costante, sia durante la successiva azione di bilanciamento con riduzione della sezione dei segmenti, è necessario prestare attenzione a non raggiungere velocità dell'aria eccessive, allo scopo anche in questo caso di non causare l'insorgere di problemi di rumorosità. In genere, le azioni di bilanciamento richieste in un circuito predimensionato a perdita costante sono più "sostanziose" rispetto a quelle richieste in un circuito predimensionato a recupero di statica. Questo spiega perchè nel "recupero di statica" sono sufficienti azioni di bilanciamento con la riduzione della sezione dei soli rami, mentre in quello a "perdita costante" è in genere necessario agire con la riduzione della sezione sia di tronchi sia di rami.

Nel metodo in questione, tutti i canali sono dimensionati in base ad un valore costante della perdita di pressione per unità di lunghezza. Il metodo a perdita costante porta ad una rete non intrinsecamente bilanciata. Per bilanciare la rete è pertanto necessario procedere con opportune riduzioni di sezione, che possono interessare sia i tronchi sia i rami. In alternativa è possibile procedere al bilanciamento, tramite l'uso di serrande di taratura, da posizionare opportunamente sui segmenti e/o sui terminali. Tuttavia è consigliabile prima bilanciare la rete, tramite la riduzione di sezione degli opportuni segmenti, e poi provvedere eventualmente ad eliminare gli sbilanciamenti residui con l'uso delle serrande di taratura.

Riportiamo di seguito la procedura per il dimensionamento ed il bilanciamento di una intera rete col metodo in esame.

- 1) Si stabilisce una perdita di pressione unitaria nonchè un valore limite di velocità da non superare nei tronchi e nei rami della rete, sulla base di criteri di rumorosità. È opportuno in genere individuare due valori limite di velocità differenti per i tronchi e per i rami, a causa delle differenti problematiche di rumorosità che si possono riscontrare nei due casi. Normalmente, più ci si avvicina al terminale più conviene "rallentare" col flusso dell'aria.
- 2) Sulla base della perdita unitaria e dei limiti di velocità di cui al punto precedente, si dimensiona l'intera rete, con una procedura iterativa.
- 3) Si determina la pressione statica o totale per il percorso più sfavorito. In particolare, al fine della determinazione della pressione statica utile del condizionatore o della pressione statica richiesta al ventilatore, ricordiamo che per le reti di mandata si determina la pressione statica per il percorso più sfavorito, mentre per le reti di ripresa o estrazione si determina la pressione totale per il percorso più sfavorito.
- 4) Si valutano gli sbilanciamenti dei terminali.
- 5) Si bilancia la rete riducendo la sezione dei tronchi e dei rami. Nel metodo in questione, dopo il predimensionamento, la rete è in genere intrinsecamente sbilanciata, con sbilanciamenti che possono essere di grande entità. Per questo, l'azione di bilanciamento con riduzione di sezione deve interessare sia i tronchi sia i rami. Agendo solo sui rami, si dovrebbero ridurre eccessivamente le corrispondenti sezioni, raggiungendo delle velocità dell'aria eccessive, in termini di rumorosità indotta. Nell'azione di bilanciamento sarà necessario prestare attenzione a non superare nei tronchi e nei rami le velocità consigliate/massime.
- 6) Qualora, dopo l'azione di bilanciamento di cui al punto precedente, sussistano ancora sbilanciamenti non accettabili, si provvede ad annullare questi ultimi tramite serrande di taratura. Esse possono essere posizionate o sui segmenti di rete (tronchi/rami), o direttamente sui terminali.

Nella prima ipotesi, per una rete dimensionata col metodo a perdita di pressione costante, è necessario cercare di posizionare le serrande in maniera distribuita sia sui tronchi, sia sui rami, a valle delle diramazioni/confluenze; infatti, anche dopo l'azione di bilanciamento di cui al punto precedente, possono

permanere degli sbilanciamenti consistenti, a causa della natura del metodo di dimensionamento e della disponibilità di diametri commerciali; tali sbilanciamenti non possono essere annullati inserendo serrande esclusivamente sui rami, in quanto queste dovrebbero introdurre delle perdite concentrate consistenti, inducendo fenomeni di rumorosità che potrebbero trasmettersi fino ai terminali e quindi in ambiente. Si agisce quindi posizionando serrande sia sui rami sia sui tronchi, in maniera da inserire in più punti perdite concentrate di minore entità.

Qualora si prevedano invece esclusivamente serrande sui terminali, è opportuno comunque prestare attenzione alla massima perdita di pressione introducibile con esse, in relazione al possibile insorgere di problemi di rumorosità; è chiaro che questa soluzione è accettabile solo nei casi in cui gli sbilanciamenti residui risultanti dopo l'azione di bilanciamento di cui al punto precedente sono contenuti.

