

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Energetica e Nucleare

**Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Energetica e Nucleare**

Tesi di Laurea Magistrale

**Benefici economici e ambientali della
eliminazione degli impianti di riscaldamento a
gasolio: un caso di studio della Valle d'Aosta**



Relatori:

Prof. Rajandrea Sethi

Ing. Alessandro Casasso

Candidato:

Alina Giacobuzzo

RINGRAZIAMENTI

Vorrei ringraziare Alessandro per le indicazioni, i commenti e le osservazioni utili che mi ha riservato durante il lavoro di tesi.

Ringrazio la mia famiglia, la mia mamma e il mio papà, per il supporto che mi hanno donato in ogni momento e circostanza affinché potessi raggiungere questo traguardo. Ringrazio i miei fratelli, Donato e Francesco, per avermi regalato sempre leggerezza e gioia durante i momenti a Casa.

Ringrazio immensamente di Cuore Paolo per l'intimo sostegno e per l'aiuto reale, concreto e consistente di questi anni...senza di lui al mio fianco il percorso sarebbe stato ancor più faticoso.

Ringrazio le mie coinquiline, Andrea, Federica, Francesca, Roberta, per aver compreso le situazioni che difficilmente ho saputo prendere con ironia e per avermi regalato giornate piene, soprattutto di sorrisi.

Ringrazio Madda per essere rimasta a vegliare su di me ovunque fosse, e ringrazio i miei amici scout, tutti, per avermi sempre accolta e per aver contribuito alla mia crescita personale.

In questo giorno sono felice di rivedervi tutti!

ABSTRACT

L'utilizzo del gasolio per riscaldamento è ancora molto diffuso nelle aree non metanizzate, come gran parte del territorio della Valle d'Aosta, ma questa soluzione tecnica presenta numerosi svantaggi economici e ambientali. Il gasolio è infatti il combustibile più caro dopo il GPL e la sua combustione ha un elevato fattore di emissione di gas serra e di inquinanti dell'aria. Un ulteriore impatto ambientale, solitamente trascurato, è rappresentato dall'inquinamento di suolo e falde idriche a causa di sversamenti e perdite da serbatoi interrati. La presente tesi tratta uno di questi casi: un albergo situato in Valle d'Aosta in una valle tributaria della Dora Baltea, nel quale in occasione di un rifornimento di gasolio si è verificato uno sversamento che ha richiesto un'onerosa operazione di bonifica. Al fine di dismettere il serbatoio interrato, in questo studio, è stata valutata dal punto di vista tecnico ed economico la sostituzione dell'impianto di riscaldamento a gasolio con un impianto geotermico a bassa entalpia. Con il software freeware CENED+2.0, largamente utilizzato in Lombardia per certificazioni e diagnosi energetiche, è stata effettuata un'analisi dei fabbisogni termici dell'edificio.

Conclusa la fase di diagnosi energetica dell'immobile, si è passati al dimensionamento dell'impianto geotermico verticale tramite metodo ASHRAE, basato sulla simulazione dell'impatto termico delle sonde nel terreno. L'applicazione di tale metodo ha restituito come risultato la lunghezza di perforazione necessaria al soddisfacimento energetico dell'edificio simulato.

Definite le caratteristiche tecniche dell'impianto è stata condotta un'analisi economica evidenziando la convenienza rispetto a quello a gasolio.

L'installazione di impianti geotermici permette la riduzione da dipendenza fossile ed emissioni inquinanti: l'impianto del caso studio consuma circa 25 m³ di gasolio annui e la sua sostituzione con una pompa di calore eviterebbe sia il combustibile sia l'emissione di 40 tonnellate di CO₂ per anno. Il tempo di ritorno dell'investimento è raggiunto attorno al 10° anno di vita dell'impianto rinnovabile.

Come evidenziato poc'anzi, inoltre, la dismissione di serbatoi interrati di gasolio contribuisce a ridurre il rischio di contaminazione future.

I risultati del lavoro di tesi dimostrano quindi la fattibilità di una sostituzione massiccia degli impianti termici civili dell'intero parco edilizio regionale.

INDICE

Ringraziamenti.....	ii
Abstract.....	iv
Indice	v
Indice delle tabelle.....	vii
Indice delle figure.....	x
1 Introduzione	15
1.1 Analisi scenario: Valle d'Aosta	16
1.1.1 Focus sul gasolio.....	21
1.1.2 Aspetti tecnici e normativi dei serbatoi interrati	23
1.2 Disposizioni e statistiche ambientali.....	27
1.2.1 Analisi di Rischio	29
1.2.2 Attività di Bonifica	30
1.2.3 Indagini ambientali per serbatoi distribuzioni carburanti.....	31
1.2.4 Indagini ambientali per serbatoi di deposito e impianti.....	35
1.2.5 Indagini ambientali per serbatoi ad uso stoccaggio e imprecisati.....	38
1.2.6 Totalità dei risultati, statistiche e procedimenti ambientali.....	39
1.3 Caso studio	41
1.3.1 Struttura edilizia	42
1.3.2 Impianto termico	44
1.3.3 Sversamento accidentale di gasolio	46
1.4 La soluzione proposta.....	48
1.4.1 Tecnologia a pompa di calore.....	48
2 Metodologia.....	55
2.1 Software cened+2.0	55
2.1.1 Collocazione e ipotesi caso studio	56

2.1.2	Involucro edilizio.....	59
2.1.3	Impianto termico e ACS.....	66
2.1.4	Equazioni implementate per fabbisogni termici	69
2.2	Dimensionamento delle sonde geotermiche con il Metodo ASHRAE.....	78
2.2.1	Equazioni implementate per dimensionamento sonde.....	79
2.2.2	Analisi parametriche: minimizzazione lunghezza sonde.....	86
3	Risultati e Discussioni	92
3.1	Fabbisogno energetico dell'edificio	92
3.1.1	Fabbisogno per riscaldamento.....	92
3.1.2	Fabbisogno per ACS.....	95
3.2	Scelta impiantistica	103
3.2.1	Pompa di calore idronica.....	106
3.2.2	Pompa di calore a condensazione diretta multisplit	116
3.3	Risultati Economici.....	121
3.3.1	Costo di investimento	123
3.3.2	Costi di funzionamento e manutenzione	127
3.3.3	Ricavi e/o Risparmi.....	128
3.3.4	Incentivi	130
3.3.5	Analisi economica.....	132
3.4	Impatto ambientale	137
4	Conclusioni	139
5	Bibliografia.....	142

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1 Consumo medio di GPL e gasolio per abitante.	18
Tabella 2 Potenze (PGI) e Numero di Generatori Installati (NGI) nella Regione per tipo di alimentazione, [8].	19
Tabella 3 Impianti e Comuni serviti da rete di distribuzione GPL, [9].	20
Tabella 4 Impianti e Comuni serviti da rete di distribuzione GN.	20
Tabella 5 Estensione Rete GN e Utenze nei N° Comuni dotati di rete, MISE [9]. ..	20
Tabella 6 Potenze e numero di impianti alimentati a biomassa [8].	20
Tabella 7 Potenza e numero di impianti alimentati a gasolio per i Comuni a maggiore installazione [8].	22
Tabella 8 Enti coinvolti nella conduzione di un serbatoio interrato.	26
Tabella 9 Diversificazione serbatoi nelle stazioni di rifornimento carburante.	32
Tabella 10 Indagini e risultati di procedimenti chiusi per stazioni rifornimento carburante.	33
Tabella 11 Operazioni di bonifiche effettuate nei siti di contaminazione in punti vendita carburante. Nella colonna “Luogo” compaiono codici riferiti a Comuni, privi di tracciabilità. In colonna “Contaminazioni” sono inserite le matrici coinvolte nella bonifica: “GW” acqua falda, “Vap” vapori, “Soil” suolo.	34
Tabella 12 Operazioni di bonifiche in atto nei siti di contaminazione in punti vendita carburante.	35
Tabella 13 Indagini e risultati di procedimenti chiusi per siti commerciali e privati per riscaldamento.	36
Tabella 14 Operazioni di bonifica in siti commerciali e privati per riscaldamento. .	37
Tabella 15 Procedimenti ambientali aperti in siti commerciali e privati. “P.d.C.N.A” identifica la Non Approvazione del Piano di Caratterizzazione, o lo Svolgimento di quest’ultimo (P.d.C.S.).	37
Tabella 16 Indagini e risultati di procedimenti chiusi per serbatoi ad uso stoccaggio ed altro.	38
Tabella 17 Dati climatici relativi al Comune sede dell’edificio analizzato.	41
Tabella 18 Dati geometrici dell’edificio.	42

Tabella 19 Obiettivi di bonifica del caso studio, ottenuti a seguito dell'Analisi di Rischio.....	47
Tabella 20 Costi di bonifica del caso studio.....	47
Tabella 21 Dati climatici per il Comune di collocamento virtuale, Livigno.	56
Tabella 22 Temperature da simulazione Software.....	56
Tabella 23 Principali metodi di calcolo per simulazione software.	58
Tabella 24 Definizione geometrie le per zone termiche a cui è associata una destinazione d'uso (D.USO) con temperatura interna pari a $T_{\text{setpoint}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	60
Tabella 25 Descrizione della geometria per gli ambienti nelle zone termiche: la somma dei volumi netti per ciascuna Z_t è pari al valore inserito in Tabella 24. Inoltre, per la Z_{t2} le aree ed i volumi di una coppia bagno-camera sono ripetuti poiché riproduzione esatta del piano primo.	60
Tabella 26 Dimensioni-tipo e aree di serramenti a doppio vetro.....	62
Tabella 27 Serramenti prive di doppio vetro.....	63
Tabella 28 Strutture opache ipotizzate per la struttura edilizia.....	63
Tabella 29 Aree e Versi di dispersione dell'Edificio: Superficie Trasparente (ST), Parete Opaca verticale verso Esterno (POE), Parete Opaca verticale verso area Non Riscaldata (PONR), Parete Opaca orizzontale verso Terreno (POT).....	66
Tabella 30 Dimensioni radiatori in ghisa e potenza di emissione progetto, $P_{\text{em prog}}$	67
Tabella 31 Potenza emessa reale da radiatori in ciascuna zona termica, $P_{\text{em, reale, } Z_t}$..	69
Tabella 32 Proprietà del Terreno.	85
Tabella 33 Proprietà pozzo geotermico.	85
Tabella 34 Proprietà termiche sonda geotermica	85
Tabella 35 Proprietà termiche terreno.	85
Tabella 36 Proprietà fluido termovettore, acqua glicolata.....	86
Tabella 37 Proprietà Campo sonde.	86
Tabella 38 Configurazioni per sonde geotermiche a singola U.....	87
Tabella 39 Configurazioni per sonde geotermiche a doppia U.....	89
Tabella 40 Superficie totale disperdente ($S_{\text{TOT,D}}$) e coefficiente di trasmissione (H_T).	94
Tabella 41 Fabbisogno termico annuale ottenuto da CENED+2.0. I valori nulli indicano le mensilità in cui non è previsto il riscaldamento degli ambienti.	94
Tabella 42 Consumo d'acqua giornaliero per zona termica ad uso Residenziale (R).	96

Tabella 43 Consumo d'acqua giornaliero per zona termica ad uso Non Residenziale (NR).....	96
Tabella 44 Fabbisogno termico per ACS e peso percentuale per zona termica.	97
Tabella 45 Fattore di dimensionamento del volano.....	104
Tabella 46 Scheda Tecnica Pompa di calore geotermica B/W, Alphainnotech-SWP691.....	107
Tabella 47 Dimensionamento sonde geotermiche per soluzione B/W.....	109
Tabella 48 Rese specifiche per pannelli radianti insediati in parquet, Watts Industries. Le rese in grassetto sono tali da superare la temperatura limite T_p , per cui non ammissibili.	113
Tabella 49 Scheda tecnica Ventilconvettore, Riello-Helioterm Inverter.....	114
Tabella 50 Scheda Tecnica Pompa di calore geotermica Multisplit, LG-ARWN200LAS4.....	118
Tabella 51 Dimensionamento sonde geotermiche per soluzione Multisplit.	118
Tabella 52 Scheda tecnica Split, LG-ARNU05GSJN4. Le proprietà fanno riferimento a $T_{\text{set-point}}=20^{\circ}\text{C}$	119
Tabella 53 Parametri economici generali per soluzioni proposte, B/W e Multisplit.	122
Tabella 54 Parametri economici generali per impianto a gasolio.	123
Tabella 55 Costo d'investimento per le soluzioni proposte.....	125
Tabella 56 Costi perforazione.	126
Tabella 57 Parametri Conto Termico 2.0.	131
Tabella 58 Incentivi per soluzione B/W e Multisplit.....	132
Tabella 59 Parametri economici per il calcolo del WACC.....	133
Tabella 60 Principali risultati economici per soluzione B/W e Multisplit.	135
Tabella 61 Parametri economici aggiuntivi per un sistema di riscaldamento a gasolio.	136
Tabella 62 Confronto sostituzione dell'impianto a gasolio "Corrente" (CORR) o "Ex novo" (EXN) con uno geotermico.....	137
Tabella 63 Parametri d'impatto ambientale.....	138
Tabella 64 Riduzione di CO_2 e $\text{CO}_{2\text{eq}}$ per le soluzioni rinnovabili.....	138
Tabella 65 Fattori e risultati per le emissioni in atmosfera di NO_x e SO_2	138

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1 Consumi di gasolio e di gas di petrolio liquefatto nell'ultimo ventennio, Ministero dello Sviluppo Economico (MISE), disponibile online [7].....	16
Figura 2 Consumi di gas di petrolio liquefatto (GPL) secondo MISE [7] per ciascuna Regione italiana	17
Figura 3 Consumi di gasolio secondo MISE [7] per ciascuna Regione italiana.	17
Figura 4 Consumi di gasolio e gas di petrolio liquefatto pro-capite per ciascuna Regione italiana. I Dati dei consumi fanno riferimento al MISE [7] e quelli della popolazione, datati al 2016.	18
Figura 5 Suddivisione degli impianti termici regionali secondo il tipo di alimentazione [8].....	19
Figura 6 Consumo di gasolio per la Valle d'Aosta nell'ultimo ventennio, MISE [9].	21
Figura 7 Potenze e numero di impianti a gasolio per Comuni con installazioni maggiori di 5 MW da catasto energetico [8].....	22
Figura 8 Distribuzione Impianti alimentati a gasolio a partire dal Catasto Energetico [8] e rielaborato secondo l'Articolo “Environmental and Economic Benefits from the Phase-out of Residential Oil Heating: A Study from the Aosta Valley Region (Italy)” [4].....	22
Figura 9 Normative in merito al serbatoio di stoccaggio di preparati infiammabili a partire dal 1999.....	23
Figura 10 Frequenza prove di tenuta su serbatoi a singola parete in riferimento alla Tab.1, pag 9 in “Linee Guida sui Serbatoi Interrati riguardanti la rete di distribuzione Carburanti in Valle d'Aosta” [16].	25
Figura 11 Operazioni di dismissione per serbatoio.....	26
Figura 12 Procedimento ambientale in schema, secondo D.Lgs. n.152. Negli ovali l'inizio e la conclusione di un evento, nei rombi le condizioni (ramificate positivamente sulla destra) e nei rettangoli le azioni.....	28
Figura 13 Matrice di screening per bonifiche dei suoli, ISPRA [22].....	30
Figura 14 Caratteristiche costruttive serbatoi punti vendita carburante.	32

Figura 15 Stazioni di servizio, impianti esistenti al 2009 e Siti contaminati, ARPA VdA.....	33
Figura 16 Matrici ambientali coinvolte nelle indagini ambientali nelle stazioni di rifornimento carburanti.....	34
Figura 17 Collocazione serbatoi dall' elenco depositi oli minerali attivi e dall'elenco uso privato attivi datati al 2017.....	36
Figura 18 Matrici coinvolte nelle indagini ambientali di serbatoi ad uso riscaldamento per siti commerciali e privati.	36
Figura 19 Matrici coinvolte nelle indagini ambientali per serbatoi uso stoccaggio ed altro.	38
Figura 20 Procedimenti ambientali conclusi dovuti a rilasci di gasolio per diversi usi.	39
Figura 21 Esiti delle indagini ambientali regionali per serbatoi di gasolio ad uso differenti.....	39
Figura 22 Matrici coinvolte nelle analisi ambientali concluse.....	40
Figura 23 Dismissione con rimozione di un serbatoio [28].	40
Figura 24 Prospetto Nord edificio simulato, corrispondente ad una struttura tipo in Valle d'Aosta.....	43
Figura 25 Piano Rialzato dell'edificio, modellato secondo Zona Termica.	43
Figura 26 Piano Seminterrato dell'edificio. In grigio l'ambiente riscaldato simulato come Zona Termica, in verde le pareti disperdenti verso esterno e ambienti non climatizzati	44
Figura 27 Edificio costituito da unico fabbricato servito da un impianto centralizzato; figura 2, capitolo 7 “Zonizzazione e accoppiamento termico tra zone”, UNI 11300-1 [37].	45
Figura 28 Impianto termico attualmente installato. In primo piano si vede la caldaia a gasolio, sullo sfondo il serbatoio di stoccaggio dell'acqua calda sanitaria e la suddivisione in reti di distribuzione ai vari piani dell'edificio.....	45
Figura 29 Iter di bonifica per il caso studio.....	46
Figura 30 Modello Concettuale del caso studio, “Analisi di Rischio e Progetto Operativo di Bonifica”, [38].	47
Figura 31 Macchine inverse: funzionamento stagione invernale ed estiva.	49
Figura 32 Ciclo termodinamico del fluido frigorifero. Impianto frigorifero a compressione [44].	49

Figura 33 Andamento del Coefficiente di Prestazione ideale di una pompa di calore al variare della temperatura della sorgente T_1 e del pozzo termico T_2 .	51
Figura 34 Valore medio del COP per pompe aerotermiche sulla sinistra e geotermiche sulla destra così come da articolo “A review of domestic heat pump” [48].	52
Figura 35 Configurazioni delle pompe di calore applicate, diretta (Conf.1) e indiretta (Conf.2).	53
Figura 36 Comparazione temperature tra il Comune simulato (Livigno) e quello di reale collocazione impiantistica (C,VdA). Al Comune valdostano si etichettano le Temperature esterne dell'aria.	57
Figura 37 Schermata software, Caratteristiche geometriche per zona termica.	59
Figura 38 Schermata software, Stratificazione materiale parete opaca verticale PAR1012.	65
Figura 39 Dispersioni opache inserite nella zona termica “piano rialzato”.	66
Figura 40 Dimensioni generiche di un radiatore simulato.	69
Figura 41 Schematizzazione flussi in un una struttura edilizia.	70
Figura 42 Fattori correttivi $F_{T,K}$, da normativa UNI 11300-1 e Elaborazione FINLOMBARDIA, [57].	74
Figura 43 Carta della temperatura del suolo a quote inferiori ai 2000m, da DIATI.	80
Figura 44 Andamento della lunghezza sonde al variare della temperatura in ingresso all'evaporatore.	87
Figura 45 Configurazioni sonde singola U in funzione della distanza tra bracci L_U : $L_U=r_{p,in}$ in (A); $L_U=r_{bore}-2r_{p,in}$ in (C). Tabella 12, pag.61 Ricerca Sviluppo Energetico, [80].	87
Figura 46 Lunghezza della sonda al variare della distanza L_U .	88
Figura 47 Disposizione sonde 2U e singola U nel pozzo geotermico, con $r_{p,in}=0,0163$ m e $r_{p,ext}=0,02$ m.	89
Figura 48 Resistenza del pozzo termico R_b al variare della distanza L_U . La curva per una sonda 2U è dotata di flessio per L_U di 0,08 m.	90
Figura 49 Lunghezza della sonda al variare della resistenza del pozzo geotermico R_b	90
Figura 50 Fabbisogno termico annuale per riscaldamento per zona termica, CENED+2.0.	93