3.2.5 Calcolo primo tronco mandata

Si è imposta una perdita di pressione massima di 1 Pa/m, e una velocità massima di 5 m/s, con la richiesta di portata d'aria per l'impianto pari a

$$G=5742 \text{ m}^3/\text{h}=1,595 \text{ m}^3/\text{s}$$

Il diametro nelle condizioni limite vale:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\Pi \cdot v_{\max}}} = 637 \text{ mm}$$

Abbiamo utilizzato canali rettangolari con rapporto dei lati pari a 0,4, cosicchè essendo:

$$D_{eq} = 1.3 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0.625}}{(a + b)^{0.25}}$$

si ottiene per canali 900*400 un diametro equivalente pari a 644 mm che permette

di non superare i valori di pressione e di velocità massime mantenendole nei limiti accettabili. La velocità risulta:

$$- \quad \text{---} \quad /$$

dove la sezione è pari a: $0.9 \cdot 0.4 = 0.36 \text{ m}^2$. Dal diagramma per il dimensionamento di

canali in lamiera zincata si trova $\frac{\Delta p}{L} = 0.56 \text{ Pa/m}$, la lunghezza del canale risulta $L=3,15$ m provocando una perdita distribuita $\Delta p_1 = 1,764 \text{ Pa}$. Immediatamente dopo abbiamo una perdita concentrata con coefficiente $C = 0.24$:

$$\Delta p_2 = C \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = 2,94 \text{ Pa}$$

e poi nuovamente una perdita distribuita in un canale più piccolo $600 \cdot 400$ tratto di canale lungo $14,0$ m pari a:

$$\Delta p_3 = \frac{\Delta p}{L} \cdot L = 8,4 \text{ Pa}$$

Infine si ottiene una perdita totale $\Delta p_{tot1} = 4,704 \text{ Pa}$, e una pressione dinamica pari

$$\alpha: \Delta p_v = \rho \frac{v_2^2}{2} = 12,02 \text{ Pa}.$$

Inoltre il recupero di pressione statica derivante da una diminuzione della velocità, vale:

$$p_s = \rho \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

Per l'elenco canali e posizionamento si rimanda alla tavola di dettaglio T3-TG-IMPIANTO ARIA PRIMARIA e al computo metrico, segnalando che tutti i canali di mandata anche se posizionati internamente alla struttura (nello spazio tecnico a controsoffitto) saranno previsti di coibentazione e barriera contro il vapore di 8mm . Si riporta la tabella con le perdite di pressione dei vari tronchi di canale del percorso più sfavorito.

Tronco n°	Perdita pressione [Pa]	di Recupero di pressione statica [Pa]	Perdita di pressione al netto del recupero [Pa]	Lunghezza [m]
1	4,704	0	4,704	3,15
2	8,4	-12,08	20,48	14,0
3	6,94	11,75	-4,81	7,2
4	7,2	-9,53	16,73	12
5	7,2	-8,32	15,52	12
Totale	34,44	-18,18	52,62	48,35

4 INDIVIDUAZIONE DELLE MACCHINE

Determinati i fabbisogni necessari alla climatizzazione degli ambienti, si passa al reperimento della macchina con caratteristiche conformi alle esigenze di questa progettazione: a tal fine si è pensato di utilizzare una macchina elettrica a pompa di calore capace di generare la quantità di calore/refrigerante atta a garantire i valori ottenuti dal precedente calcolo, di integrare il fabbisogno di ACS, dotata di bassa rumorosità in modo tale da non superare i 60dB nell'intorno di 3 metri, e di contenere i consumi, concordemente alla scelta di dotare l'edificio di impianto fotovoltaico. In particolare questa deve essere capace di fornire una potenzialità termica pari a circa 70kW_t e deve essere dotata di sistema soft start per l'avvio sistema in modo da evitare i fenomeni di flicker, garantendo la possibilità di lavorare in maniera modulare a tre step. La macchina individuata deve possedere le caratteristiche tecniche prestazionali del modello 202 riportato nella tabella che segue garantendo l'accoppiamento con l'U.T.A. descritta nel seguito. L'unità pompa di calore esterna sarà installata nell'angolo sud, nelle vicinanze del locale cucina, all'aperto per poter scambiare in maniera ottimale con l'esterno e non interferire acusticamente con le zone aule.

APPLICAZIONE: UNITÀ TERMINALI

DATI TECNICI GENERALI

GRANDEZZE			62	122	162	202	262	362
RAFFREDDAMENTO								
Potenzialità frigorifera (12/7°C - 35°C)	1	kW	25,1	35,3	46,4	64,9	77,5	93,2
Potenza assorbita compressori (12/7°C - 35°C)	1	kW	7,06	10,6	13,3	19,2	22,8	27,3
Potenza assorbita totale	2	kW	7,97	11,4	14,7	20,6	24,6	29,3
Pot. termica di recupero	4	kW	8	11,6	14,9	21	25,1	30,1
EER EUROVENT	3		3,15	3,1	3,16	3,16	3,15	3,18
ESEER			3,51	3,53	3,51	3,65	3,82	3,67
RISCALDAMENTO								
Potenzialità termica (40/45°C - 7 °C D.B. / 5°C W.B.)	5	kW	29,1	40,9	53,7	70,3	85,7	99,6
Potenza assorbita compressori (40/45°C - 7 °C D.B. / 5°C W.B.)	7	kW	7,3	10,8	13,8	19	23,7	26,7
Potenza assorbita totale	2	kW	8,6	12	15,5	20,3	25,6	28,7
COP EUROVENT	7		3,4	3,4	3,47	3,45	3,35	3,47
COMPRESSORE								
Tipo compressori			SCROLL	SCROLL	SCROLL	SCROLL	SCROLL	SCROLL
N° compressori	Nr		2	2	2	2	2	2
Gradini capacità Std	Nr		2	2	2	2	2	2
Carica olio (G1)	l		1,89	1,89	4	4	4,14	4,14
Carica olio (G2)	l		1,89	1,89	4	4	4,14	4,14
Circuiti refrigeranti	Nr		2	2	2	2	2	2
SCAMBIATORE INTERNO								
Tipo scambiatore interno	6		PHE	PHE	PHE	PHE	PHE	PHE
N° scambiatori interni	Nr		1	1	1	1	1	1
Portata acqua (Scambiatore Interno) (12/7°C - 35°C)	l/s		1,2	1,7	2,2	3,1	3,7	4,6
Perdite di carico scambiatore interno (12/7°C - 35°C)	kPa		14	14	15	16	16	17
Prevalenza utile pompa (12/7°C - 35°C)	l	kPa	158	164	149	169	159	183
VENTILATORI ZONA ESTERNA								
Tipo ventilatori	7		AX	AX	AX	AX	AX	AX
Numero ventilatori	Nr		4	4	6	6	8	8
Portata aria standard	l/s		3000	3000	7420	7420	9565	9565
Potenza unitaria installata	kW		0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22
CONNESSIONI								
Attacchi acqua	8		2"	2"	2"	2"	2"	2"
Attacchi acqua	9		1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"
CIRCUITO IDRAULICO								
Max pressione lato acqua	kPa		550	550	550	550	550	550
Taratura valvola sicurezza	kPa		600	600	600	600	600	600
ALIMENTAZIONE								
Alimentazione standard	V		400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N	400/3/50+N
LIVELLI RUMORE								
Livello di Pressione Sonora (1m)	dB(A)		62	62	64	64	66	66
DIMENSIONI								
Lunghezza	mm		1528	1528	2328	2328	2932	2932
Profondità	mm		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Altezza	mm		1474	1474	1474	1474	1474	1474
Volume imballo	m3		4	4	4,5	4,5	5,7	5,7
PESI UNITÀ STANDARD								
Peso di spedizione	kg		430	474	647	681	814	834
Peso in funzionamento	kg		420	466	636	670	803	826

(1) dati riferiti alle seguenti condizioni:

acqua scambiatore interno = 12/7 °C

aria entrante allo scambiatore esterno 35°C

(2) La potenza assorbita totale si ricava sommando la potenza assorbita compressori + la potenza assorbita dai ventilatori + la potenza assorbita dal circuito ausiliario.

(3) EER 100%

temperatura acqua uscita scambiatore interno = 7°C

temperatura ambiente = 35 °C

(4) Acqua scambiatore di recupero = 40/45°C

temperatura acqua uscita scambiatore interno = 7°C

temperatura aria esterna 35°C

(5) dati riferiti alle seguenti condizioni:

acqua uscita scambiatore interno 40°C

temperatura ambiente = 7 °C (U.R. = 65%)

(6) PHE = piastre

(7) AX = Ventilatore Assiale

(8) IMPIANTO

(9) Recupero parziale

Per l'unità di trattamento aria si deve individuare una macchina che garantisca la potenza frigorifera, la potenzialità sul calore latente e la portata d'aria di progetto: nella tabella di seguito vengono evidenziate le prestazioni di una macchina in commercio confacenti alle presenti esigenze. L'unità interna di trattamento aria sarà installata all'interno del locale tecnico (come si evince dalle tavole) dal quale partiranno tutti i canali di mandata e ripresa, prelievo dall'esterno ed espulsione dell'aria esausta. I locali tecnici in cui verrà posizionata questa macchina avranno le pareti in comune con la restante parte dell'edificio asilo nido opportunamente dotate di strato di isolante acustico costituito da pannello sandwich di spessore pari a 50 mm di polistirene espanso sinterizzato, massa superficiale: 8,5 kg/m²