Figura 51 Indice prestazione termica per edifici non residenziali, $EP_{H,nd}$ espresso in kWh/m ³ . Figura 59, pag 69, Monitoraggio del PEAR 2015 [30] .	95
Figura 52 Fabbisogno termico annuale per acqua calda sanitaria per zona termica, CENED+2.0.	96
Figura 53 Capacità ed estensione della serpentina del bollitore in funzione della temperatura dell'accumulo.	100
Figura 54 Capacità e superficie della serpentina del bollitore in funzione della temperatura dell'acqua di alimentazione.	101
Figura 55 Capacità e superficie della serpentina del bollitore in funzione della richiesta d'acqua sanitaria.	102
Figura 56 Serbatoio di accumulo acqua calda, Hoval EnerVal.	105
Figura 57 Resa termica della pompa di calore B/W in funzione della temperatura in ingresso all'evaporatore di acqua glicolata, Alphainnotech-SWP691.	108
Figura 58 Coefficiente di prestazione della pompa di calore B/W in funzione della temperatura in ingresso all'evaporatore di acqua glicolata, Alphainnotech-SWP691.	108
Figura 59 Riduzione della potenza di emissione per radiatori in funzione di $\Delta T_{m,PdC}$.	111
Figura 60 Componenti per Ventilconvettore, "Elementi Costitutivi degli Impianti di climatizzazione", F.Mancini, La Sapienza, Roma.	114
Figura 61 Componenti impianto B/W, Alphainnotech-SWP691, da sinistra: PdC, serbatoio Tampone, Bollitore. Cerchiati in rosso, la valvola a tre vie e il sistema di regolazione Luxtronic.	116
Figura 62: Sistema geotermico Multisplit.	117
Figura 63: Hydrokit Media Temperatura, [108].	120
Figura 64: Hydrokit e Serbatoio ACS.	121
Figura 65 Ripartizione dei costi d'investimento per la soluzione PdC idronica B/W.	124
Figura 66 Ripartizione del costo d'investimento per la soluzione PdC Multisplit.	124
Figura 67 Andamento del costo di una pompa di calore geotermica al variare della taglia, le rette lineari corrispondono alla PdC B/W e alla PdC Multisplit.	125
Figura 68 Ricavi e risparmi nel Business Plan, validi sia per sostituzione con PdC BW sia con PdC Multisplit.	129

Figura 69 Andamento cumulato del flusso di cassa attualizzato con incentivi (+S) e senza incentivi (-S) per l'impianto geotermico con PdC B/W.....	134
Figura 70 Andamento cumulato del flusso di cassa attualizzato con incentivi (+S) e senza incentivi (-S) per l'impianto geotermico con PdC Multisplit.....	134
Figura 71 Costo serbatoi a semplice parete [158] e a doppia parete, [17].....	136

1 INTRODUZIONE

La Regione Valle d'Aosta è tutt'ora caratterizzata da una forte diffusione del riscaldamento a gasolio a causa della presenza di vaste aree non coperte dalla rete dei metanodotti. Sono infatti soltanto 24 i Comuni dotati di rete di distribuzione Gas Naturale (GN), mentre ammontano a 4921 gli impianti termici alimentati a gasolio. Questi sono distribuiti in maniera disomogenea nel territorio, in particolare nelle zone ad elevate altitudini. Data la necessità di stoccare in loco il combustibile in serbatoi interrati e non, si verificano frequenti sversamenti di gasolio nei suoli e nelle acque sotterranee. Non secondarie sono le contaminazioni causate da serbatoi interrati delle 94 stazioni di rifornimento, queste infatti, conducono a dispendiose bonifiche per 1/3 dei casi. È del Novembre 2018 lo sversamento di idrocarburi da una stazione di pompaggio in disuso nel Comune di Pollein. Gli oli sono finiti nella Dora Baltea, nella rete fognaria, determinando notevole impatto nelle acque di falda [1].

La sostituzione di impianti termici a gasolio diventa una sfida a cui le risorse energetiche rinnovabili possono dare risposta come per altro previsto dalla legge regionale la L.R. 1° agosto 2012, n. 26 [2] e dal Piano Energetico e Ambientale Regionale (PEAR) che pianifica l'installazione di sistemi geotermici per 1MWt entro il 2020 [3]. Attualmente la Valle d'Aosta vanta l'impianto geotermico posto a più alta quota nel mondo, presso Cervinia a 2400 s.l.m., ed altri 24 impianti idrotermici già funzionanti [4]. A seguito del censimento dei sistemi geotermici la Valle d'Aosta conta 67 impianti con 3,9 MW installati [5]. Nel 2017 si segna un traguardo importante grazie all'entrata in funzione di una pompa di calore con il recupero calore da acque di raffreddamento per 17,63 MW nel sistema teleriscaldamento di Aosta [3].

La sostituzione di impianti termici a gasolio e gli allacciamenti alla rete di teleriscaldamento suscitano interesse nella popolazione in merito alla qualità dell'aria. L'allacciamento alla rete di teleriscaldamento per 260 edifici comporterebbe "l'abbassamento del 53% delle emissioni di ossido d'azoto, del 99% del biossido di zolfo e del 75% del monossido carbonio" [6] risparmiando circa 30 tonnellate annue al 2020 [3].

Considerando il contesto appena descritto, l'obiettivo della tesi è quello di valutare la sostituzione di un impianto a gasolio con uno geotermico in un albergo collocato nella zona della Alta Valle d'Aosta che, a seguito di sversamento accidentale, ha subito una bonifica del terreno secondo il D. Lgs.152/2006.

La tesi è sviluppata in 3 fasi:

- quantificazione dei fabbisogni di riscaldamento e acqua calda sanitaria;
- dimensionamento dell'impianto geotermico in sostituzione della caldaia a gasolio;
- valutazione tecnica, economica e ambientale della soluzione e di eventuali alternative.

In via preliminare, viene introdotto lo scenario ed il caso di studio. In particolare, nel paragrafo 1.1 è descritto il contesto energetico regionale, con particolare attenzione all'uso di gasolio (paragrafo 1.1.1), il paragrafo 1.2 sintetizza dapprima le norme in merito alla conduzione di serbatoi per poi specificarne le statistiche di contaminazioni ambientali. Segue la descrizione del caso studio (par. 1.3) e della soluzione tecnica rinnovabile in sostituzione di quella a combustione fossile (par.1.4).

Nel capitolo 2 si descrivono i modelli per la simulazione dell'edificio (Cfr. par. 2.1) e per il dimensionamento del campo sonde (Cfr. par.2.2).

I risultati sono infine presentati nel capitolo 3, in merito ai fabbisogni termici dell'edificio (Cfr. par. 3.1), al dimensionamento campo sonde per ciascuna soluzione geotermiche individuata (Cfr. par. 3.2), e alle analisi economica (Cfr. par. 3.3) e ambientale (Cfr. par. 3.4).

1.1 Analisi scenario: Valle d'Aosta

Nel corrente paragrafo si colloca la Regione della Valle d'Aosta nel contesto energetico Nazionale con particolare attenzione ai consumi di gasolio e di gas di petrolio liquefatto (GPL). In maniera consecutiva si mostra la diversificazione energetica regionale e la diffusione della rete di distribuzione gas naturale e gas di petrolio liquefatto.

I dati del Ministero dello Sviluppo Economico, riportati nel Figura 1, quantificano il consumo nazionale dei combustibili di GPL e gasolio nell'ultimo ventennio.

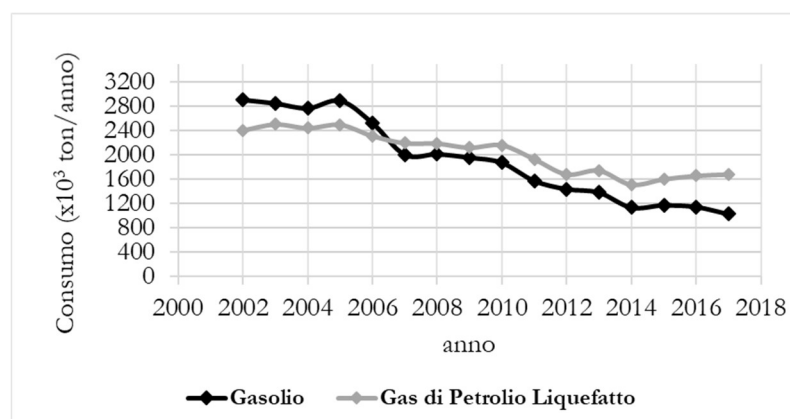


Figura 1 Consumi di gasolio e di gas di petrolio liquefatto nell'ultimo ventennio, Ministero dello Sviluppo Economico (MISE), disponibile online [7].

Gli andamenti così registrati mostrano una diminuzione del 65% del consumo di gasolio dal 2017 rispetto al 2002 e del 30% nel caso gas di petrolio liquefatto.

Il consumo di GPL (Figura 2) e di gasolio (Figura 3) per le Regioni italiane assume rispettivamente valori di $16,6 \cdot 10^3$ tonnellate e $11,5 \cdot 10^3$ tonnellate.

Lombardia e Lazio sono invece le Regioni a maggior consumo oltrepassando le 200.000 tonnellate l'anno per ciascun combustibile. In Valle d'Aosta i consumi di GPL e gasolio ammontano rispettivamente a 7800 e 10.500 tonnellate annue, costituendo il 0,47% e il 0,9% del consumo nazionale dei rispettivi combustibili.

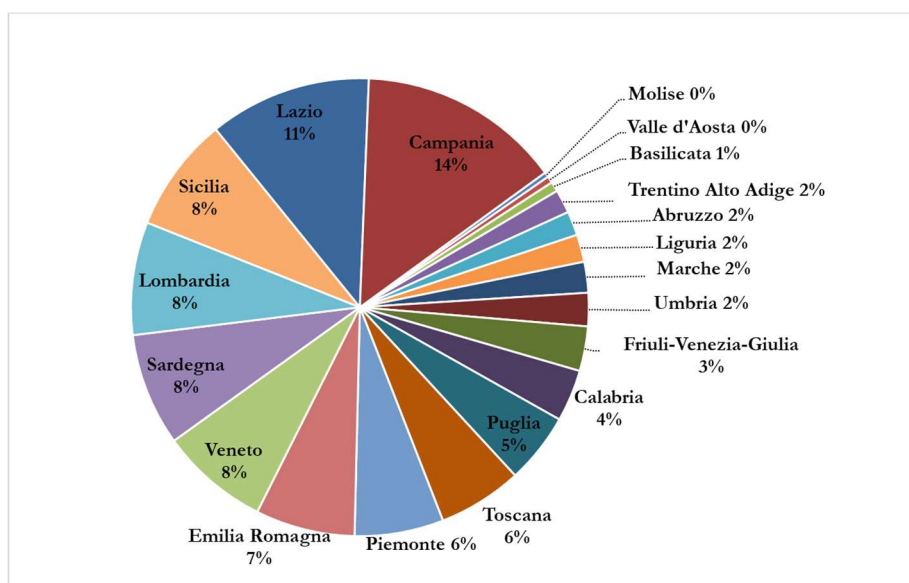


Figura 2 Consumi di gas di petrolio liquefatto (GPL) secondo MISE [7] per ciascuna Regione italiana

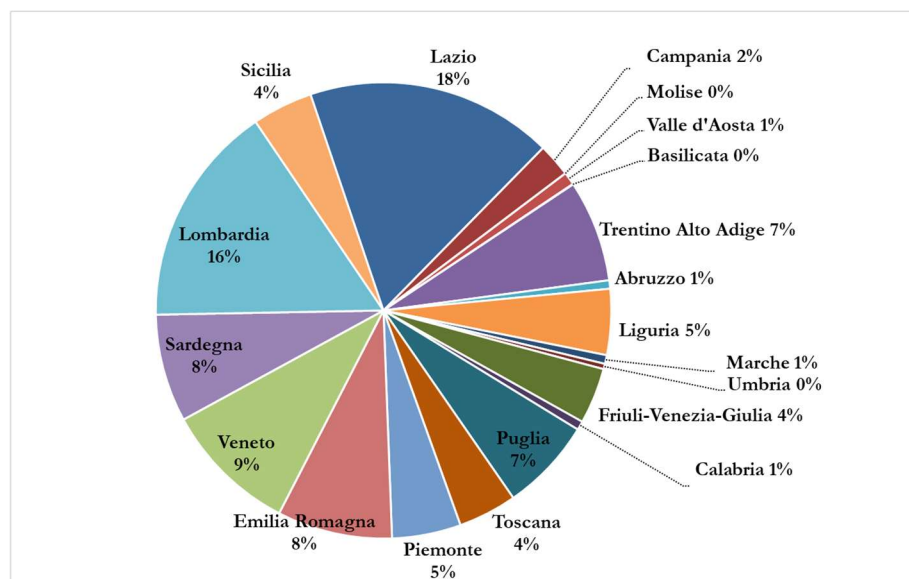


Figura 3 Consumi di gasolio secondo MISE [7] per ciascuna Regione italiana.

In Figura 4 sono ordinati in maniera crescente i consumi pro-capite per Regione: si nota che il consumo pro-capite maggiore è associato alla popolazione valdostana con una quota di circa 80 kg di gasolio e 60 kg di GPL.

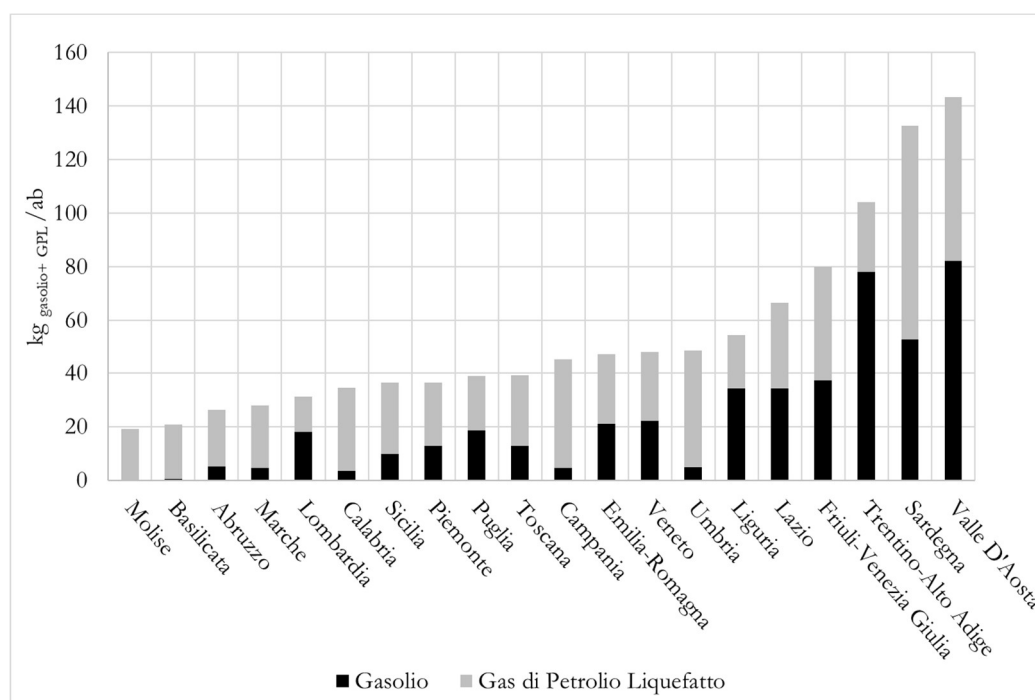


Figura 4 Consumi di gasolio e gas di petrolio liquefatto pro-capite per ciascuna Regione italiana. I Dati dei consumi fanno riferimento al MISE [7] e quelli della popolazione, datati al 2016.

La media nazionale e quella riferita alle Regioni settentrionali con dati della popolazione al 2016 risultano in Tabella 1. Riassumendo i dati finora analizzati è evidente che la Valle d'Aosta, la Sardegna e il Trentino sono le Regioni a maggior consumo di GPL e gasolio.

Tabella 1 Consumo medio di GPL e gasolio per abitante.

Dati	Gasolio [kg/ab]	GPL [kg/ab]
Media Italia	19	27
Media Nord Italia	23	21
Valle d'Aosta	82	61

Il catasto energetico consegnato da ARPA ci fornisce dettagliatamente le informazioni per ciascun impianto, confermando la dipendenza regionale da fonte fossile. L'elenco, aggiornato al 30 giugno 2018 [8], definisce 23.336 impianti, con uno o più generatori (massimo 13 ciascuno); si contano dunque 24.699 generatori.

Gli impianti termici registrati sono alimentati a gas naturale (GN), gas di petrolio liquefatto (GPL), gasolio, nafta, olio combustibile, ecoden, legna, cippato, pellet. Nella Figura 5 si evidenzia la percentuale degli impianti rispetto alla tipologia di alimentazione.

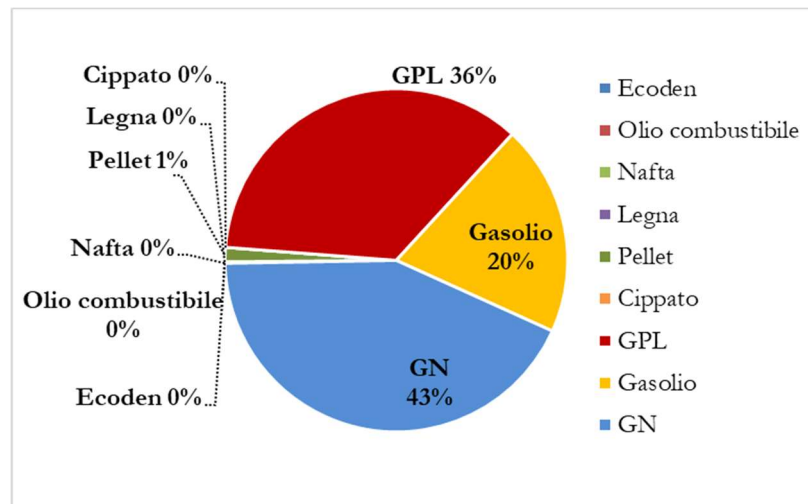


Figura 5 Suddivisione degli impianti termici regionali secondo il tipo di alimentazione [8].

La Tabella 2 elenca le potenze totali installate in Regione ed il numero di impianti per combustibile.

Tabella 2 Potenze (PGI) e Numero di Generatori Installati (NGI) nella Regione per tipo di alimentazione, [8].

Tipo di Alimentazione	PGI [MW]	NGI [-]
Ecoden	0,14	3
Olio combustibile	0,28	2
Nafta	0,31	1
Legna	1,3	27
Pellet	9,47	142
Cippato	35,7	194
GPL	273,6	8799
Gasolio	455	4921
GN	507,5	10.610
Totale	1283,3	24.699

Le potenze installate a gas naturale e a gasolio sono simili, sebbene le caldaie a gas siano molto più numerose. Ciò è attribuibile al loro utilizzo negli impianti termo-autonomi.