GRANDEZZE		45	52	60	70	90	110	130	150
RAFFREDDAMENTO									
Potenzialità frigorifera	1 kW	32	36.4	44.1	51.5	61.5	73.9	89.7	109.1
Potenzialità sensibile	1 kW	21	24.4	29	34.4	41.8	44.7	60.0	72.3
Potenza assorbita compressori	1 kW	8.9	10.5	12.6	14	16.9	18.6	22.3	23.6
EER	1	3.67	3.46	3.49	3.68	3.64	3.97	4.02	4.46
RISCALDAMENTO									
Potenzialità termica	2 kW	35.4	40.8	50.4	56.2	70.5	82.5	98.8	112.7
Potenza assorbita compressori	2 kW	6.7	7.8	9.2	10.9	12.2	14.3	16.6	18.2
COP	2	5.28	5.19	5.5	5.36	5.78	5.79	6	6.2
COMPRESSORE									
Tipo compressori	3	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll
N° compressori	Nr	2	2	2	2	2	2	2	2
Gradi capacità Stg	4 Nr	3	3	2	3	3	3	3	2
Circuiti refrigeranti	Nr	1	1	1	1	1	1	1	1
VENTILATORI ZONA TRATTAMENTO (MANDATA)									
Tipo ventilatori	5	RAD	RAD	RAD	RAD	RAD	RAD	RAD	RAD
Numero ventilatori	Nr	1	1	1	1	1	1	2	2
Diametro ventilatori	mm	450	500	500	500	560	630	500	500
Portata aria	l/s	1250	1444	1667	1944	2300	3056	3611	4444
Portata aria	m ³ /h	4500	5200	6000	7000	8300	11000	13000	16000
Potenza unitaria installata	kW	1	2.7	2.7	2.7	3.1	3.2	2.7	2.7
Max pressione statica esterna	6 Pa	400	579	650	610	590	480	670	490
VENTILATORI (ESPULSIONE)									
Tipo ventilatori	5	RAD	RAD	RAD	RAD	RAD	RAD	RAD	RAD
Numero ventilatori	Nr	1	1	1	1	1	1	1	2
Diametro ventilatori	mm	450	450	500	500	560	560	630	500
Portata aria	l/s	1189	1372	1583	1847	2375	2902	3430	4222
Portata aria	m ³ /h	4280	4940	5700	6650	8550	10450	12350	15200
Potenza unitaria installata	kW	1	1	2.7	2.7	3.1	3.1	3.2	2.7
Max pressione statica esterna	6 Pa	380	300	610	600	590	390	350	490
CONNESSIONI									
Scarico condensa		1" Gas	1" Gas	1" Gas	1" Gas	1" Gas	1" Gas	1" Gas	1" Gas
Attacchi batteria ad acqua		1" 1/2	1" 1/2	1" 1/2	1" 1/2	2"	2"	2"	2"
ALIMENTAZIONE									
Alimentazione standard	V	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50

(1) Temperatura aria ingresso batteria in espulsione 27°C D.B. - 19°C W.B.
 Temperatura aria esterna: 35°C D.B. / 24°C W.B.
 EER riferito ai soli compressori
 (2) Temperatura aria ingresso batteria in espulsione: 28°C D.B. - 13.7°C W.B.
 Temperatura aria esterna: 1°C D.B. / 6.1°C W.B.
 COP riferito ai soli compressori
 D.B. = Bulbo secco
 W.B. = Bulbo umido

(3) SCROLL = compressore scroll
 (4) I compressori collegati in tandem su singolo circuito forniscono 3 gradi di capacità se di taglia diversa e 2 gradi di capacità se di taglia uguale
 (5) RAD = ventilatore radiale
 (6) Max pressione statica disponibile con filtri prehepatati G4

5 IMPIANTO SOLARE TERMICO PER ACS

L'impianto solare termico è stato progettato utilizzando le nuove tecnologie disponibili , cioè con pannelli solari termici più efficienti e soprattutto più affidabili, tenendo conto degli effettivi fabbisogni dell'asilo. L'impianto è quindi stato dimensionato in maniera tale da coprire in buona parte le esigenze di produzione acqua calda per l'impianto di riscaldamento sanitario degli uffici dei servizi igienici dell'intero asilo. Il sistema solare è stato dimensionato ipotizzando il completo soddisfacimento del fabbisogno di ACS nel periodo caldo che va da maggio a settembre. Come si evince dalle tavole allegate l'orientamento degli stessi collettori solari non è perfettamente a sud ma a sud-est per integrarsi al meglio con l'architettura dell'edificio e utilizzare la superficie disponibile per l'installazione dei pannelli solari termici. La volontà progettuale è comunque quella di avere un impianto solare termico che copra buona parte dei consumi di ACS , per fare ciò si è scelto di utilizzare innanzitutto un sistema a circolazione forzata, con la scelta di utilizzare collettori solari piani ad alto rendimento.

5.1 Componenti dell'impianto

Il sistema solare termico del tipo a circolazione forzata viene progettato per la produzione di A.C.S. e sarà integrato dalla pompa di calore grazie all'utilizzo di un boiler a due serpentine a cui è possibile collegare i due sistemi di generazione. Il circuito solare è completo di collettori, gruppo pompe, centralina di comando, riempimento automatico del circuito primario e valvole di sicurezza. La pompa di circolazione deve essere attivata dalla centralina solare, che gestisce le temperature del collettore solare, dell'accumulo e l'eventuale intervento della pompa di calore attraverso l'ausilio di una valvola a tre vie . L'accumulo è stato dimensionato in base ai fabbisogni sanitari dell'asilo.

5.2 Dati climatici

Per il dimensionamento dell'impianto solare termico si è utilizzato come input di dati climatici l'"Atlante italiano della radiazione solare" dell'ENEA (<http://www.solaritaly.enea.it/index.php>) con cui si sono determinati i valori di radiazione solare globale giornaliera media mensile su superficie orizzontale e su superficie inclinata (azimut solare 25°, tilt 30°) riassunti nelle tabelle di seguito:

ENEA - Grande Progetto Solare Termodinamico									
Calcolo della radiazione solare globale giornaliera media mensile (Rggmm) su superficie orizzontale									
Media quinquennale 1995÷1999									
Dati di input:									
Coordinate della località:									
- latitudine: 40°57.4'									
- longitudine: 17°17.4'									
Modello per il calcolo della frazione della radiazione diffusa rispetto alla globale: ENEA-SOLTERM									
Mese	Ostacolo	Rggmm su sup.orizz.	U.misura	Errore					
Gennaio	assente	1,91	kWh/m2						
Febbraio	assente	2,74	kWh/m2						
Marzo	assente	3,91	kWh/m2						
Aprile	assente	5,06	kWh/m2						
Maggio	assente	6,07	kWh/m2						
Giugno	assente	6,68	kWh/m2						
Luglio	assente	6,64	kWh/m2						
Agosto	assente	5,73	kWh/m2						
Settembre	assente	4,48	kWh/m2						
Ottobre	assente	3,22	kWh/m2						
Novembre	assente	2,03	kWh/m2						
Dicembre	assente	1,62	kWh/m2						
Radiazione globale annua sulla superficie orizzontale (anno convenzionale di 365.25 giorni):									
1527	kWh/m2								

ENEA - Grande Progetto Solare Termodinamico									
Calcolo della radiazione solare globale giornaliera media mensile (Rggmm) su superficie inclinata									
Media quinquennale 1995÷1999									
Dati di input:									
Coordinate della località:									
- latitudine: 40°57.4'									
- longitudine: 17°17.4'									
Orientazione della superficie:									
- azimut solare: 25°									
- inclinazione: 45°									
Modello per il calcolo della frazione della radiazione diffusa rispetto alla globale: ENEA-SOLTERM									
Coefficiente di riflessione del suolo: 0.25									
Mese	Ostacolo	Rggmm su sup.incl.	U.misura	Errore					
Gennaio	assente	3,10	kWh/m2						
Febbraio	assente	3,77	kWh/m2						
Marzo	assente	4,59	kWh/m2						
Aprile	assente	5,10	kWh/m2						
Maggio	assente	5,47	kWh/m2						
Giugno	assente	5,69	kWh/m2						
Luglio	assente	5,78	kWh/m2						
Agosto	assente	5,48	kWh/m2						
Settembre	assente	4,91	kWh/m2						
Ottobre	assente	4,15	kWh/m2						
Novembre	assente	3,03	kWh/m2						
Dicembre	assente	2,69	kWh/m2						
Radiazione globale annua sulla superficie inclinata (anno convenzionale di 365.25 giorni):									
1638	kWh/m2								

5.3 Dimensionamento dei collettori solari

Per il dimensionamento dei collettori solari sono stati considerati i seguenti dati iniziali giungendo alla determinazione dei fabbisogni mensili:

<u>Variabili</u>	Volume acqua calda utilizzato giorno persona	Temperatura di erogazione dell'a.c.s.	Temperatura dell'acqua di alimentazione	Intervallo di temperatura	Fabbisogno Termico giorno persona
<u>Equazioni</u>	V	T _{util}	T _{acq}	$\Delta T = T_{util} - T_{acq}$	$FT_{gp} = (V \rho c_v) \frac{T}{860}$
<u>Dimensioni</u>	litri/gg procapite	°C	°C	°C	kWh / gg persona
<u>Mesi</u>					
Gennaio	15	42	7.0	35.0	0.61
Febbraio	15	42	7.0	35.0	0.61
Marzo	15	42	8.0	34.0	0.59
Aprile	15	42	10.0	32.0	0.56
Maggio	15	42	11.0	31.0	0.54
Giugno	15	42	12.0	30.0	0.52
Luglio	15	42	14.0	28.0	0.49
Agosto	15	42	15.0	27.0	0.47
Settembre	15	42	13.0	29.0	0.51
Ottobre	15	42	10.0	32.0	0.56
Novembre	15	42	8.0	34.0	0.59
Dicembre	15	42	7.0	35.0	0.61
Valori medi		42.0	10.2	31.8	0.6
Valori annui					