Courmayeur è il Comune con numero maggiore di impianti a gasolio (613) con potenza installata di oltre 70 MW.

Potenze e numeri di impianti a GN e GPL sono esaminati per evidenziare la relazione tra i sistemi e le reti di distribuzione nei Comuni. In particolare, in tutto il territorio, sono installati 7497 impianti, tuttavia c'è da considerare l'estensione della rete a GPL: nei dati del Ministero dello Sviluppo Economico al 2012 [9] si individuano solo 6 Comuni su 74 allacciati a rete GPL: Arvier, Challand-Saint-Anselme, Pontboset, Saint-Nicolas, Saint-Oyen, Saint-Rhemy-en-Bosses. La Tabella 3 riassume i dati statistici sulla distribuzione rete GPL.

Tabella 3 Impianti e Comuni serviti da rete di distribuzione GPL, [9].

Dati catastali	Valori
Numero impianti GPL	7497
Numero impianti GPL annessi a Rete di distribuzione	477
Comuni privi di impianti a GPL	1
Comuni con impianti GPL	73
Comuni con impianti a rete GPL	6

Dall'esito dell'indagine si deduce che solo il 6% degli impianti a GPL sia supportato da rete di distribuzione, mentre il 92% dei Comuni non possiede rete GPL.

Si esplicitano in Tabella 4 il numero dei Comuni dotati di rete GN. Il Comune oggetto di sopralluogo non rientra tra questi.

Tabella 4 Impianti e Comuni serviti da rete di distribuzione GN.

Comuni	Valori
Comuni senza impianti a GN	19
Comuni con impianti a GN	55
Comuni con impianti dotati di rete GN	24
Comuni non metanizzati/Comuni con impianti a GN	56%

In Tabella 5 è registrato il consumo di gas naturale tra il 2008 e il 2016, l'estensione della rete e il numero di utenze secondo dati del Ministero dello Sviluppo Economico [9].

Tabella 5 Estensione Rete GN e UtENZE nei N° Comuni dotati di rete, MISE [9].

Anni	Utenze	Consumo [10³·Sm³]	Rete [km]	N° Comuni
2008	17.802	42.475	359	24
2012	19.976	46.643	362	24
2016	20.745	-	-	24

Interessanti i risultati delle indagini sugli impianti alimentati a biomassa. In Tabella 6 sono espresse le potenze e numero di impianti a biocombustibile registrati da catasto energetico.

Tabella 6 Potenze e numero di impianti alimentati a biomassa [8].

Alimentazione	Numero Impianti	Potenza [MW]
Cippato	194	35,7
Pellet	142	9,5
Legna	27	1,3
Biomassa	363	46,5

L'analisi della distribuzione regionale di questi impianti porta alle seguenti considerazioni:

- Aosta vede installati nel proprio territorio circa 2 MW a cippato ed 1 MW a pellet;
- Presso Morgex sono installati 8 MW dislocati di 4 impianti a cippato;
- Pollein e Prè-Saint-Didier sono dotati di teleriscaldamento dal 2010 per 4 MW a cippato [3];
- La Salle possiede un unico impianto a legna da 500 kW;
- La Thuile vede 6 impianti di teleriscaldamento a cippato (8 MW) e 10 a pellet (3MW) [3] [10].

1.1.1 Focus sul gasolio

Come dimostrato nel paragrafo precedente, il gasolio è il combustibile più consumato nella Valle d'Aosta (Cfr. paragrafo 1.1). I dati del Ministero dello Sviluppo Economico dal 2002 al 2017 in Figura 6 riportano una riduzione del consumo di gasolio dell'86% per la Regione in questione.

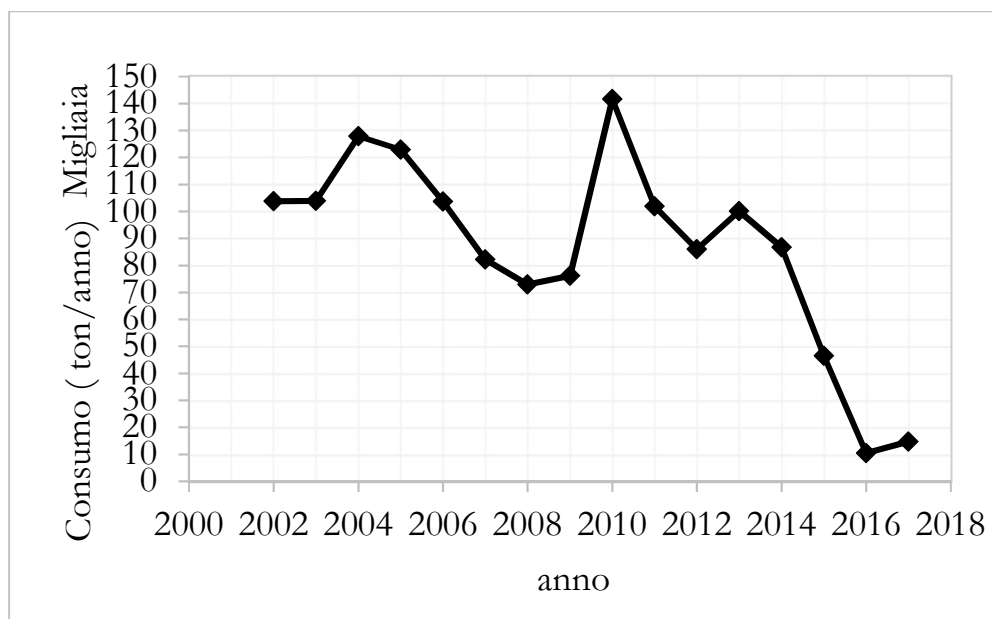


Figura 6 Consumo di gasolio per la Valle d'Aosta nell'ultimo ventennio, MISE [9].

I generatori a gasolio censiti sono 4921 su 24.699 totali (Cfr. Tabella 2). Il riscontro a livello regionale indica che ogni Comune vede installato almeno un impianto. Si mostrano in Figura 7 la potenza installata e il numero di impianti a gasolio per Comuni con potenze maggiori di 5 MW, tra i quali compare quello del caso studio.

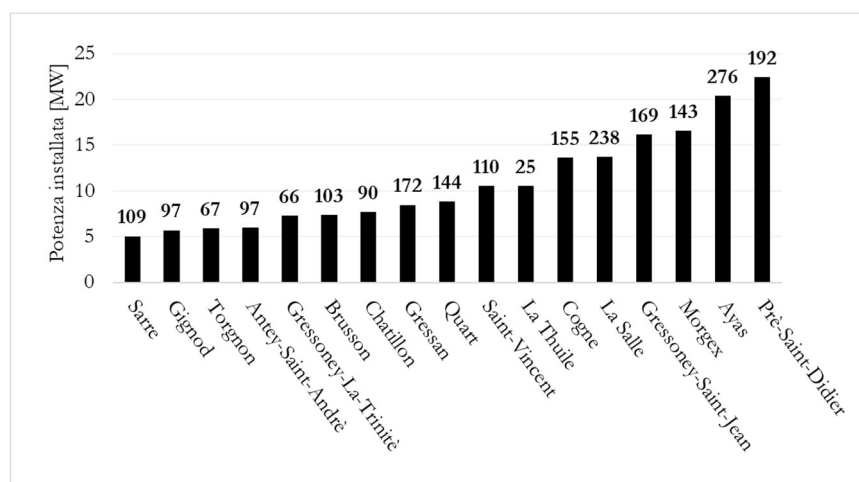


Figura 7 Potenze e numero di impianti a gasolio per Comuni con installazioni maggiori di 5 MW da catasto energetico [8].

I valori per Aosta, Valtournenche e Courmayeur sono riportati in Tabella 7 poiché sono molto superiori ai dati riportati in Figura 7.

Tabella 7 Potenza e numero di impianti alimentati a gasolio per i Comuni a maggiore installazione [8].

Comune	Potenza installata gasolio [MW]	Numero impianti gasolio [-]
Aosta	49,6	450
Valtournenche	70,4	341
Courmayeur	73,4	613

In Figura 8 si riporta la distribuzione della fruizione di caldaie a gasolio sul totale censito per ogni Comune, escludendo le caldaie a biomassa.

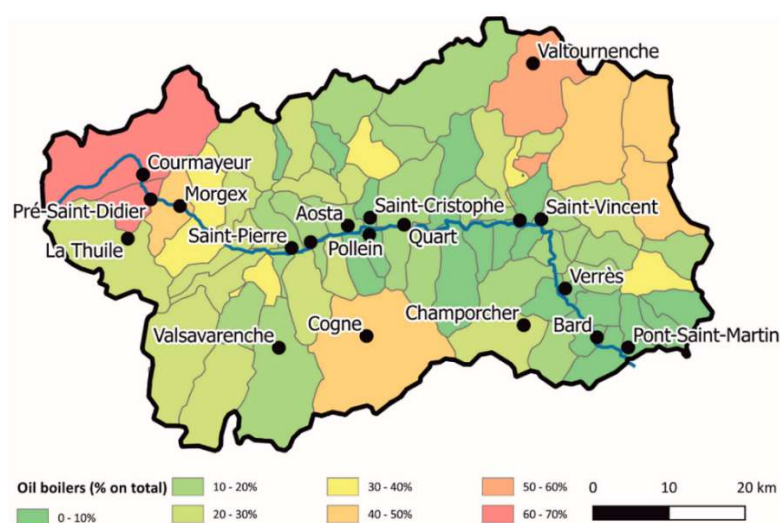


Figura 8 Distribuzione Impianti alimentati a gasolio a partire dal Catasto Energetico [8] e rielaborato secondo l'Articolo "Environmental and Economic Benefits from the Phase-out of Residential Oil Heating: A Study from the Aosta Valley Region (Italy)" [4].

1.1.2 Aspetti tecnici e normativi dei serbatoi interrati

Il serbatoio interrato è un contenitore destinato allo stoccaggio di sostanze o preparati liquidi per usi commerciali, produzioni industriali, per uso riscaldamento e assimilabili la cui totalità della superficie esterna non è direttamente e visivamente ispezionabile.

La normativa in materia (Figura 9) è piuttosto articolata e di non facile interpretazione a causa della sovrapposizione di disposizioni statali e regionali nell'ambito di sicurezza sanitaria, ambientale e prevenzione incendi.

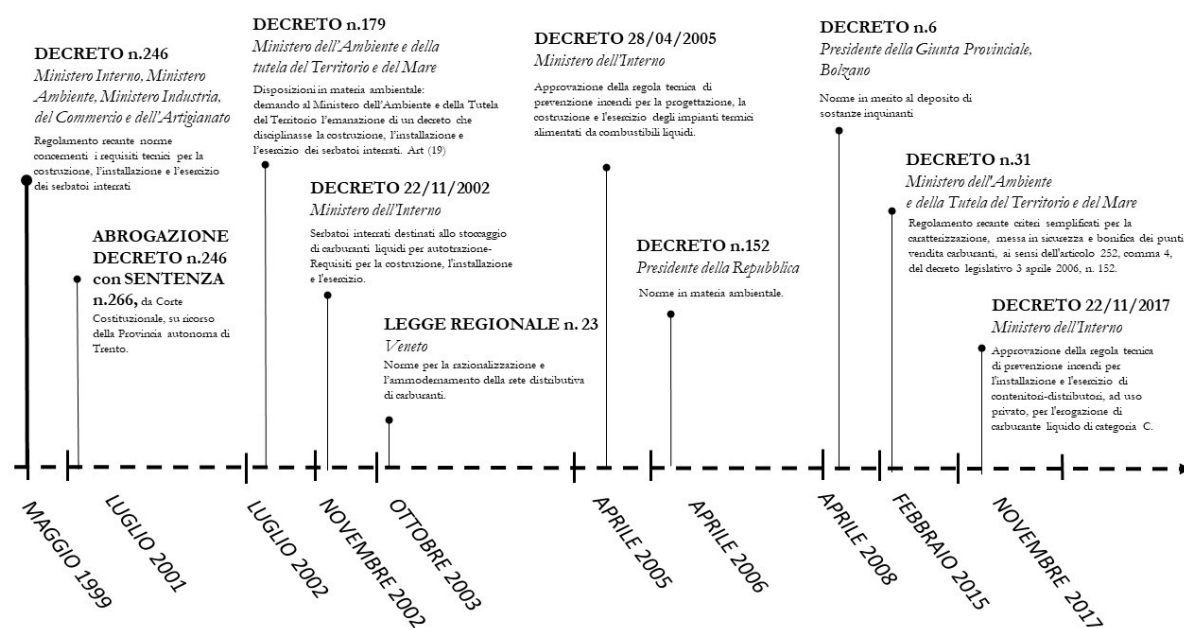


Figura 9 Normative in merito al serbatoio di stoccaggio di preparati infiammabili a partire dal 1999.

Seguendo lo schema temporale predominano informazioni destinate a serbatoi per punti vendita carburanti, da qui, la necessità di regolamentare provvedimenti specifici per serbatoi da riscaldamento.

In particolare, nell'allegato al decreto del 28/04/2005 [11] al titolo VI, sono espresse le capacità massime del deposito di combustibile liquido per impianti termici in funzione della loro ubicazione (Allegato VI, art 6.2), mentre il D.M. 29/11/2002 [12] stabilisce quelle ad uso punti vendita (art 5, comma 2). In entrambi i casi la capacità massima associata a serbatoi interrati è di 50 m³ e l'ubicazione del serbatoio interrato resta vietato all'interno "delle aree di rispetto delle acque superficiali e sotterranee destinate al consumo umano" secondo l'art 94 del D.lgs. 152/06.

Qualsiasi stoccaggio, per punti vendita carburante o per riscaldamento, dev'essere provvisto di una "targa di identificazione inamovibile e visibile anche a serbatoio interrato" (allegato al 28/04/2005, titolo VI, art. 6.7 [11]) secondo la norma UNI 12285 [13] e all'articolo 7 del decreto

29/11/2002 [12] che ne indichi nome, capacità e numero di compartimenti, spessore delle pareti, tipo di rivestimento esterno, materiale e anno di costruzione. Inoltre, i serbatoi sono definiti sicuri se lo spessore della parete non diminuisce più di 0,1 mm all'anno e quando la corrosione è evitata [13].

In particolare, la normativa UNI 12285 individua (tabella B.2 della norma) 1225 liquidi stoccabili, distinti per classe (A, B, C) al variare della densità. Tale classificazione diviene utile per definire quali serbatoi (A→F) in acciaio (tabella B.1 della norma) possono contenere uno specifico combustibile. Dalla tabella 3 della norma si nota che per combustibili a maggiore densità sono necessari serbatoi con pareti interne più spesse.

Si rimanda la lettura al decreto 28/04/2005 [11] per le specifiche tecniche di installazione di serbatoi e collocazione della centrale termica.

Tra le fonti bibliografiche più importanti riguardo i serbatoi interrati, si citano la Proposta di Linee Guida Nazionali dall'ex ANPA [14], le Linee Guida Serbatoi interrati ARPA Lombardia [15], e le Linee Guida ARPA Valle d'Aosta [16].

In mancanza di un censimento ufficiale dei serbatoi interrati per riscaldamento (mentre sono disponibili quelli dei punti vendita carburante e degli stoccaggi per vendita e per autotrazione), considerata l'epoca di diffusione del riscaldamento a gasolio, si può ipotizzare che la maggior parte dei serbatoi siano di tipo a singola parete e “vecchi”, pertanto con più probabilità sono causa di sversamenti di gasolio.

A tale proposito interviene il D.M. 29/11/2002 che definisce “nuovo” un serbatoio di qualsivoglia numero di pareti dotato del sistema di rilevamento perdite in continuo (Art. 2 a) e b)).

Il serbatoio a parete singola, solitamente in acciaio o in materiale plastico, è incamiciato in una struttura in calcestruzzo internamente rivestita da uno strato impermeabile. Le pareti di un serbatoio a doppia camicia possono essere entrambe metalliche o non metalliche oppure miste, purché il materiale sostitutivo al metallo sia rivestito esternamente da uno strato anticorrosivo (resina epossidica, poliuretano, PVC, Fibre di vetro e di bitume, tabella 7 della UNI 12285) e resista a sollecitazioni meccaniche [15].

Al fine di prevenire e contenere le perdite infatti, i nuovi serbatoi devono essere dotati, oltre che da un dispositivo per il sovrappieno del liquido (non oltre il 90%), da un pozzetto impermeabile di alloggiamento del boccaporto per il carico [16]. Anche le tubazioni sono soggette ad azioni di contenimento perdite e sono sempre sottoposte a controlli.

Qualora il sistema di rilevamento perdite accusi inefficienze allora l'intero serbatoio è sottoposto a verifiche d'integrità (test per pressione e per voltaggio minimo UNI 12285).

I vecchi serbatoi invece, privi del sistema di monitoraggio, devono obbligatoriamente essere sottoposti a prove di tenuta, con “metodo strumentale” riconosciute da UNICHIM (Manuale n.195 parte 1 Edizione 2000 e n. 195 parte 2- Edizione 2003 “Prove di Tenuta su serbatoi interrati”) [16]. Le frequenze delle prove di tenuta sono previste come da Figura 10.

Ubicazione	Condizione	Età del serbatoio	Frequenza massima delle prove di tenuta
all'esterno di area di protezione idrica	non risanato	Superiore a 30 anni o sconosciuta	biennale
		Compresa tra 15 e 30 anni	triennale
	Risanato	A partire dal 5° anno dal risanamento	quadriennale
all'interno di area di rispetto (vedasi par. 4.2)	qualsiasi		biennale

Figura 10 Frequenza prove di tenuta su serbatoi a singola parete in riferimento alla Tab.1, pag 9 in “Linee Guida sui Serbatoi Interrati riguardanti la rete di distribuzione Carburanti in Valle d'Aosta” [16].

Le prove di tenuta per le tubature avvengono secondo le stesse tempistiche dei serbatoi.

Qualora l'esito delle prove sia positivo (non tenuta del serbatoio), lo stesso va comunicato agli enti di competenza e si prosegue con l'analisi di integrità, cioè la misurazione dello spessore della parete e la valutazione dello strato interno di rivestimento. Nel caso di fallimento della prova d'integrità, è necessaria la dismissione del serbatoio secondo una delle tre modalità esposte nel proseguo del paragrafo. Qualora invece il serbatoio risulti idoneo strutturalmente è possibile risanarlo al fine di utilizzarlo in sicurezza fino a fine vita.

Le attività di risanamento adeguano un serbatoio “malsano” ad uno “nuovo” attraverso l'applicazione di almeno uno degli interventi in risanamento, quali l'inserimento di una seconda parete interna, anche attraverso metodo DOPA, l'installazione del sistema di monitoraggio perdite o di vasche di contenimento, l'applicazione di uno strato esterno di protezione catodica o l'incamiciatura esterna del serbatoio in calcestruzzo.

Le vasche di contenimento e il trattamento esterno sono risanamenti onerosi, il costo di ciascuna attività varia dai 1000 ai 7000 euro [17] al pari di un nuovo serbatoio.