<u>Variabili</u>	Max numero di persone	Fattore variazione utenza mensile	N° medio persone utenza	N° giorni di utenza mensile	Fabbisogno Termico mensile
<u>Equazioni</u>	bambini+personale +cucina		np	nutil	$FT_m = np \text{ nutil}$ FT_{gp} / η_d
<u>Dimensioni</u>					kWh / mese
<u>Mesi</u>					
Gennaio	70	90%	63.0	27.0	1 038
Febbraio	70	100%	70.0	24.0	1 026
Marzo	70	100%	70.0	27.0	1 121
Aprile	70	100%	70.0	26.0	1 016
Maggio	70	100%	69.7	27.0	1 018
Giugno	70	100%	70.0	26.0	952
Luglio	70	100%	70.0	27.0	923
Agosto	70	50%	35.0	27.0	445
Settembre	70	100%	70.0	26.0	921
Ottobre	70	100%	70.0	27.0	1 055
Novembre	70	100%	69.7	26.0	1 075
Dicembre	70	90%	63.0	26.0	1 000
Valori medi				26	966
Valori annui				316	11 589

Di conseguenza considerando le seguenti caratteristiche del collettore

Temperatura media fluido vettore (T_{mf} di progetto):	45 °C
Orientamento δ (parallelo all'edificio):	25 ° Sud-Est
Inclinazione β (utilizzo annuale):	45 °
Caratteristiche collettore	
Tipologia	Collettore piano
Superficie captante netta:	2.33 mq
Efficienza istantanea ($\eta = A - B \Delta T^*$): A=	0.778
	B = 4.7 W/mq °K
Superficie captante lorda:	2.5 mq
Dimensioni (lunghezza x larghezza x spessore):	2070x1212x96 mm
Peso a vuoto:	42 kg

si ottengono i valori di energia captata per unità di collettore

<u>Variabili</u>	Efficienza di captazione giornaliera media mensile	Efficienza impianto	Energia captata unitaria giornaliera UTILE	N°giorni di utenza mensile	Energia captata unitaria mensile
<u>Equazioni</u>	$\eta = A - B \Delta T^*$	η_{imp}	$q_g = \eta \cdot \eta_{imp} \cdot H_{\beta\delta}$	n_{util}	$q_m = n_{util} \cdot q_g$
<u>Dimensioni</u>		-	kWh / mq gg		kWh / mq mese
<u>Mesi</u>					
Gennaio	0.4	34%	1.1	31.0	32.7
Febbraio	0.4	38%	1.4	28.0	40.1
Marzo	0.5	41%	1.9	31.0	58.3
Aprile	0.5	44%	2.2	30.0	67.3
Maggio	0.6	46%	2.5	31.0	78.0
Giugno	0.6	47%	2.7	30.0	80.2
Luglio	0.6	49%	2.8	31.0	87.8
Agosto	0.6	49%	2.7	31.0	83.2
Settembre	0.6	47%	2.3	30.0	69.2
Ottobre	0.5	44%	1.8	31.0	56.6
Novembre	0.4	39%	1.2	30.0	35.5
Dicembre	0.3	33%	0.9	26.0	23.1
Valori medi	51.1%	42.6%	2.0	30.0	59.3
Valori annui				360	712

Da cui si procede al dimensionamento del campo solare:

DIMENSIONAMENTO SUPERFICIE CAPTANTE

1) mese per il dimensionamento in cui $FTm = S^*qm$:

maggio

2) superficie captante netta da installare: $S^*=FTm/qm$

$$S^* = 13 \text{ mq}$$

3) Numero di collettori: $Ncol = S^*/Scol$

$$Ncol = 6$$

4) Superficie captante netta da installare: $S = Ncol Scol$

$$S = 13.98 \text{ mq}$$

Riassumendo il campo solare si compone di 6 collettori solari piani da 2,33 mq con una superficie totale di 13,98 m₂ posti con azimuth solare di 25° est ed un tilt rispetto all'orizzontale di 45° ed aventi le seguenti caratteristiche:

COLLETTORE SOLARE PIANO	
Circoleria in rame	7/18 mm
Rendimento (n0a)	80,20%;
Coefficiente di perdita termica (1a)	0,974 W/m ₂ K
Coefficiente di perdita termica (2a)	0,005 W/m ₂ K ₂
Pressione massima d'esercizio	6,0 bar
Portata ottimale	1 l/min m ₂
Contenuto di liquido	1,37 l
Superficie lorda	2,51 m ₂
Superficie di apertura	2,33 m ₂
Dimensioni: Larghezza (con raccordi)	2070 (2090) mm
Altezza	1212 mm
Profondità	96 mm
peso	42 Kg

Nella tabella seguente vengono illustrati i dati salienti dell'campo solare termico progettato:

Variabili	Energia captata mensile	Fabbisogno Termico mensile	Energia captata e utilizza mensilmente	Fattore di Integrazione	Fattore di Utilizzo
Equazioni	$Q_{mc.} = S_{qm}$	FTm	$Q_{mc.u.} = \min(Q_{mc.}, FTm)$	$Fint = Q_{mc.u.} / FTm$	$Fint = Q_{mc.u.} / Q_{mc.}$
Dimensioni	kWh / mese	kWh / mese	kWh / mese	%	%
<u>Mesi</u>					
Gennaio	457	1 038	457	44%	100%
Febbraio	561	1 026	561	55%	100%
Marzo	816	1 121	816	73%	100%
Aprile	941	1 016	941	93%	100%
Maggio	1 090	1 018	1 018	100%	100%
Giugno	1 122	952	952	100%	83%
Luglio	1 227	923	923	100%	64%
Agosto	1 164	445	445	100%	54%
Settembre	968	921	921	100%	100%
Ottobre	791	1 055	791	75%	100%
Novembre	496	1 075	496	46%	100%
Dicembre	323	1 000	323	32%	100%
Valori medi	829.6	965.8	720.2		
Valori annui	9 954.9	11 589.4	8 642.8	75%	87%

I pannelli saranno connessi in parallelo fra loro ad un collettore situato sulla testata del pannello, che raccogliendo il fluido termovettore che scorre in ogni pannello lo convoglia nella tubazione che conduce al boiler situato nel locale tecnico.

Dimensionamento tubazione di mandata e ritorno collegamento gruppo di ritorno e serpentino boiler

portata l/h a m ²	m ² di superficie collettore	portata collettore in l/h	portata totale stringa collettori (n°6), l/h
30	2,33	75	450

velocità liquido nelle tubazioni m/s	diametro tubazioni in mm (da tabelle Europa)	perite di carico Pa/m	perdite per circa 42 mt di linea(Pa)
0,4	22x1	80	3360

La Guaina per l'isolamento termico delle tubazioni di adduzione del fluido termovettore al boiler deve essere costituita da elastomero estruso ed espanso a celle chiuse senza impiego di CFC e PVC, garantendo la resistenza ai raggi UV ed un basso valore della conducibilità termica . Inoltre la protezione delle tubazioni e del relativo isolamento deve essere fatta attraverso lamierino di alluminio rivettato. Il fluido termovettore utilizzato sono 25 Kg di liquido ANTIGELO premiscelato,. È una miscela di glicole propilenico, acqua e inibitori anticorrosione e deve essere completamente biodegradabile.

Il trasferimento del calore ottenuto da fonte solare per la produzione di acqua calda sanitaria viene sviluppato mediante l'ausilio di una serpentina secondaria, interna al boiler. La Centralina Solare gestisce la pompa di circolazione del circuito primario quando le temperature in gioco tra boiler e collettori supera i 5°C la pompa viene azionata per il recupero del calore, altrimenti è spenta.

5.4 Vaso di espansione

Il vaso espansione deve essere con membrana fissa a diaframma, idoneo per impianti di riscaldamento ed uso sanitario. Il Corpo in acciaio deve essere verniciato, mentre la calotta in acciaio rivestita interamente con vernice epossidica atossica. Svolge la funzione di assorbimento delle dilatazioni del fluido termovettore negli impianti solari soprattutto nel periodo estivo, quando c'è una sovrapproduzione di energia termica rispetto alla domanda, fino a 10 bar.

CARATTERISTICHE TECNICHE VASO DI ESPANSIONE	
Corpo e calotta	acciaio verniciato
Pressione massima d'esercizio	10 bar
Temperatura massima d'esercizio	99°C

5.5 Bollitore

IL Bollitore da 1.000 litri per lo stoccaggio di acqua di riscaldamento e dell

A.C.S. mediante collegamento ad un impianto solare e ad un produttore di calore del tipo a pompa di calore con la predisposizione dell'installazione di una caldaia a gas . Il bollitore dovrà essere realizzato in acciaio, con integrato uno scambiatore rapido in acciaio inossidabile per il collegamento al circuito della produzione di ACS oltre ad un serpentino solare che garantisce un elevato potenziale grazie alla grande superficie di scambio. Il tubo stratificatore inserito nella parte bassa del bollitore, deve veicolare un rilascio graduale dell'acqua di ritorno dal circuito di riscaldamento, consentendo l'ottimizzazione delle diverse temperature all'interno dell'accumulo.