L'intervento di risanamento DOPA, presente in “Controlli ambientali ISPRA” [18], prevede la realizzazione di una parete interna al serbatoio esistente con proprietà anticorrosiva e l'installazione del sistema di monitoraggio sottovuoto nell'intercapedine in continuo. Nel caso di un serbatoio interrato il Ministero dell'interno equipara il sistema DOPA ad un serbatoio nuovo a doppia parete ai sensi del D.M. 29/11/2002 [12], [19].

La correlazione tra la messa in sicurezza e la dismissione del serbatoio è chiara in Figura 11.

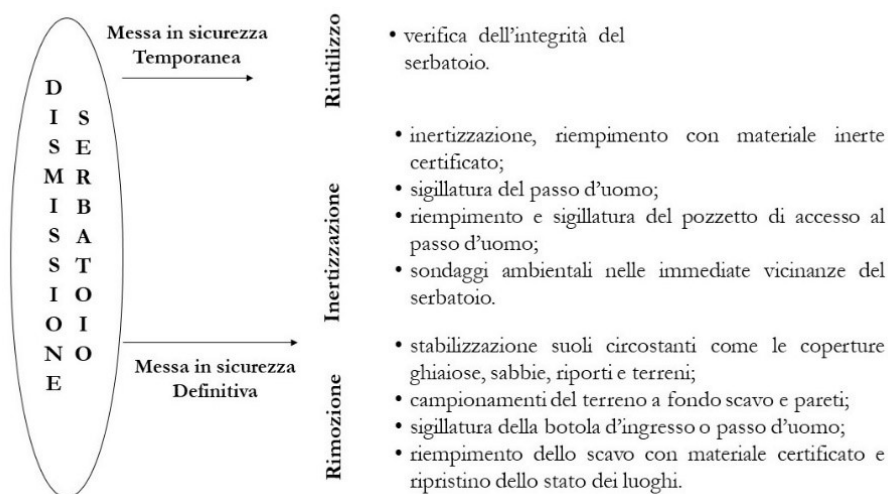


Figura 11 Operazioni di dismissione per serbatoio.

Alla base delle dismissioni è prevista la messa in sicurezza del serbatoio attraverso la procedura gas-free (riduzione dei rischi legati a vapori infiammabili), la rimozione di fondamenti e la pulizia interna del tank. A conclusione della dismissione è eseguita la relazione di fine lavori.

L'insostenibilità tecnico-economica alla rimozione, giustificata da perizia, è la principale causa della messa in sicurezza permanente con inertizzazione: il materiale di riempimento, solitamente sabbia, ghiaia e pietrisco deve essere compatibile con quello usato per il rivestimento interno del serbatoio, così come previsto dalla tabella A.1 della norma UNI 12285.

Nei casi in cui non si possa procedere né alla rimozione né all'inertizzazione entro un anno (con relativa dichiarazione motivata) e sia ammesso un riutilizzo del serbatoio si procederà alla messa in sicurezza temporanea del serbatoio stesso. Le proposte di riutilizzo più comuni fanno riferimento al contenimento di acqua per impianti antincendio, diversamente è ammesso qualsiasi uso purché di comprovata utilità. Anche in questo caso è necessario redigere un documento che evidenzi la fattibilità tecnica, le modalità di esercizio, funzionalità e finalità.

La regolamentazione in materia di conduzione dei serbatoi ad uso riscaldamento non è chiara. Di seguito in Tabella 8 sono elencati gli enti coinvolti qualora il serbatoio appartenga a punti vendita carburante, così come previsti dalle Linee Guida VdA.

Tabella 8 Enti coinvolti nella conduzione di un serbatoio interrato.

Enti	Autorizzazione	Prove di tenuta e di Integrità	Dismissione
ARPA	x	x	x
Comune	x	x	x

Enti	Autorizzazione	Prove di tenuta e di Integrità	Dismissione
ASL	x	x	
Vigili del fuoco	x		
Dipartimento Industria, Artigianato ed Energia	x		x
Dipartimento Ambiente		x	x

Nelle linee guida consultate non si fa riferimento a serbatoi ad uso diverso da quello per stazioni di rifornimento, tuttavia il documento ARPA Lombardia [15] nell'Allegato 2 designa il Comune quale ente autorizzativo per l'installazione di nuovi serbatoi “sia per quelli fuori terra destinati a prodotti non infiammabili, sia per quelli interrati per prodotti infiammabili, sia, specificatamente, per i serbatoi di combustibile ad uso riscaldamento per civili abitazioni”.

L'invio ad ARPA della richiesta di dismissione serbatoi da riscaldamento resta obbligatoria senza un'indicazione precisa di tempi, in questo caso si fa riferimento alle norme di tutela ambientale, il D.lgs. n.152 [20] che obbliga lo smaltimento di fondami e ogni altra sostanza entro un anno dalla dismissione del serbatoio.

1.2 Disposizioni e statistiche ambientali

In questa sezione del lavoro di tesi sono esposte le principali fasi previste dalla normativa italiana in ambito ambientale per la caratterizzazione di un sito contaminato. Si ricorda che, nelle maggior parte dei campi applicati alla sicurezza e alla tutela ambientale, si fa riferimento sia al concetto di rischio sia di prevenzione.

La Parte IV del D. Lgs. n.152 del 2006 [20] prevede la descrizione dettagliata dell'iter di valutazione di un sito, in particolare, la sezione di articoli (239→252) contiene allegati, l'ultimo dei quali definisce numericamente i limiti di concentrazione soglia. Alla base dell'indagine ambientale vi è prima la comparazione dei risultati degli analiti con le Concentrazioni Soglia di Contaminazione (CSC) e poi con le Concentrazioni Soglia di Rischio (CSR).

Le due concentrazioni hanno significati differenti: le CSC “costituiscono valori al di sopra dei quali è necessaria la caratterizzazione del sito e l'Analisi di Rischio sito specifica (AdR), come individuati nell'Allegato 5”, mentre le Concentrazioni Soglia di Rischio (CSR) non hanno valore numerico univoco e sono calcolate a seguito dell'AdR, specifica del sito contaminato, secondo i requisiti dell'Allegato 1 e dai risultati della caratterizzazione del sito stesso. Le concentrazioni di rischio, quindi, variano di caso in caso e sono valutate ogniquale volta ci sia una probabile

contaminazione. Il superamento delle CSR “richiede la messa in sicurezza e la bonifica. I livelli di concentrazione così definiti costituiscono i livelli di accettabilità per il sito”. Il sito non è contaminato nel caso in cui non siano superate le CSC, o qualora lo fossero, lo stesso campione riveli una misura minore rispetto alla soglia di rischio (CSR).

L’Articolo 242 al D.Lgs n.152 elenca le procedure operative ed amministrative in merito agli obblighi descritti nel lavoro di tesi. Il diagramma di flusso in Figura 12 mostra l’iter consecutivo ad una probabile contaminazione.

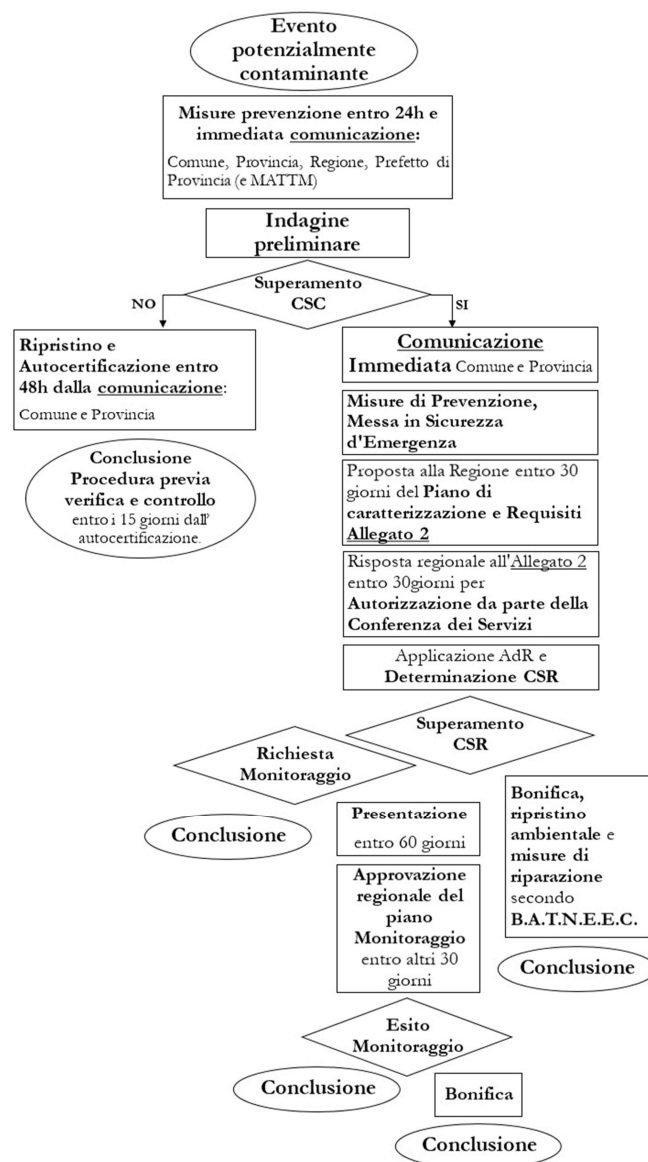


Figura 12 Procedimento ambientale in schema, secondo D.Lgs. n.152. Negli ovali l’inizio e la conclusione di un evento, nei rombi le condizioni (ramificate positivamente sulla destra) e nei rettangoli le azioni.

Al verificarsi quindi di un evento minaccioso, di qualsiasi origine compresa l’“individuazione di contaminazioni storiche che possano ancora comportare rischi di aggravamento della situazione di contaminazione” è necessaria l’immediata comunicazione agli enti

sopra elencati evitando una sanzione da 1000 a 3000 euro per ogni giorno di ritardo (art. 304 D. Lgs.152) per mancata prevenzione.

Per la rete di distribuzione carburanti si applicano le procedure semplificate di cui all'articolo 252, comma 4 e 242-bis. L'iter semplificativo si applica “per i siti di ridotte dimensioni oppure per eventi accidentali che interessino aree circoscritte, anche nell’ambito di siti industriali, di superficie non superiore a 1000 metri quadri”. Per questi siti l’Allegato 4 descrive il piano di Caratterizzazione e gli eventuali interventi in caso di rilascio di contaminanti pur confermando “l'obbligo di adottare le misure di prevenzione, messa in sicurezza e bonifica delle acque di falda, se necessarie”.

Qualora i soggetti responsabili della contaminazione non provvedano alla bonifica e al ripristino ambientale questi sono realizzati d'ufficio dal Comune, e ove questo non provveda, dalla Regione avvalendosi anche di altri soggetti pubblici o privati.

1.2.1 Analisi di Rischio

L'analisi di rischio è descritta negli Allegati 1 e 2 alla parte IV del decreto 152, ed in particolare l’Allegato 1 definisce “i criteri minimi da applicare nella procedura di analisi di rischio inversa che verrà utilizzata per il calcolo delle CSR, cioè per definire in modo rigoroso e cautelativo per l’ambiente gli obiettivi di bonifica aderenti alla realtà del sito” secondo i criteri di accettabilità del rischio cancerogeno.

Nell’AdR è costruito il “Modello Concettuale del Sito” (MCS) che ricostruisce le relazioni esistenti tra sorgente, contaminanti indice, vie e modalità di esposizione e ricettori finali [21]. La sorgente è la matrice ambientale oggetto di contaminazione, di conseguenza sono scelti i contaminanti indice secondo l’Allegato 1 alla parte IV del D.Lgs. n.152.

I ricettori “umani” e “ambientali” rappresentano i bersagli che subiscono la contaminazione attraverso le “vie d’esposizione” come ad esempio suolo e/o acqua superficiali e profonde e porzioni di ambiente aeriforme aperto o confinato. Le modalità di esposizione variano a seconda del tipo di bersaglio e dalla manifestazione avvenuta.

La tabella 1 nell’ Allegato 5 parte IV del D.Lgs. 152 disciplina le CSC nel suolo per 97 sostanze e 2 tipi di uso del suolo: verde pubblico/privato e residenziale (colonna A) e commerciale/industriale (colonna B), quest’ultima con valori più elevati.

Nel caso oggetto di studio (cfr. paragrafo 1.3) si confrontano sia gli analiti BTEX e IPA (19→23) sia gli idrocarburi leggeri e pesanti (94-95).

La CSR costituisce nel livello 2 del Risk Based Corrective Action (RBCA) l'obiettivo di bonifica. Stabilito il criterio di tollerabilità, si stima prima la concentrazione nel punto di esposizione, e poi, attraverso formule analitiche (Appendice Q), valide per mezzi omogenei e isotropi, quella nel punto della sorgente; si tratta quindi di un calcolo in modalità inversa.

1.2.2 Attività di Bonifica

L'attività di bonifica prevista da normativa secondo il diagramma di flusso (Figura 12) ha l'obiettivo di ripristinare le condizioni ambientali riducendo le concentrazioni degli inquinanti attraverso processi chimici, fisici e biologici. Ciascuna azione di bonifica risulta efficace se la scelta d'intervento tiene conto sia delle caratteristiche dell'area da bonificare che dei contaminanti.

I trattamenti di bonifica si differenziano in base alla modalità con cui avvengono, ovvero "In situ", "On situ" e "Ex situ", rispettivamente nella matrice inquinata, al di fuori di essa con successivo reintegro, o con asportazione e smaltimento della stessa.

Data l'elevata corrispondenza tra la sorgente e il contaminante, ISPRA [22] individua le bonifiche in una matrice di screening qualificandole secondo tre livelli di idoneità (Buono, Medio, Ottimo). In Figura 13 è riportata parte della matrice di screening adatta ai suoli.

		Composti Inorganici							Composti Organici											Tempi	Necessità di manutenzione/ monitoraggio a lungo termine	Impatti a breve e lungo termine sulle risorse naturali	Applicabilità e limiti	Casi Studio	
		Arsenico	Cadmio	Cromo	Piombo	Mercurio	Zinco	Altri metalli e composti inorganici	Idrocarburi Aromatici	Idrocarburi Policiclici Aromatici	Idrocarburi Alifatici clorurati cancerogeni	Idrocarburi Alifatici clorurati non cancer.	Idrocarburi Alifatici alogenati cancer.	Nitrobenzeni	Clorobenzeni	Fenoli non clorurati	Fenoli clorurati	Ammine aromatiche	Filofarmaci	Diossine e furani					
Suolo, sedimenti																									
- trattamento biologico in situ																									
- Bioventing		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
- Bioremediation		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
- Phytoremediation		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
- trattamento chimico-fisico in situ																									
- Ossidazione chimica		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
- Ossidazione elettrochimica		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
- Separazione elettrocinetica		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
- Soil Flushing		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
- Soil Vapour Extraction		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
- Solidificazione/Stabilizzazione		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Giudizio		😊 = Buono							😐 = Medio							😞 = Basso									
Contaminanti trattati		Efficienza dimostrata							Limitata efficienza							Efficienza non dimostrata									
Tempi	suolo in situ	Meno di 1 anno							Da 1 a 3 anni							Oltre 3 anni									
	suolo ex situ	Meno di 0,5 anno							Da 0,5 a 1 anno							Oltre 1 anno									
	acque	Meno di 3 anni							Da 3 a 10 anni							Oltre 10 anni									
Necessità di manutenzione/ monitoraggio a lungo termine		Necessità di un basso grado di manutenzione							Necessità di un medio grado di manutenzione							Necessità di un alto grado di manutenzione									
Impatti a breve e lungo termine sulle risorse naturali		Bassi impatti sulle risorse naturali/Alta sostenibilità							Medi impatti sulle risorse naturali/Medi sostenibilità							Alti impatti sulle risorse naturali/Bassa sostenibilità									

Figura 13 Matrice di screening per bonifiche dei suoli, ISPRA [22].

Si elencano le tecniche di bonifica destinate ai terreni più o meno profondi, delle quali sono presentate le caratteristiche secondo quanto riportato dal Ministero dell'Ambiente [23] [24]:

- Scavo e Smaltimento, rimozione suolo- (SSR)- Ex situ;
- Estrazione di Vapori dal Sottosuolo- Soil Venting (SVE)- In situ, chimico-fisica;
- Stimolazione biologica attraverso ventilazione- Bio Venting (BV)- In situ, biologico;
- Stesura su letto drenante di strato inquinato- Landfarming (LF)- On situ, biologico;
- Stesura su letto drenante di strato inquinato e successiva copertura impermeabile- Bio Pile (BP)- Ex situ, biologico;
- Adsorbimento di contaminanti- Soil Washing- On situ, Ex situ, chimico-fisico;
- Riduzione della mobilità dei contaminanti- Solidificazione/Stabilizzazione (S/S)- In situ, Ex situ;
- Pump & Treat (P&T)- On situ, chimico-fisico;
- Insufflaggio d'aria in pressione in pozzi nella zona contaminata- Air sparging (AS)- In situ, chimico-fisico;
- Insufflaggio d'aria o d'ossigeno a bassa pressione- Biosparging (BS)- In situ, biologico.

Si rimanda alla letteratura l'approfondimento relativo alle tecniche di bonifica.

I costi medi di bonifica variano notevolmente a seconda del tipo di tecnologia adottata: il documento predisposto per la Toscana “Allegato di Piano 7-Bonifiche aspetti tecnici e progettuali” li riporta per tonnellata, ad esempio per la tecnica di Soil Venting sono identificati circa 30÷60 euro per tonnellata [25].

Si segnala inoltre lo strumento di calcolo Sustainable Remediation Tool (SRT) che integra l'aspetto economico a quello ambientale per un'azione di bonifica. Il software effettua un'analisi costi-benefici per individuare la migliore tecnologia da applicare al sito contaminato, quantificando le emissioni in atmosfera (CO₂, NO_x, SO_x, PM10) e l'energia totale consumata. Alistair Beames *et al.* studiano e confrontano, attraverso tale metodo, quattro tecnologie di bonifica per un sito contaminato, riscontrando notevoli divergenze nei risultati quando applicato un trattamento “Ex-situ” o “In Situ” [26].

1.2.3 Indagini ambientali per serbatoi distribuzioni carburanti

Nel paragrafo corrente viene rappresentata l'indagine ambientale in Valle d'Aosta in merito alla conduzione di serbatoi interrati. In particolare, ARPA Valle d'Aosta raccoglie dati su stoccaggi e punti vendita carburanti oltre alle procedure di sito contaminato attive o concluse nelle quali rappresenta il riferimento tecnico e operativo della Regione.

Le 94 stazioni di rifornimento sono distribuite in 41 Comuni su 74, situazione giustificata dalla distribuzione della popolazione.

Riguardo la tecnologia e l'anno di costruzione dei 467 serbatoi, le prime installazioni risalgono alla metà degli anni '50 per poi concentrarsi tra i '70 e '80. A partire dagli anni '90 il numero di impianti e serbatoi scende, infatti le installazioni nel nuovo millennio ammontano solo a 7, a cui si aggiunge un unico caso nel 2013. Negli anni '70 dunque si registrano le maggiori autorizzazioni per serbatoi interrati a mono parete. La maggior parte dei serbatoi hanno capienza di 10 m³, mentre quelli di piccola taglia, 3 m³, 5 m³ e 7 m³ ammontano a circa 50 unità ciascuno. La capacità massima riscontrata nei dati è di 30 m³.

I 94 impianti nel territorio sono divisi in Figura 14 in base alla caratteristica strutturale dei serbatoi.