CARATTERISTICHE TECNICHE BOLLITORE	
Bollitore	acciaio
Scambiatore sanitario a scorrimento	acciaio V4A
PP Diametro esterno stratificatore	990mm
Isolamento	poliuretano rigido esente da CFC edHCFC
Coefficiente di conducibilità termica (a 25°C)	0,023 W/mK
Densità	40 kg/m ³
Contenuto di cellechiuse	> 92%
Pressione max esercizio	6 bar
Pressione prova idraulica	10 bar
Temperatura maxesercizio	110°C
SCAMBIATORE SOLARE Superficie	3,5 m ²
Portata di calcolo	350 l/h
Perdita di carico	70 mbar
Contenuto liquido antigelo	30,5 l
SCAMBIATORE SANITARIO	
Superficie	9 m ²
Contenuto a.c.s.	48 l
Fornitura istantanea a.c.s. (a 25 l/min)	555 l
Fornitura istantanea a.c.s. (a 40 l/min)	590 l

5.6 Centralina solare e stazione

La centralina solare deve consentire la gestione di centrali termiche solari di diversa complessità. Dotato di schemi di centrali termiche con impianto solare termico già memorizzati al suo interno, con la possibilità di variarne i parametri a seconda delle esigenze dell'impianto. Deve disporre di contatti normalmente aperti per l'attivazione di circolatori, valvole deviatrici o caldaia ausiliaria. Deve Consentire inoltre, tramite un ampio schermo LCD, di poter visualizzare in qualsiasi istante tutte le temperature operanti. La stazione solare deve essere un modulo per la gestione di impianti solari di grandi dimensioni, completa di pompa di circolazione a tre velocità, valvola di sicurezza, valvola di non ritorno, termometro integrato, manometro, rubinetti per carico e scarico impianto, supporto vaso d'espansione, regolatore e misuratore di portata.

CARATTERISTICHE TECNICHE STAZIONE SOLARE	
Campo di misurazione	da 15 a 42,5 l/min;
Temperatura minima d'esercizio	20°C
Temperatura massima d'esercizio	+ 120°C (6 bar) / + 100°C (10 bar)
Temperatura massima ambiente	+ 40°C
Attacchi	Ø 22 mm con raccordo a stringere
Alimentazione	230 V – 50Hz
Potenza massima	245 W
Pressione	6 bar
Corrente massima assorbita	1,04 A
Classe di protezione	IP 44
Materiali: Valvole	ottone stampato a caldo Ms58
Misuratore di portata:	materie plastiche di alta qualità resistenti agli urti e alle temperature elevate
Molla del misuratore di portata	acciaio inossidabile
Strato di isolamento termico	EPP

Inoltre la centralina solare avendo a bordo dei contatti di tipo on/off invia, quando l'insolazione è minima e la temperatura nel boiler scende al disotto dei 50°C, un segnale di accensione che permette l' integrazione del circuito secondario attraverso la pompa di calore. Oltre a questa centrale l'impianto è dotato di un'altra centralina che comanda la disinfezione delle tubazioni per la legionella azionando un ciclo che permette di portare il boiler per due ore a 60°C, attraverso l'ausilio della pompa di calore e di una resistenza elettrica da 6KW_{el}, garantendo la sterilizzazione dell'acqua calda sanitaria.

ALLEGATI

TIPOLOGIA	DESCRIZIONE	FORMATO	NOME FILE
RELAZIONE	COMPUTO METRICO IMPIANTI	A4	01-R-COMPUTO METRICO GENERALE
RELAZIONE	INDICAZIONI PER PIANO DI SICUREZZA E DI COORDINAMENTO	A4	02-R-INDICAZIONI PIANO DI SICUREZZA E COORDINAMENTO
TAVOLA GRAFICA	TAVOLA GENERALE + SCHEMA FUNZIONALE + VANO TECNICO	A1	T1-TG-TAVOLA GENERALE
TAVOLA GRAFICA	IMPIANTO A PAVIMENTO + DETTAGLI	A1	T2-TG-IMPIANTO A PAVIMENTO
TAVOLA GRAFICA	IMPANTO ARIA PRIMARIA + DETTAGLI	A1	T3-TG-IMPIANTO ARIA PRIMARIA
RELAZIONE	PIANO DI MANUTENZIONE	A4	T5-R-PIANO DI MANUTENZIONE
RELAZIONE	CAPITOLATO SPECIALE DI APPALTO	A4	T7-R-CAPITOLATO SPECIALE D'APPALTO
GRAFICO	CRONOPROGRAMMA	A4 oA3	T8-G-CRONOPROGRAMMA