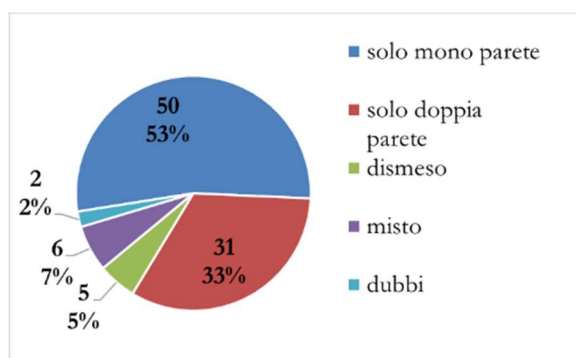


Figura 14 Caratteristiche costruttive serbatoi punti vendita carburante.

Il 53% dei punti vendita è costituito da serbatoi mono parete, il 33% è dotato di tecnologia a doppia camicia, mentre esistono casi costituiti da entrambe le soluzioni. In Tabella 9 si quantificano i serbatoi dei punti vendita carburanti.

Tabella 9 Diversificazione serbatoi nelle stazioni di rifornimento carburante.

Tecnologia/Stato	Numero serbatoi
Mono parete	257
Doppia parete	167
Dismesso	25
Dubbio	19

Nella categoria dei serbatoi di dubbia entità, 7 rientrano tra i risanati con metodo DOPA (Cfr. paragrafo 1.1.2), i restanti 12 non contengono informazioni se non l'azienda di appartenenza.

Nel 2009 l'ARPA aveva già condotto un'indagine relativa ai siti contaminati di questa categoria: in Figura 15 sono mostrati in rosso i luoghi con contaminazione avvenuta rispetto alla totalità dei distributori nella Regione (in giallo).

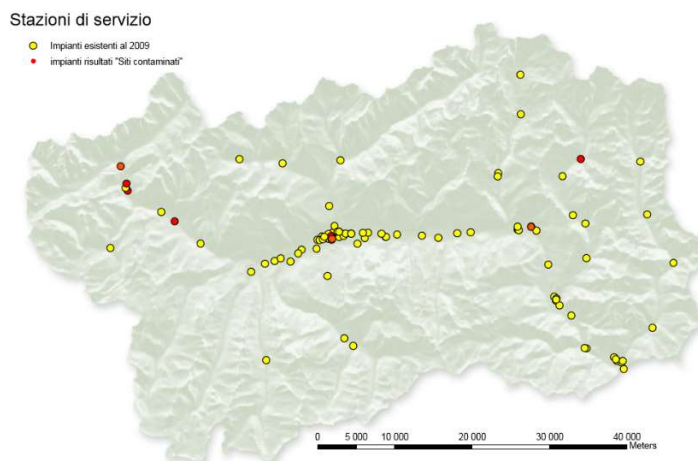


Figura 15 Stazioni di servizio, impianti esistenti al 2009 e Siti contaminati, ARPA VdA.

In definitiva, dei 35 siti sottoposti a indagine, 32 di essi hanno visto concludersi il procedimento ambientale come da Tabella 10.

Tabella 10 Indagini e risultati di procedimenti chiusi per stazioni rifornimento carburante.

Indagini concluse e risultati	Numero
Non contaminato dopo naturale attenuazione	0
Messa in sicurezza operativa	0
Non contaminato dopo misure di prevenzione	7
Bonifica	7
Non contaminato dopo analisi di rischio	8
Non contaminato (<CSC)	10
Totale Procedimenti/Casi conclusi	32

È da precisare che solo 10 siti su 32 non sono risultati contaminati poiché la caratterizzazione ha fornito concentrazioni nei suoli e/o nelle acque sotterranee inferiori alle CSC, mentre i restanti hanno subito operazioni di messa in sicurezza. Le matrici coinvolte nelle indagini ambientali sono riportate in Figura 16.

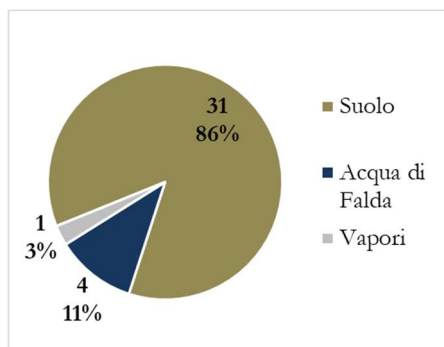


Figura 16 Matrici ambientali coinvolte nelle indagini ambientali nelle stazioni di rifornimento carburanti.

La contaminazione più frequente per questi impianti è nel suolo, segue l'acqua di falda anche associata a vapori. Generalmente, ad ogni sito contaminato corrispondono più matrici ambientali da bonificare. Tra le principali cause di contaminazioni ricorrono le rotture o danneggiamenti della cisterna e trafiletti di gasolio lungo le condotte interrate. Data quindi la posizione del sistema di stoccaggio e la vicinanza con la stazione di rifornimento, sospette forature e/o rotture devono essere prese in considerazione come evento critico e iniziatorio della contaminazione.

Le procedure giuridico-ambientali dei casi studiati hanno assunto tempistiche differenti: si passa da un tempo minimo di un mese a oltre un anno. Le stazioni di rifornimento, seppur compiendo la procedura semplificata (Cfr. paragrafo 1.2) risolvono raramente procedimenti nel breve termine, infatti, per la loro conclusione sono richiesti mediamente 31 mesi, in funzione della gravità della contaminazione e delle operazioni di ripristino dell'area.

In Tabella 11 sono quantificati i costi delle azioni di bonifica dei 7 casi della Tabella 10.

Tabella 11 Operazioni di bonifiche effettuate nei siti di contaminazione in punti vendita carburante. Nella colonna "Luogo" compaiono codici riferiti a Comuni, privi di tracciabilità. In colonna "Contaminazioni" sono inserite le matrici coinvolte nella bonifica: "GW" acqua falda, "Vap" vapori, "Soil" suolo.

Luogo	Durata procedura [mesi]	Attività bonifica	Costo Bonifica [k€]	Contaminazioni			Dismissione serbatoio
				GW	Vap	Soil	
#1	23	Rimozione	60			x	x
#2	55	SVE	94	x		x	x
#3	90	BV	134			x	x
#4	44	SVE	135	x		x	
#3	78	P&T, AS, BV, SVE	180	x	x		
#5	91	P&T	-			x	
#2	58	-	-			x	

Le attività di bonifica siglate in colonna tre fanno riferimento a quanto espresso nel paragrafo 1.2.2. Le operazioni di bonifica più onerose (130.000 € ÷ 180.000 €) per suoli e acque profonde, hanno coinvolto il procedimento ambientale più lungo. Il costo medio per bonifica è di circa 120.000 €.

I tre casi non ancora conclusi prevedono operazioni di bonifica come in Tabella 12 per acque profonde. Un caso dei tre elencati è in fase di monitoraggio (Cfr. Figura 12) a seguito di rilevazioni inquinanti nei suoli.

Tabella 12 Operazioni di bonifiche in atto nei siti di contaminazione in punti vendita carburante.

Luogo	Attività bonifica	Costo Bonifica [k€]	Contaminazioni	
			GW	Soil
#6	ripristino di condizioni redox nel terreno tramite installazione di calze filtranti con composti a lento rilascio di ossigeno	64	x	
#7	Rimozione terreni	85,5	x	x
#4	-	-	x	

1.2.4 Indagini ambientali per serbatoi di deposito e impianti

Per quanto riguarda la statistica dei siti contaminati di origine diversa da distributori carburanti, si fa riferimento alle informazioni catalogate da ARPA:

- Elenco depositi oli minerali attivi al 31 Luglio 2017;
- Elenco impianti uso privato attivi al 31 Luglio 2017.

Il primo database individua per ciascun impianto termico, il volume del serbatoio, il luogo d'installazione e il tipo di l'utilizzo, se "commerciale" o "privato". Il secondo elenco descrive quelli esclusivamente privati. Non sono disponibili informazioni sulle caratteristiche costruttive dei serbatoi. Le colonne destinate alla capacità del serbatoio permettono di scindere gli impianti termici dedicati al riscaldamento domestico da quelli usati per depositi commerciali: i primi sono intestati ad amministratori condominiali o enti comunali, mentre i secondi associati ad attività SPA/SRL/SNC. Gli impianti così individuati sono 74 nel privato e 22 per il commerciale.

Il caso studio presentato nel paragrafo 1.3 rientra in questa categoria di serbatoi, sebbene non sia certo l'inserimento dello stoccaggio all'interno dell'elenco dei depositi oli minerali. Certo, invece, è il contributo nell'indagine statistica di carattere ambientale.

I Comuni coinvolti nell'indagine su questi serbatoi sono 40, infatti più del 50% dei Comuni vedono installati nel proprio territorio serbatoi interrati. In Figura 17 è inserita la mappatura creata con software QGIS che evidenzia le capacità dei serbatoi.

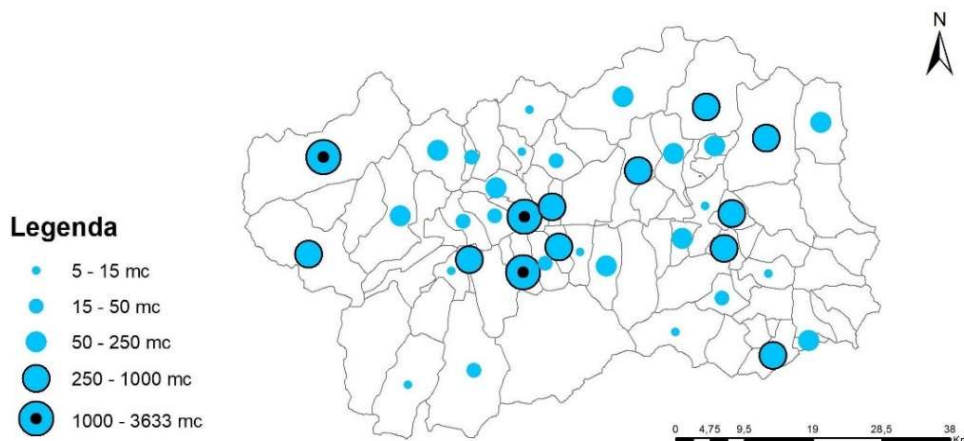


Figura 17 Collocazione serbatoi dall' elenco depositi oli minerali attivi e dall'elenco uso privato attivi datati al 2017.

Proseguendo l'analisi in merito ai siti contaminati si riporta un totale di 30 indagini, di cui 25 concluse come in Tabella 13.

Tabella 13 Indagini e risultati di procedimenti chiusi per siti commerciali e privati per riscaldamento.

Indagini concluse e risultati	Numero
Non contaminato dopo naturale attenuazione	0
Messa in sicurezza operativa	0
Non contaminato dopo analisi di rischio	3
Bonifica	3
Non contaminato (<CSC)	4
Non contaminato dopo misure di prevenzione	15
Totale Procedimenti/Casi conclusi	25

I Comuni coinvolti nelle indagini ambientali concluse sono 13, 14 se si include il Comune presso il quale sono ancora aperte le procedure. Si rappresentano in Figura 18 le matrici coinvolte nei siti indagati.

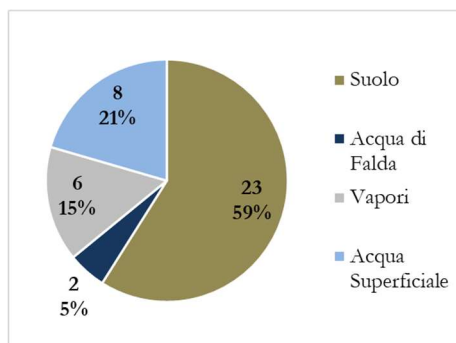


Figura 18 Matrici coinvolte nelle indagini ambientali di serbatoi ad uso riscaldamento per siti commerciali e privati.

Dall'esito delle analisi si afferma che il suolo è la matrice ambientale più interessata, infatti solo 2 casi dei 25 chiusi non hanno interessato il suolo. Per completezza si precisa che per ogni caso di contaminazione le matrici ambientali possono coesistere tra loro.

Alle cause elencate per le stazioni rifornimento se ne aggiungono una dovuta al danneggiamento del tank causato da incendio, ed una per malfunzionamento di impianto riscaldamento. Inoltre, analizzando i contaminanti indice delle indagini ambientali, si evince che nella maggior parte dei casi gli idrocarburi, il Benzene e il Toluene sono riscontrati nei torrenti o nelle falde.

La durata dei provvedimenti ambientali dipende dalla gravità delle contaminazioni e dalla natura del sito in cui sono avvenute: è di 11 anni la procedura che ha richiesto maggior tempo di risoluzione.

Si nota che nella maggior parte dei casi in Tabella 13 i procedimenti ambientali si risolvono senza giungere all'operazione di bonifica, questa infatti risulta necessaria solo in 3 casi su 25, o meglio in 4 su 30 se si considerano anche i provvedimenti tutt'ora aperti. In Tabella 14 sono rappresentate le informazioni relative alle attività di bonifica, mentre la Tabella 15 mostra l'azione in corso per i procedimenti aperti.

Tabella 14 Operazioni di bonifica in siti commerciali e privati per riscaldamento.

Luogo	Durata [mesi]	Attività bonifica	Costo Bonifica [k€]	Contaminazioni			Chiuso?
				GW	Vap	Soil	
#8	32	Rimozione BV+ SVE	49			x	x
#9	134	P&T	49,5	x	x	x	x
#10	129	SVE	197		x	x	x
#10	-	Rimozione sostituzione e capping	164			x	

Tabella 15 Procedimenti ambientali aperti in siti commerciali e privati. "P.d.C.N.A" identifica la Non Approvazione del Piano di Caratterizzazione, o lo Svolgimento di quest'ultimo (P.d.C.S.).

Luogo	Attività	Costo [k€]	Azione in corso	Contaminazione
				Soil
#9	trincea drenante	49,5	Monitoraggio	x
#11	-	-	P.d.C.N.A.	x
#3	-	-	P.d.C.S.	x
#2	-	-	P.d.C.N.A.	x

Considerando gli avvenimenti nel corso degli anni si può sostenere che 30 impianti ad uso riscaldamento sono stati soggetti a procedure ambientali a seguito di rilasci di carburante.

Dalla rielaborazione del materiale ricevuto da ARPA emergono dati relativi sia a serbatoi dedicati unicamente allo stoccaggio sia a quelli di imprecisata funzione.

1.2.5 Indagini ambientali per serbatoi ad uso stoccaggio e imprecisati

Le indagini ambientali per serbatoi di stoccaggio ed imprecisati sono tutte concluse tranne una di cui non si hanno informazioni. Gli undici casi conclusi sono riassunti in Tabella 16:

Tabella 16 Indagini e risultati di procedimenti chiusi per serbatoi ad uso stoccaggio ed altro.

Indagini concluse e risultati	Numero
Non contaminato dopo naturale attenuazione	1
Messa in sicurezza operativa	1
Non contaminato (<CSC)	0
Non contaminato dopo misure di prevenzione	8
Bonifica	0
Non contaminato dopo analisi di rischio	1
Totale Procedimenti/Casi conclusi	11

Nei casi sopra menzionati non sono state necessarie operazioni di bonifica poiché nella maggior parte di essi il sito risulta non contaminato dopo le misure di prevenzione.

Le matrici ambientali coinvolte sono riportate in Figura 19: anche in questo caso si esplicita che i casi di contaminazione aventi unica matrice inquinata sono 8, 2 per le acque in falda e 6 per suoli.

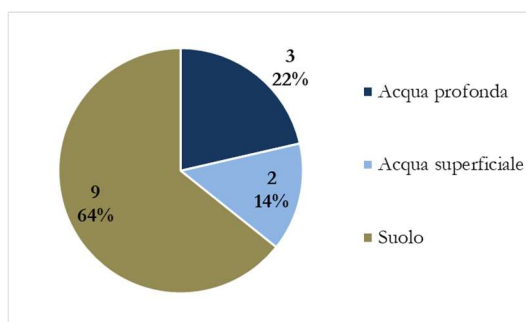


Figura 19 Matrici coinvolte nelle indagini ambientali per serbatoi uso stoccaggio ed altro.

1.2.6 Totalità dei risultati, statistiche e procedimenti ambientali

Riassumendo quanto riportato nei paragrafi precedenti, i procedimenti di sito contaminato per serbatoi interrati sono stati 68 nel periodo 1999-2018, ripartiti come in Figura 20.

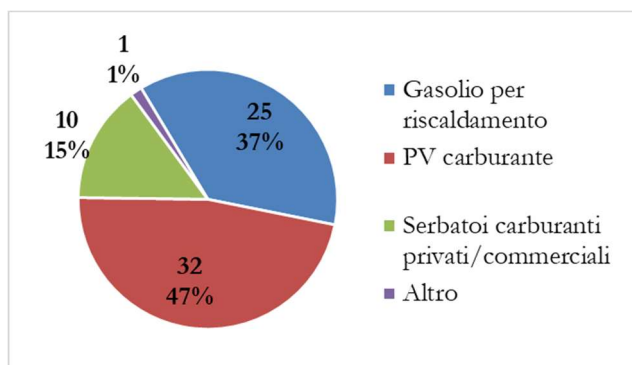


Figura 20 Procedimenti ambientali conclusi dovuti a rilasci di gasolio per diversi usi.

Tra i serbatoi sottoposti ad indagini ambientali, quelli installati per i punti vendita carburanti e ad uso riscaldamento sono tra quelli che più conducono ad operazioni di bonifica. I risultati delle procedure ambientali concluse sono rappresentati in Figura 21.

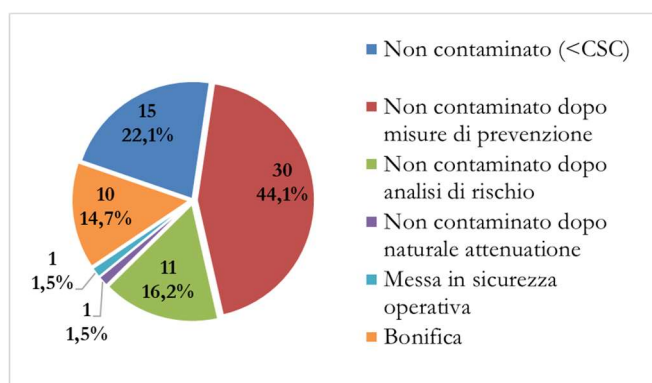


Figura 21 Esiti delle indagini ambientali regionali per serbatoi di gasolio ad uso differenti.

Dal grafico si evince che dei 68 casi totali il 44% risulta non contaminato dopo le misure di prevenzione, il che permette di essere “positivi” in merito alle azioni e alla tecnologia a disposizione per le attenuazioni, tuttavia i casi destinati alla bonifica non sono esigui, stando a indicare la natura “malsana” dei serbatoi nella tecnica costruttiva.

Il suolo è quello che maggiormente è colpito da inquinanti (72%), fanno seguito le acque superficiali e profonde. I vapori incidono se associati alle altre matrici come evidenziato nell'Figura 22.

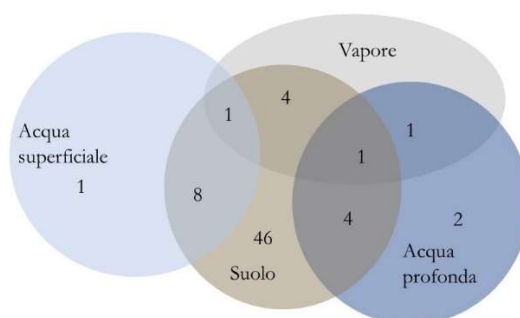


Figura 22 Matrici coinvolte nelle analisi ambientali concluse.

Le indagini svolte in Valle d'Aosta restano comunque circoscritte poiché riferite ad una zona limitata nel territorio italiano. Constatato il difficile reperimento dati per serbatoi installati nel territorio nazionale, nel lavoro di tesi, non sono stati trattati altri stoccaggi interrati.

Lo studio di Wu Qiong WU et al. "Current situation and control measures of groundwater pollution in gas station" [27] riporta per l'Europa e per l'America rispettivamente 24.200.000 e 500.000 sversamenti da serbatoi punti vendita carburante, mentre in Cina il 40% di essi è stato sottoposto ad indagini ambientali per probabile contaminazione. Secondo lo stesso articolo, in Pennsylvania, in Francia, Ungheria e Repubblica Ceca è più solita la conduzione di un serbatoio oltre i 15 anni di esercizio, aumentando così la probabilità di causare rilasci, piuttosto che la sostituzione con dei nuovi a tecnologia più efficiente. Infatti in Cina, i serbatoi sono principalmente a singola camicia di spessore 5 mm e dotati nel 17,7% dei casi di vasche contenimento, mentre il serbatoio a doppia parete costituisce solo il 3,75% del totale [27]. Nel 2012 in America avviene il passaggio dal concetto di "supervisione" a quello di "manutenzione" a seguito dei 502.000 rilasci in suoli e acque profonde [28]. I serbatoi, ormai obsoleti, erano basati sulle tecniche costruttive precedenti all'88 e descritte dall'EPA (Environment Protection Agency), la quale registrava il 10%÷30% delle perdite da 3,5 milioni di serbatoi interrati [29]. Sempre nel 1988, la Germania ha richiesto l'uso di doppi serbatoi come strutture di stoccaggio sotterraneo per la prima volta, per cui poi l'Europa nel 2003 getta le basi per la costruzione della normativa UNI 12285 citata nel par. 1.1.2. La Figura 23 mostra la rimozione di un tank interrato in pessime condizioni.



Figura 23 Dismissione con rimozione di un serbatoio [28].

1.3 Caso studio

Se il rilascio di gasolio resta la principale causa di inquinamento di suolo e falda acquifere, non da meno è da considerare l'emissione di gas serra dovuta alla sua combustione. Il gasolio è inoltre, a breve distanza dal GPL, il secondo combustibile più caro per il riscaldamento.

La sostituzione massiccia di impianti a combustione di questo tipo nel contesto regionale comporterebbero quindi vantaggi economici ed ambientali: il caso studio vuole verificare l'efficacia di tale intervento.

La struttura in esame è collocata in una valle tributaria della Dora, in un Comune al quale è associata una zona climatica F con circa 4500 gradi giorno. In Tabella 17 sono indicate le condizioni climatiche del Comune valdostano, quali Temperatura di progetto, gradi giorno (GG) ed estensione della stagione di riscaldamento.

Tabella 17 Dati climatici relativi al Comune sede dell'edificio analizzato.

Temperatura esterna di progetto [°C]	Gradi giorno [GG]	Stagione di riscaldamento [giorni]
-20	4500	199

Ulteriore attenzione è posta sugli involucri edilizi delle residenze montane (117.293 unità) da quanto riportato sul censimento 2011: il 28% delle abitazioni è stato costruito prima del 1945, il 42% tra il '45 e gli anni '80, un 21% entro il 2000 e una quota inferiore al 10% realizzata dopo il 2001 [30]. La Valle d'Aosta rappresenta la Regione italiana con la più alta percentuale di edifici non occupati, il 50%; ciò significa che la metà delle strutture esistenti non sono soggette a cure o azioni di riqualifica edilizia.

Il fabbisogno energetico degli edifici collocati in Valle d'Aosta è descritto nel Monitoraggio del P.E.A.R. in funzione dei gradi giorno e dalla destinazione d'uso degli stessi. Questa trattazione sarà utile alla verifica del fabbisogno effettivo dell'edificio calcolato tramite software e rappresentano nel capitolo 3 dei risultati.

Le motivazioni che hanno portato l'indagine su questo caso sono state:

- collocazione del Comune in Valle d'Aosta, Regione partecipante al progetto G.R.E.T.A con A.R.P.A;
- edificio soggetto a sversamento accidentale di gasolio avvenuto nel 2009 di una quota imprecisata di combustibile;
- impianto termico della struttura attualmente alimentato a gasolio;

- disponibilità reperimento dati dell'edificio.

La struttura è stata oggetto di sopralluogo; sono state raccolte informazioni rispetto alla volumetria, destinazione delle aree e identificazione del luogo di rilascio del combustibile. In particolare, di seguito si fa riferimento alla struttura edilizia attuale, all'impianto in funzionamento, e allo sversamento verificatosi.

1.3.1 Struttura edilizia

La documentazione cartacea consultata durante il sopralluogo, e poi scrupolosamente riprodotta e protetta, ha riguardato il computo volumetrico dello stabile e le connesse relazioni tecniche.

L'edificio subisce un primo ampliamento nel 1988 pari al 20% rispetto alla volumetria preesistente di 1518 metri cubi. La nuova struttura di circa 1820 metri cubi vede realizzarsi di [31]:

- una camera privata e relativo servizio igienico per il personale dell'albergo, un locale dedicato alla lavanderia, ed un deposito sci collocati nel seminterrato;
- la costruzione di un montacarichi elettrico di collegamento tra la sala da pranzo e la sottostante cucina;
- la costruzione ex-novo dell'intero secondo piano;
- la realizzazione di un minialloggio nel sottotetto per la famiglia che gestirà la struttura.

Le zone dedicate alla ristrutturazione sono specificate poiché rilevanti nella definizione delle zone termiche nei capitoli successivi. Sono riassunte in Tabella 18 le aree lorde dell'edificio.

Tabella 18 Dati geometrici dell'edificio.

Caratterizzazione Edificio	Area lorda [m²]	Volume lordo [m³]
Seminterrato	229,68	551,92
Piano rialzato	160,84	520,83
Primo piano	127,78	319,44
Secondo piano	127,78	319,44
Sottotetto	128,60	168,59

Date le innumerevoli incongruenze riscontrate nella documentazione fornitaci, i valori delle aree trascritte in tabella sono calcolati incrociando il computo metrico esistente dell'edificio risalente al 1988 e la riproduzione dei rilievi su software AUTOCAD. I volumi in ultima colonna fanno riferimento alla scheda tecnica sopra citata, considerando cioè le altezze effettive dei soffitti per ambienti sullo stesso piano.

Di seguito (Figura 24) si riporta il prospetto nord dell'edificio.



Figura 24 Prospetto Nord edificio simulato, corrispondente ad una struttura tipo in Valle d'Aosta.

Il piano rialzato in Figura 25 costituisce la zona termica di riferimento attraverso cui saranno spiegate le modellazioni nel software CENED+2.0 (Cfr. paragrafo 2.1.2).

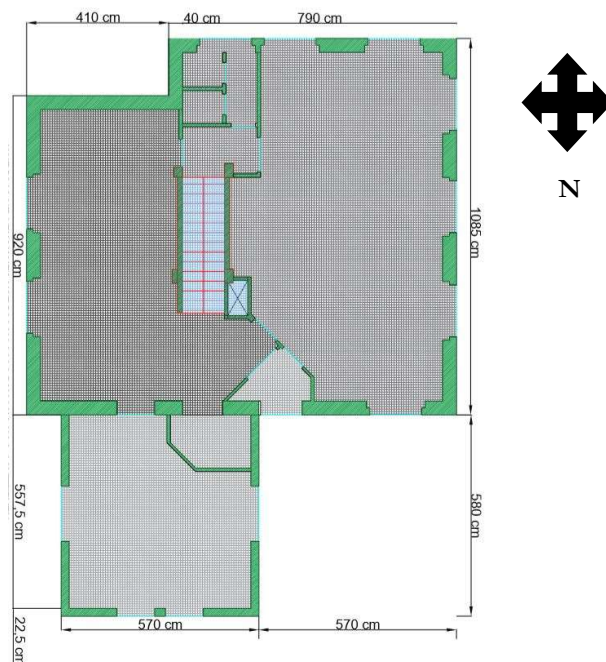


Figura 25 Piano Rialzato dell'edificio, modellato secondo Zona Termica.

Il piano rialzato della Figura 25 vede le pareti perimetrali in verde, e gli ambienti simulati su software nelle tonalità del grigio (Cfr. Tabella 25). La zona centrale relativa alle scale e al montacarichi (in azzurro) non è conteggiata tra le aree riscaldate della struttura. Si notano le pareti verticali esterne dell'estruso spesse di 22,5 cm mentre le restanti da 40 cm.

L'area in grigio della Figura 26 è la zona termica “seminterrato”, circondata dalle superfici non riscaldate e quindi non simulate nel software (in bianco).

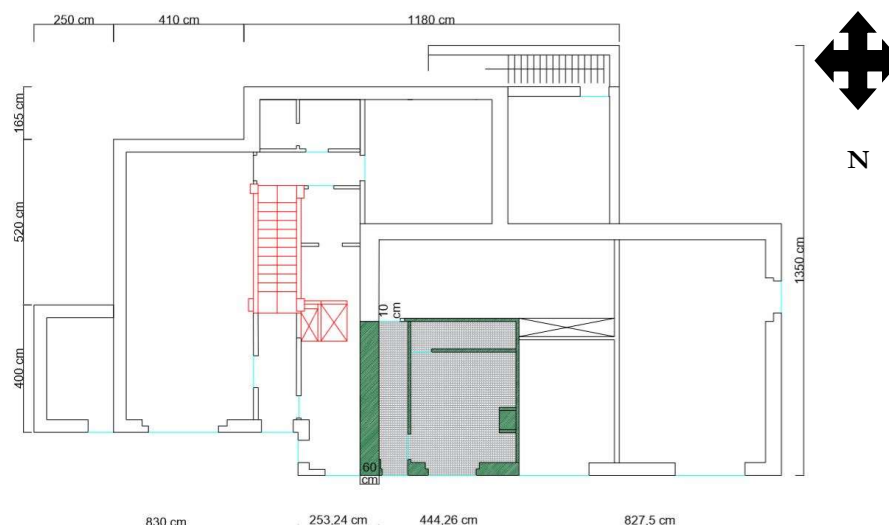


Figura 26 Piano Seminterrato dell'edificio. In grigio l'ambiente riscaldato simulato come Zona Termica, in verde le pareti disperdenti verso esterno e ambienti non climatizzati

È utile esplicitare i confini della porzione riscaldata del seminterrato (Cfr. Tabella 29):

- parete (di spessore tipico da muro interno, 10 cm) sud e ovest con un'area non riscaldata;
- parete perimetrale nord spessa 40 cm, anche dotata di porta d'ingresso e finestra;
- parete est, adiacente a luogo non riscaldato, con spessore di 60 cm.

1.3.2 Impianto termico

L'impianto di generazione del calore è costituito da:

- caldaia a condensazione a gasolio Viessmann tipo TX3A da 90 kW nominali [32], [33];
- stufa a pellet “Grecale” da 5,5 kW nominali [34];
- stufa a pellet “Vulcanica all stone” da 14 kW nominali [35].

Le stufe, collocate nel piano rialzato dell'edificio, sono indipendenti dal sistema a gasolio. La caldaia centralizzata a gasolio, posizionata nel locale “Centrale Termica” nel seminterrato, costituisce il sistema principale di generazione del calore per i sistemi di riscaldamento e di acqua calda sanitaria (ACS).

Il combustibile fossile è stoccato in un serbatoio interrato d'accumulo da 8 m³ direttamente collegato alla centrale. L'accesso per il rifornimento del combustibile avviene tramite botola posizionata sul piano campagna.

Il sistema di riscaldamento dell'acqua sanitaria necessita dell'installazione di un serbatoio di accumulo per ottimizzare l'accoppiamento domanda-offerta dell'energia, in questo caso un serbatoio da 1000 litri "Solar Cell" con coibentazione in poliuretano espanso [36].

Il sistema di generazione a gasolio è direttamente accoppiato al sistema di distribuzione ed emissione del calore senza l'utilizzo di serbatoi tampone. La schematizzazione del sistema edificio-impianto è descritta dalla normativa UNI 11300-1 [37]. La Figura 27 è utile per la comprensione della zonizzazione implementata sul software e per il dislocamento del sistema di emissione nella struttura.

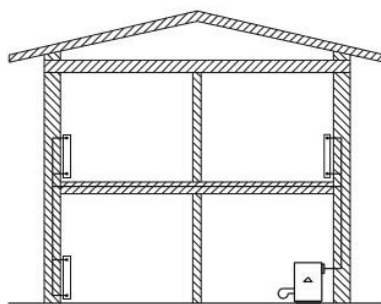


Figura 27 Edificio costituito da unico fabbricato servito da un impianto centralizzato; figura 2, capitolo 7 "Zonizzazione e accoppiamento termico tra zone", UNI 11300-1 [37].

I terminali di riscaldamento utilizzati sono radiatori ad alta temperatura, con almeno uno in ogni stanza.

I sistemi di emissione, distribuzione e generazione saranno descritti in dettaglio nei capitoli successivi. La Figura 28 vede raffigurati i componenti dell'impianto in centrale termica attualmente installato.



Figura 28 Impianto termico attualmente installato. In primo piano si vede la caldaia a gasolio, sullo sfondo il serbatoio di stoccaggio dell'acqua calda sanitaria e la suddivisione in reti di distribuzione ai vari piani dell'edificio.

1.3.3 Sversamento accidentale di gasolio

Come evidenziato in premessa, nel Novembre 2009 si è verificato uno sversamento accidentale di gasolio di un quantitativo non precisato. Il rilascio, avvenuto durante il rifornimento del serbatoio interrato, non aveva interessato le matrici ambientali ma solo alcune zone limitrofe al punto di rilascio. Esse sono state prontamente oggetto di rimozione e posa in opera di materiale assorbente al fine di risolvere l'incidente. Un anno dopo l'accaduto, nel 2010, al persistere degli odori di idrocarburi nella zona interrata della struttura, fu comunicato un potenziale superamento delle concentrazioni soglia di contaminazione, che le indagini ambientali preliminari individuarono effettivamente per la matrice suolo. Accertato il superamento si valuta l'eventuale opera di bonifica. In Figura 29 si ripercorre la procedura secondo normativa [20] intrapresa dal proprietario e dagli Enti coinvolti al fine del risanamento ambientale.

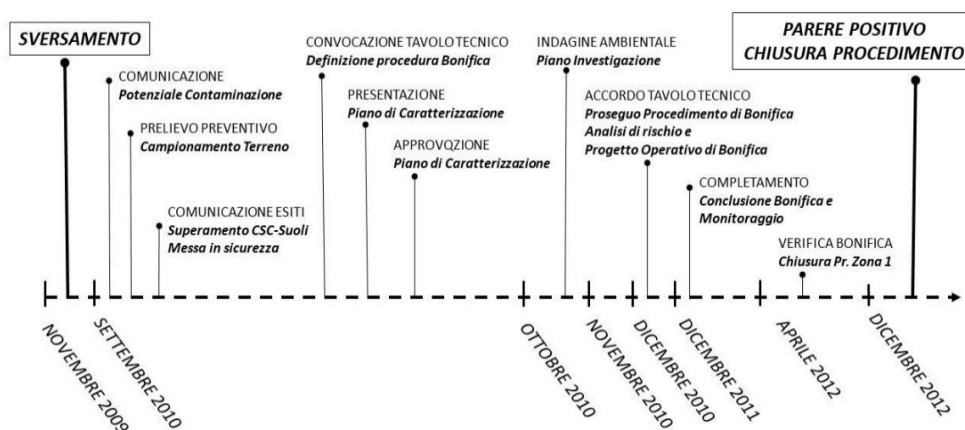


Figura 29 Iter di bonifica per il caso studio.

Gli esiti delle indagini preliminari, riferite alle limitazioni in colonna A della tabella 1 dell'allegato 5 alla parte IV del decreto D.lgs152, evidenziarono alcuni superamenti delle CSC per idrocarburi leggeri ($C \leq 12$) e pesanti ($C > 12$) nella matrice suolo, mentre non si riscontrarono superamenti per i BTEX e gli IPA.

Si riporta in Figura 30 lo schema del Modello Concettuale (Cfr. paragrafo 1.2.1) così come costruito nell'Analisi di Rischio del 2011 [38] e studiato nel lavoro di tesi.

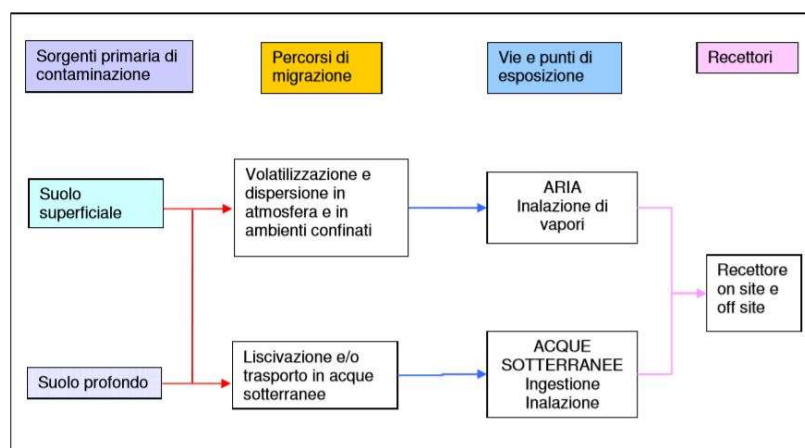


Figura 30 Modello Concettuale del caso studio, “Analisi di Rischio e Progetto Operativo di Bonifica”, [38].

A seguito della costruzione del modello concettuale si prosegue con l'applicazione dell'Analisi di Rischio di Livello 2 e la definizione delle CSR. In definitiva si riportano in Tabella 19 gli obiettivi di bonifica.

Tabella 19 Obiettivi di bonifica del caso studio, ottenuti a seguito dell'Analisi di Rischio.

Suolo	Dove	Verifiche	Obiettivi di bonifica sito-specifici [mg/kg _{s.s.}]
Profondo	PZ1	Idrocarburi leggeri	13,328
	PZ2	Idrocarburi pesanti	41,022
	M1	Idrocarburi pesanti	53
Superficiale	PZ1	Idrocarburi leggeri	9368,309
	PZ1-PZ3	Idrocarburi pesanti	6752,97

Le operazioni di bonifica condotte consistono nella “rimozione e messa in sicurezza in discarica dei terreni contaminati” per i suoli superficiali della ZONA1, e operazioni di “Soil Vapor Extraction/Bioventing” con filtri a carboni attivi per i suoli profondi della ZONA2. I costi relativi a bonifiche e al monitoraggio post operam ammontano come da Tabella 20:

Tabella 20 Costi di bonifica del caso studio.

Azioni	Costi [€]	
	ZONA1	ZONA2
Bonifica	25.000	8500
Controllo Post Operam	2000	4700
Progettazione	1800	
Relazione lavori	2500	
Totale	49.000	

I costi sopra descritti dimostrano che il ripristino delle condizioni ambientali diventa dispendioso in un sistema di riscaldamento alimentato a combustibile liquido: è marcata la necessità di convertire gli impianti termici fossili in rinnovabili soprattutto in luoghi privi di metanizzazione e/o rete GPL.

1.4 La soluzione proposta

Dati gli obiettivi climatici ed energetici del 2030 e 2050 [39] [40] la politica energetica dovrebbe incoraggiare la riduzione dei costi delle tecnologie rinnovabili, adatte e competitive, per ciascun settore specifico. Il caso studio fa riferimento al settore residenziale, la cui particolare esigenza è quella di usufruire e stoccare energia termica in loco.

Lo studio condotto dall' HEPA [41] riporta quanto emerso dall'agenzia di consulenza Ecofys: la soluzione rinnovabile a pompa di calore in questo settore porterebbe alla riduzione del 47% delle emissioni di GHG entro il 2030, e allo stesso tempo del 25% per il fabbisogno energetico rispetto ai livelli odierni.

L'HEPA al 2014 quantifica il vantaggio economico dell'impiego di pompe di calore rispetto ai sistemi a combustione calcolando la differenza tra il Fattore di Prestazione Stagionale (SPF) della pompa di calore e il rapporto prezzo-energia della fonte termica da surrogare. In particolare, la sostituzione di impianti alimentati a gasolio (destinato a decrescere con stima 400-600 Mtoe al 2030 [41]) con pompe di calore diviene più proficua quanto più grande è la differenza tra SPF e il rapporto fra il costo dell'energia elettrica e quello relativo al gasolio. Secondo i valori registrati per il 2014 in Italia tale rapporto ammonta a 1,5, valore molto distante da quello massimo, valido per la Danimarca, e comunque al di sotto del valore medio europeo pari a 2.

Coerentemente con gli obiettivi di riduzione delle emissioni inquinanti e della dipendenza fossile per l'edificio in oggetto sono state ipotizzate due soluzioni a pompa di calore.

1.4.1 Tecnologia a pompa di calore

La tecnologia a pompa di calore permette l'estrazione di calore da una sorgente a bassa temperatura per trasferirla ad una a temperatura più alta grazie al contributo di energia elettrica o termica a seconda del tipo di macchina termica. Nel lavoro di tesi si fa riferimento ad una pompa di calore elettrica la cui energia è associata al lavoro di un compressore. Di seguito si esprime il primo principio per una macchina termica elettrica in condizioni stazionarie [42] dove Q_1 è il calore estratto dalla sorgente a bassa temperatura (T_1).

$$Q_1 + W_{el} = Q_2; [W]$$

Equazione 1

La macchina termica si distingue per il suo effetto utile: Pompa di calore (PdC) se l'obiettivo è riscaldare un ambiente, o frigorifera (F) per raffreddarlo come da Figura 31. La stessa macchina termica, se reversibile, può operare in entrambe le modalità.

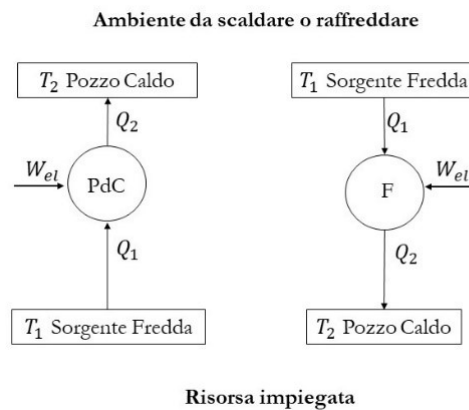


Figura 31 Macchine inverse: funzionamento stagione invernale ed estiva.

Il fluido che compie l'effetto utile è il fluido frigorifero, eventualmente composto in miscela, naturale e non, la cui caratteristica principale è la bassa temperatura di ebollizione. Il fluido deve essere inerte e stabile, compatibile con l'ambiente e con il lubrificante del compressore, non tossico o infiammabile [43].

Il ciclo termodinamico compiuto dal fluido frigorifero in condizioni reali è in Figura 32: il fluido evapora nell'omonimo scambiatore (4-1), e a seguito della compressione reale (1-2), cede calore al fluido termovettore nel condensatore (2-3). Infine, a seguito della laminazione in valvola (3-4), ritorna alla pressione dell'evaporatore per riprendere il ciclo.

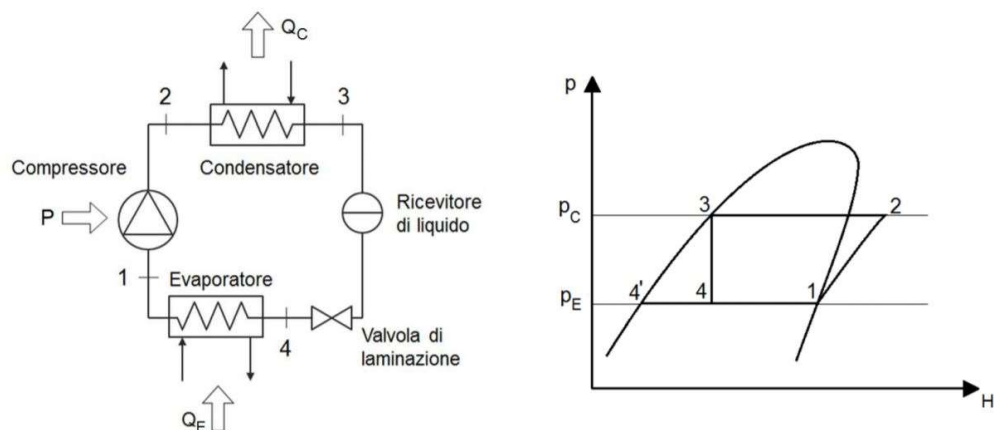


Figura 32 Ciclo termodinamico del fluido frigorifero. Impianto frigorifero a compressione [44].

Il coefficiente di prestazione reale della macchina termica in fase di riscaldamento è calcolato come segue e rappresenta l'efficienza di primo principio.

$$COP_{reale} = \frac{Q_c}{Q_c - Q_e}; [-]$$

Equazione 2

Il ciclo reale della pompa di calore si discosta da quello ideale a causa [45], [46]:

- della differenza di temperatura tra la temperatura di evaporazione/condensazione del fluido frigorifero e quella disponibile della fonte di calore/fluido termovettore;
- della compressione isoentropica non reversibile;
- laminazione del fluido frigorifero in valvola;
- dell'assorbimento elettrico di altri componenti;
- del rendimento del motore elettrico che aziona la pompa di calore.

Il coefficiente di prestazione ideale (COP_{id}) della macchina corrisponde a quello di un ciclo di Carnot inverso che opera alle stesse temperature di sorgente (T_1) e pozzo (T_2). Esso, descritto in normativa UNI 11300-4 [47] è il massimo teorico dalla macchina termica funzionante a quelle temperature.

$$COP_{id} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}; [-]$$

Equazione 3

Il COP ideale è legato al differenziale termico tra sorgente e pozzo come da Figura 33: questo aumenta man mano che la temperatura all'evaporatore cresce. Il COP ideale poi si riduce all'aumentare della temperatura del condensatore, tuttavia tale effetto diventa marginale alle basse temperature dell'evaporatore.

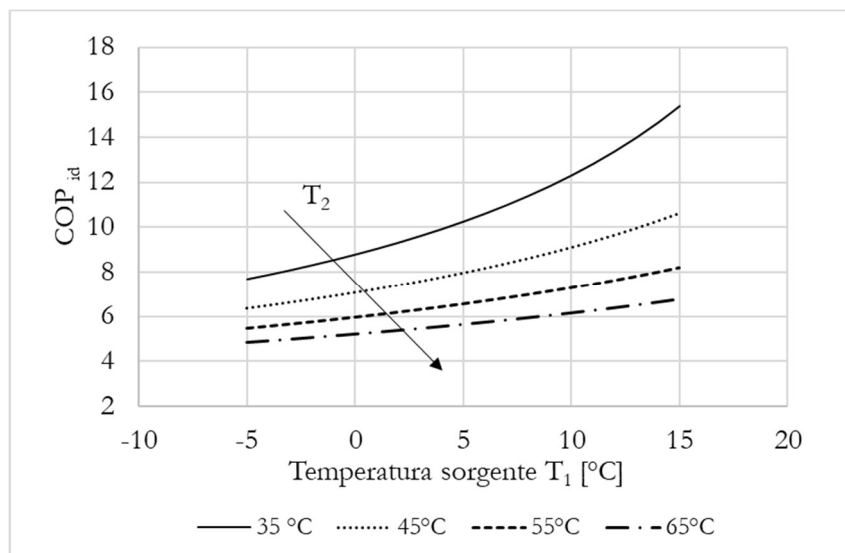


Figura 33 Andamento del Coefficiente di Prestazione ideale di una pompa di calore al variare della temperatura della sorgente T_1 e del pozzo termico T_2 .

Allo stesso modo il COP di lavoro di una pompa di calore dipende dalle temperature del ciclo; il costruttore fornisce i valori dell'efficienza per temperature del pozzo caldo T_2 .

Per completezza si scrive nell'equazione seguente l'efficienza di secondo principio definita da normativa UNI 11300-4 [47].

$$\eta_{II} = \frac{COP_{reale}}{COP_{id}}; [-]$$

Equazione 4

Nel capitolo 3 dei risultati si quantificano le grandezze fisiche sin ora espresse.

Le pompe di calore sono classificate in geotermiche, idrotermiche e aerotermiche se la risorsa termica è costituita da suolo, acqua o aria. Il valore del coefficiente di prestazione reale per pompe di calore aerotermiche e geotermiche (Figura 34), secondo l'articolo di Iain Staffell *et al.* [48] dipende dal delta ($T_2 - T_1$)

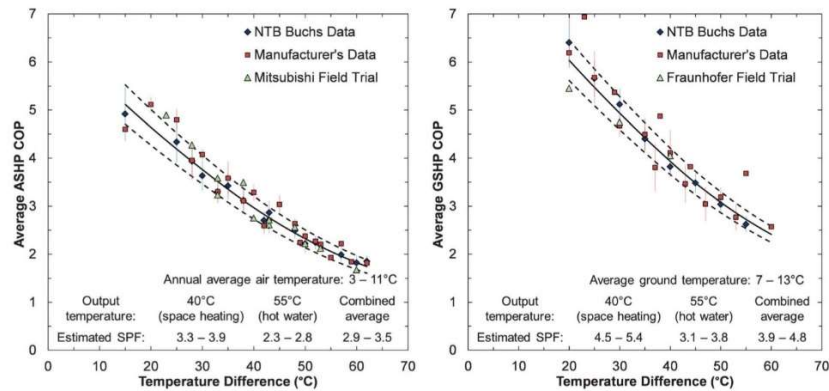


Figura 34 Valore medio del COP per pompe aerotermiche sulla sinistra e geotermiche sulla destra così come da articolo “A review of domestic heat pump” [48].

La temperatura della risorsa e quella esterna di progetto come da normativa UNI 5346 sono alla base per la scelta di impianti da installare in un determinato luogo.

Date le condizioni climatiche della Valle d'Aosta non si reputa attendibile l'applicazione di una pompa di calore aerotermica o idrotermica a causa:

- della temperatura minima di lavoro di una pompa di calore aerotermica, il cui valore è solitamente maggiore della temperatura di progetto (Cfr. paragrafo 3.1.1);
- COP per una PdC aerotermica varia tra 2 e 4 [49];
- riduzione del COP fino al 17% per PdC aerotermica se collocata in luoghi ad elevata Umidità Relativa ($UR > 80\%$) e per temperatura invernale dell'aria esterna di 0-6 °C [50];
- l'indisponibilità di una falda sufficientemente produttiva per lo sfruttamento con PdC idrotermica.

La sostituzione dell'impianto a gasolio prevede quindi una pompa di calore elettrica geotermica (Ground Coupled Heat Pump, GCHP), definita a bassa entalpia dal Decreto Legislativo n.22 dell'11 Febbraio 2010 [51] in modalità di riscaldamento, scelta avvalorata dal COP maggiore rispetto a quello ad aria. In particolare, il lavoro di tesi propone due soluzioni impiantistiche:

- applicazione di una pompa di calore geotermica diretta Variant Refrigerant Flow, VRF, (Conf.1, Figura 35);
- applicazione di una pompa di calore geotermica indiretta idronica, (Conf.2 Figura 35).

Si specifica che l'estrazione di calore (alla sorgente) e la cessione di questo (al pozzo) può avvenire direttamente se il fluido frigorigero compie/subisce l'azione o indirettamente se lo scambio termico ha luogo per mezzo di fluidi termovettori come rappresentato in Figura 35.

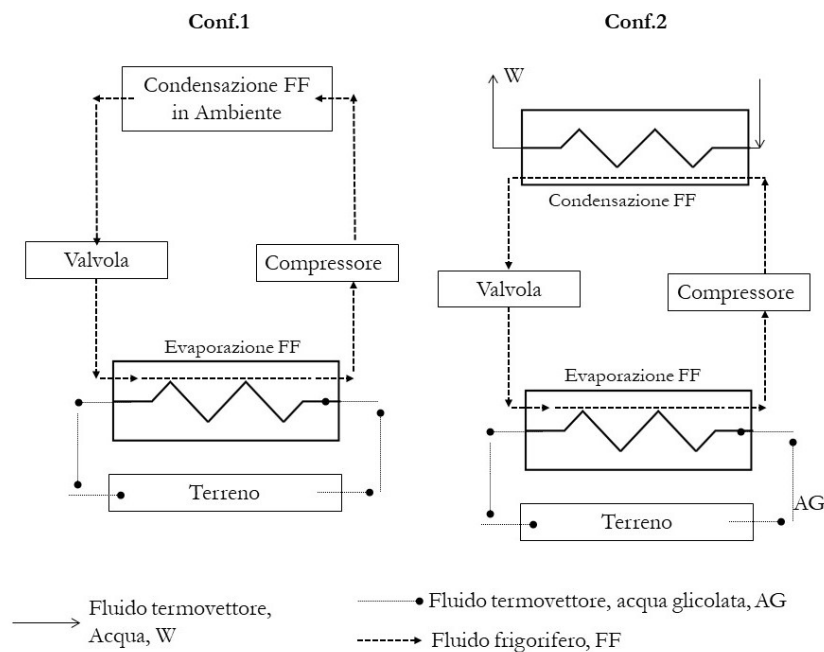


Figura 35 Configurazioni delle pompe di calore applicate, diretta (Conf.1) e indiretta (Conf.2).

L'estrazione del calore dal suolo, attraverso la circolazione di un fluido termovettore acqua o acqua glicolata, avviene nelle tubazioni inserite nel terreno. Le sonde, solitamente in materiale plastico ad alta densità, sono disposte verticalmente (Borehole Heat Exchangers BHE, a semplice U, doppia U o pali energetici) o orizzontalmente a circa 3÷4 m dal piano campagna, sebbene quest'ultima configurazione richieda grandi aree a disposizione data la bassa resa specifica (20÷30 W/m). Si parla dunque di sonde geotermiche a circuito chiuso.

I pozzi geotermici verticali raggiungono profondità elevate nel terreno (100÷200 m) causa del maggior costo d'investimento rispetto alla soluzione orizzontale. Nella metodologia applicata al lavoro di tesi si fa riferimento alla disposizione di sonde verticali (Cfr. paragrafo 2.2.1) per entrambe le soluzioni proposte. La lunghezza totale delle sonde, strettamente dipendente dal valore del COP di lavoro, è inserita nei paragrafi 3.2.1.2 e 3.2.2.2 dei risultati.

La soluzione indiretta affida all'acqua, il fluido termovettore, la distribuzione del calore all'interno dell'edificio: nasce l'esigenza di accoppiare il terminale alla temperatura del pozzo caldo scelta. Dati i COP maggiori per utenze a basse temperature ($\approx 40^\circ\text{C}$) si individuano i ventilconvettori e i pannelli radianti come erogatori. I sistemi idronici di emissione sono ampiamente discussi nel 3.2.1.3.

I sistemi Multisplit, tra cui quello a Flusso di Refrigerante Variabile (VRF), sono utilizzati in edifici commerciali o scuole/ospedali per tener conto delle diverse richieste di riscaldamento

degli ambienti. La configurazione tipica del sistema VRF include più unità interne collegate a un'unità di condensazione/evaporazione esterna.

I sistemi Multisplit solitamente identificano quelle pompe di calore la cui unità esterna è alimentata ad aria (Air Source Heat pump, ASHP), tuttavia lo studio di Jaedo Song *et al.* del 2010 [52], così come accade con i sistemi tradizionali ASHP e GSHP (Ground Source Heat Pump), riporta che il sistema multisplit GSHP ha un'efficienza maggiore rispetto a quello ASHP-VRF grazie alla temperatura meno variabile del suolo.

Negli ultimi anni, i costi in diminuzione e la crescente qualità delle apparecchiature VRF hanno portato a efficienze comparabili e persino superiori all'efficienza dei sistemi standard di sistemi GSHP [53]. La realtà di tali sistemi, grandemente diversificata e in continua evoluzione non rende facili i confronti e le valutazioni.

Nel lavoro di tesi infatti è stata individuata una sola commercializzazione VRF da parte dell'azienda LG-Mitsubishi: la pompa di calore, individuata come soluzione, è descritta nel catalogo come “Water-Source Heat Pump”, ovvero un sistema di estrazione del calore tramite un circuito chiuso immerso in acqua di falda, mare o lago. La guida all'installazione della PdC garantisce un funzionamento geotermico in pozzi verticali (Ground-Coupled HeatPump), applicato al lavoro di tesi.

La soluzione VRF, ampiamente diffusa in Cina con 899.930 unità vendute nel 2012 e 1.034.919 unità nel 2013 [41], vede il colosso asiatico nel 2016 come principale produttore nel mondo (54%) [54]. Il Giappone alimenta per il 50% i propri edifici commerciali di medie dimensioni con sistemi VRF [55], mentre l'America, interessata da qualche anno al sistema VRF, la impiega per il solo 3%. In Europa invece si contano 7,6 milioni di macchine VRF [53].

2 METODOLOGIA

Il presente capitolo, necessario per la definizione del sistema attuale e la successiva sostituzione con le soluzioni proposte, elenca in dettaglio le ipotesi e le equazioni dei metodi applicati per la determinazione dei fabbisogni energetici dell'edificio implementate dal software CENED+2.0, nel paragrafo 2.1, e per la definizione della lunghezza minima delle sonde quantificate con modello ASHRAE nel paragrafo 2.2.

Al fine di ottenere una determinazione corretta dei fabbisogni dell'edificio è stato condotto uno studio preliminare sul software CENED+2.0, il quale mette a disposizione esempi di edifici già modellati al fine di facilitare la comprensione del programma al certificatore. Nell'applicazione del caso valdostano, si fa riferimento a quanto compilato per il “Caso studio n.2-Albergo con piano interrato” [56].

A differenza di CENED+2.0 il metodo ASHRAE risulta di più semplice manipolazione poiché richiede un numero esiguo di parametri in input. Nel dimensionamento della sonda geotermica sono inserite analisi parametriche volte a minimizzare la lunghezza globale delle sonde.

2.1 Software cened+2.0

Il software, finalizzato alla Certificazione ENergetica degli Edifici, è gratuito come approvato dalla Giunta regionale lombarda con deliberazione del 17 luglio 2015, n.3868. Esso è costituito da una componente risolutrice detta “Motore” in grado di effettuare i calcoli energetici, ed una “Client” volta all'utente per l'inserimento dati nelle schermate.

CENED +2.0 è direttamente collegato al catasto lombardo pertanto il certificatore deve obbligatoriamente inserire “foglio” e “particella” dell'immobile al fine di ottenere l'Attestato di Prestazione Energetica (APE). Nel caso in esame le informazioni catastali simulate non identificano realmente la posizione geografica occupata dell'edificio, tuttavia è stata scelta una localizzazione con clima molto simile a quello del sito reale.

L'Attestato di Prestazione Energetica definisce la classe energetica dell'edificio generando in output un file .xml contenente parte delle grandezze intermedie utili per la descrizione energetica dell'edificio. L'iter di calcolo per l'APE è descritto nell'allegato H del Decreto Dirigente Unità Organizzativa Giunta Regionale 2456 dell'8 Marzo 2017 [57].

2.1.1 Collocazione e ipotesi caso studio

Per la creazione di un edificio da simulare, CENED+2.0 chiede al certificatore di indicare la “localizzazione” e le “informazioni per il calcolo” specifiche per il caso studio.

2.1.1.1 Localizzazione

Nell’ottica di determinare i fabbisogni energetici dell’edificio è stata individuata nel database una località lombarda con caratteristiche climatiche simili a quelle relative al Comune valdostano, oggetto di studio. I parametri valutati sono la temperatura esterna di progetto e i gradi giorno, utili a definire l’estensione della stagione di riscaldamento.

La Tabella 21 sintetizza questi dati per Livigno, Comune in cui si colloca virtualmente la struttura. Il software elabora i consumi dell’impianto termico ivi collocato secondo i dati climatici predisposti in “archivio software”-“dati climatici”.

Tabella 21 Dati climatici per il Comune di collocamento virtuale, Livigno.

Temperatura esterna di progetto [°C]	Gradi giorno	Stagione di riscaldamento [giorni]
-18,5	4648	199

La normativa utile al calcolo è la UNI 10349 [58], essa contiene le temperature medie mensili dell’aria esterna per i capoluoghi di Provincia italiani. L’archivio è costituito da dati prelevati direttamente dalla normativa per i Capoluoghi, mentre questi ultimi vengono adattati per i restanti Comuni come segue:

$$\theta_m = \theta_m^r - (z - z^r) \delta$$

Equazione 5

- θ_m^r , valore medio mensile da normativa UNI 10349;
- z , altitudine s.l.m. del Comune in oggetto di studio;
- z^r , altitudine s.l.m. del Capoluogo di riferimento;
- δ , gradiente verticale di temperatura pari a 1/178 [°C/m].

L’elaborazione dell’ Equazione 5 riporta le temperature come in Tabella 22.

Tabella 22 Temperature da simulazione Software.

Mese	°C Comune	°C Provincia
Gennaio	-9,08	-0,60

Mese	°C Comune	°C Provincia
Febbraio	-5,48	3,00
Marzo	-0,78	7,70
Aprile	3,02	11,50
Maggio	8,72	17,20
Giugno	12,02	20,50
Luglio	13,62	22,10
Agosto	12,52	21,00
Settembre	7,02	15,50
Ottobre	2,82	11,30
Novembre	-2,58	5,90
Dicembre	-7,88	0,60
Media annuale	2,83	11,31

Una volta definito l'andamento annuale del Comune lombardo di riferimento si confronta quest' ultimo, con quello del Comune in cui è collocato fisicamente l'edificio (Figura 36).

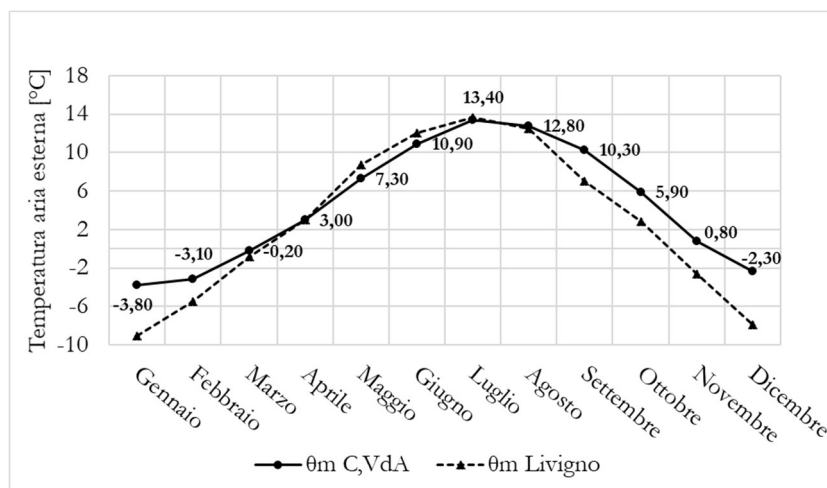


Figura 36 Comparazione temperature tra il Comune simulato (Livigno) e quello di reale collocazione impiantistica (C,VdA). Al Comune valdostano si etichettano le Temperature esterne dell'aria.

Il profilo termico di Livigno giace al di sotto della curva valdostana nei mesi invernali per cui l'edificio è simulato con temperature lievemente più rigide rispetto a quelle reali.

La temperatura degli ambienti interni massima è regolamentata dall'articolo 4 del decreto del Presidente della Repubblica del 1993 [59] in merito alla progettazione degli impianti termici: la temperatura di set point per le categorie diverse da E.8 nel periodo di climatizzazione invernale non supera il valore di 20°C (+2°C di tolleranza).

La temperatura di set point ($T_{\text{set point}}$) adoperata nel software dipende dalla destinazione d'uso principale della struttura creata, durante la simulazione essa resta costante e pari a 20°C.

2.1.1.2 Informazioni per il calcolo

Le informazioni per il calcolo costituiscono l'insieme dei metodi che CENED+2.0 è in grado di implementare durante una simulazione, se selezionate. La Tabella 23 mostra le indicazioni consigliate:

Tabella 23 Principali metodi di calcolo per simulazione software.

Metodo di Calcolo	Motivazione	
	Progettazione	Redazione APE
Capacità termica puntuale	Obbligatorio	Facoltativo
Entalpia puntuale	Obbligatorio	Facoltativo
Metodo analitico ZNC/Terreno	Obbligatorio	Facoltativo
Metodo tabellare distribuzione ACS	No	Solo se: <ul style="list-style-type: none"> • È un impianto autonomo • Non c'è accumulo • Non c'è ricircolo
Calcolo Ponti Termici e dispersioni su dimensioni lorde	Calcolo obbligatorio ma impostazione facoltativa	Calcolo obbligatorio ma impostazione facoltativa
Edificio senza impianto	Se l'edificio è totalmente sprovvisto di impianto termico	

Nel caso studio è simulata la struttura edilizia al fine di redigere l'APE, per cui facoltative risultano la maggior parte delle metodologie di calcolo, dunque non sono applicate la “capacità termica puntuale”, l’“entalpia puntuale” ed il “metodo analitico ZNC”.

Il mancato uso del metodo “capacità termica puntuale” permette di assegnare un valore di questa grandezza qualora non sia nota con esattezza la stratigrafia delle pareti dell'involucro. In questo caso si fa riferimento alle caratteristiche costruttive dell'edificio riportate nelle appendici D e H della procedura di calcolo [57]. I valori riportati nelle fonti precedenti hanno origine nella normativa UNI TS 11300-1.

Il metodo ad entalpia puntuale risulta necessario qualora l'impianto controlli l'umidità massica dell'aria dell'edificio e pertanto, nel nostro caso, non è utilizzato.

Il metodo analitico ZNC/Terreno qualora non selezionato fa riferimento alla procedura di calcolo (paragrafo 3.3.5.2) [57] per la determinazione del coefficiente di scambio termico verso il terreno.

Il “metodo tabellare distribuzione ACS” risulta inapplicabile in quanto una volumetria di accumulo è installata nell’impianto. Tuttavia, è necessario inserire nel motore di calcolo ulteriori dati in input relativi alle condotte di distribuzione idraulica, per le quali in assenza di dati progettuali precisi sono state fatte delle ipotesi.

La valutazione del fabbisogno energetico non tiene conto dei valori aggiuntivi dovuti alle dispersioni per i ponti termici generati o dall’accoppiamento di materiali diversi o dalle disomogeneità geometriche della struttura.

2.1.2 Involucro edilizio

La zonizzazione e l’accoppiamento termico sostenuto dal motore di calcolo è conforme alla normativa UNI 11300-1 in materia energetica [37] e prevede l’inserimento dei dati edilizi per ciascuna zona termica, Zt.

Si spiega l’iter eseguito per la compilazione dei dati edilizi prendendo d’esempio la creazione della zona “piano_rialzato” come in Figura 37.

Figura 37 Schermata software, Caratteristiche geometriche per zona termica.

La definizione delle zone termiche vede l’inserimento della destinazione d’uso così come prevista dalla normativa DPR 412/93 [59] per essere poi dettagliata inserendo una sotto-classificazione, in questo caso “ristorante”.

Sebbene la normativa UNI 11300-1 [37] dia la possibilità di unire i diversi ambienti in un’unica zona termica qualora questi non differiscano di 4°C per $T_{set\ point}$, si preferisce definire le specificità per ciascuna zona termica come da Tabella 24.

Tabella 24 Definizione geometrie le per zone termiche a cui è associata una destinazione d'uso (D.USO) con temperatura interna pari a $T_{\text{setpoint}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Zona termica	D.USO	Area netta [m ²]	Volume lordo [m ³]	Altezza netta media [m]	Volume netto[m ³]
Zt1: piano rialzato	E4.3	138,96	559,08	3,00	416,87
Zt2: primo e secondo piano	E1.3	211,98	700,77	2,40	508,74
Zt3: seminterrato	E1.1	18,99	61,70	2,60	49,37
Zt6: sottotetto	E1.1	42,51	140,28	2,20	93,52

I valori inseriti nella colonna “Volume lordo” sono differenti rispetto a quelli inseriti in Tabella 18 del Caso Studio 1.3 poiché:

- la zona termica “Primo e Secondo piano” corrisponde all’unione dei piani destinati alla zona notte;
- l’altezza media netta non corrisponde alla media delle altezze reali degli ambienti appartenenti ad una stessa zona termica;
- l’altezza subisce la maggiore variazione nel sottotetto data la presenza di un soffitto spiovente; questa è stata impostata in CENED+2.0 pari a quella massima di 2,2 m.

Una volta conclusa la fase di creazione delle zone termiche si procede con la definizione e associazione degli ambienti, portate e dispersioni, per ciascuna Zt. Il software necessita di almeno un ambiente e relativa portata d’aria per ciascuna zona termica.

I parametri che identificano un ambiente, oltre al nome inserito, prevedono la classificazione dell’ambiente secondo la destinazione d’uso, l’indice di affollamento e numero di occupanti, e dati geometrici in Tabella 25. Le grandezze non inserite sono riconducibili ai valori tabulati da normativa UNI 11300-1 [37] e dalla procedura di calcolo [57].

Tabella 25 Descrizione della geometria per gli ambienti nelle zone termiche: la somma dei volumi netti per ciascuna Zt è pari al valore inserito in Tabella 24. Inoltre, per la Zt2 le aree ed i volumi di una coppia bagno-camera sono ripetuti poiché riproduzione esatta del piano primo.

Zone termiche	Ambienti		
	Nome	Area netta [m ²]	Volume netto [m ³]
Zt1: piano rialzato	sala_pranzo	57,22	171,67
	bagni_sala_pranzo	7,70	23,09
	reception_bar_salalettura	74,04	222,12
Zt2: primo e secondo piano	bagno101	3,21	7,70
	bagno102	3,42	8,21
	bagno103	3,57	8,57

	bagno104	5,12	12,28
	bagno105	3,20	7,69
	camera101	13,24	31,77
	camera102	15,92	38,21
	camera103	15,48	37,15
	camera104	15,52	37,24
	camera105	14,91	35,79
	bagno201	3,21	7,70
	bagno202	3,42	8,21
	bagno203	3,57	8,57
	bagno204	5,12	12,28
	bagno205	3,20	7,69
	camera201	13,24	31,77
	camera202	15,92	38,21
	camera203	15,48	37,15
	camera204	15,52	37,24
	camera205	14,91	35,79
	corridoio_primo_piano	12,40	29,77
	corridoio_secondo_piano	12,40	29,77
Zt4: seminterrato	camera_privata_bagno e corridoietto	18,99	49,37
Zt6: sottotetto	soggiorno_camera_bagni	42,51	93,52

Come accennato in precedenza ad ogni ambiente è associata una portata la cui definizione può essere dovuta a ventilazione naturale, meccanica o legata alla compresenza delle due. Per comodità si dirà che per il piano rialzato sono inserite portate d'aria esterna nei periodi di riscaldamento, raffreddamento e non soggetti a climatizzazione.

Quindi, mentre l'intero edificio è stato modellato secondo un flusso d'aria naturale giunto dall'esterno, per soli due ambienti (bagni 105 e 205) non dotati di componenti vetrati, si adopera il ricambio d'aria con estrattori meccanici a portata di progetto fissa ($90 \text{ m}^3/\text{h}$) [60]. Il software calcola le portate in ingresso agli ambienti in entrambi i casi di ventilazione.

La difficoltà di calcolare le dispersioni termiche dell'edificio non deriva tanto dalla complessità dell'operazione quanto dalla quantità e particolarità dei dati: si parla di dispersioni trasparenti e opache. Le prime riguardano le superfici vetrate esistenti, le opache possono essere tanto perimetrali quanto adiacenti a zone non climatizzate o poste verso ambienti climatizzati a temperature diverse di set point.

Nella struttura modellata la temperatura di set point resta invariata in ciascuna zona termica al valore di 20°C (Cfr. paragrafo 2.1.1.1).

2.1.2.1 *Dispersioni Trasparente*

I serramenti nell'edificio sono finestre a doppio vetro nelle zone notte dedicate o agli ospiti o ai proprietari dell'hotel e doppie finestre a vetro singolo sulle pareti est e ovest del piano rialzato. Queste ultime sono simulate su software come serramenti in doppia camera per minimizzare le dispersioni da superfici trasparenti. La maggior parte della struttura simulata vede le componenti vetrate con tali caratteristiche:

- doppio vetro 4-12-4 con intercapedine ad aria, emissività vetro $\epsilon=0,89$, distanziatore in PVC;
- telaio in PVC, la cui trasmittanza termica è automaticamente inserita dal software;
- chiusura trasparente in legno 25÷30 mm a media permeabilità dell'aria, $\Delta R=0,22 \text{ m}^2 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1}$;
- schermatura solare esterna di tipo persiana in legno.

In Tabella 26 sono indicate le dimensioni-tipo per vetri e telai dei serramenti presenti nella struttura:

Tabella 26 Dimensioni-tipo e aree di serramenti a doppio vetro.

Dimensioni	Area vetro [m ²]	Area telaio [m ²]
0,7 x 0,7	0,36	0,13
1,0 x 0,8	0,63	0,17
1,0 x 1,00	0,81	0,19
1,0 x 1,10	0,9	0,2
1,5 x 1,10	1,4	0,25
1,5 x 1,20	1,54	0,26
0,8 x 2,00	1,33	0,27
1,0 x 2,00	1,71	0,29
1,5 x 2,00	2,66	0,34

Il software calcola quindi la trasmittanza totale del serramento basato sui valori della normativa UNI 11300-1 [37], tale valore resta pressoché costante pari a $2,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

L'installazione di serramenti a doppio vetro sui lati est e ovest dell'edificio sono considerate come azioni di efficientamento dell'involucro, quantificate nel capitolo dei risultati economici (Cfr. 3.3.1).

All'ingresso del piano rialzato è presente una superficie trasparente a vetro singolo con trasmittanza termica globale doppia rispetto alle precedenti ($5,25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) così simulata su CENED+2.0.

Ulteriore eccezione è costituita da due infissi a doppio serramento con vetro singolo (altezza 1,10 m) collocati sul prospetto nord del piano rialzato. Le trasmittanze termiche di questi componenti sono simili in valore e pari a $2,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, valore inferiore rispetto a quello modellato 4-12-4. La Tabella 27 elenca le dimensioni di tali strutture.

Tabella 27 Serramenti prive di doppio vetro.

Dimensioni [m] × [m]	Area vetro [m²]	Area telaio [m²]
1,2 × 2,00	2,09	0,31
1,1 × 1,10	1	0,21
1,60 × 1,10	1,5	0,26

I ponti termici vetro-telaio come detto in precedenza non sono stati considerati. I dati principali per il calcolo delle dispersioni vetrate si esaurisce con l’inserimento di ulteriori informazioni, ad esempio l’irraggiamento incidente (funzione dell’angolo di inclinazione e azimutale della superficie), l’albedo (considerato come “medio stagionale generico”), gli ombreggiamenti (non inseriti per semplificazione del calcolo), ed altri, qui non specificati.

2.1.2.2 *Dispersioni Opache*

Le superfici opache si distinguono in verticali e orizzontali: le superfici verticali costituiscono le pareti perimetrali e le superfici interne, mentre quelle orizzontali corrispondono ai solai interpiano. Le superfici inclinate delineano il tetto dell’edificio e appartengono alla classe “Coperture”.

Si inseriscono in Tabella 28 le strutture acquisite dall’archivio CENED+2.0 delle zone climatiche E ed F, classificate per verso di dispersione: Esterno (E), Terreno (T), Zona Non Climatizzata (ZNC), Ambiente Climatizzato interno all’edificio (AC).

Tabella 28 Strutture opache ipotizzate per la struttura edilizia.

Codice Archivio	Nome	Verso	Spessore [cm]	Trasmittanza [W/(mK)]
COP1001	Copertura a falde coibentata anni 1985-1991	E	35	0,7
PAV1004	hNRbasamenti coibentati su terreno anni 1986-1991	T	40	0,86
PAV1005	h30NRbasamenti coibentati su terreno anni 1986-1991	ZNC	30	0,86
PAV1003	h30ACBasamenti coibentati su terreno anni 1986-1991	AC	30	0,86

Codice Archivio	Nome	Verso	Spessore [cm]	Trasmittanza [W/(mK)]
PAV1006	hsoletta30Solaio in legno	AC	30	1,115
SOF1004	hACSoletta in laterocemento	AC	30	1,4
SOF1003	hP_versoSNR_Solai coibentati sotto ambienti non climatizzati anni 1986-1991	ZNC	30	0,66

La copertura inserita come superficie disperdente è calcolata tenendo conto dell'angolazione del tetto a singola falda, pari a 20°. Tale valore è stimato direttamente dal computo metrico e classificato sia come di tipo “B” secondo la normativa UNI 8088 sia “inclinato” da UNI 8627-1 [61].

Di seguito sono elencate le pareti verticali di cui è composto l'edificio:

- PAR1009, verso ZNC con spessore di 10 cm e trasmittanza $2,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$;
- PAR1010, verso ZNC con spessore di 60 cm e trasmittanza di $0,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$;
- PAR1011, verso E, spessa di 50 cm e trasmittanza ridotta di $0,25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$;
- PAR1012, verso E, spessa di 32,5 cm e trasmittanza ridotta di $0,59 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Le pareti 1009 e 1010 sono impiegate per descrivere le dispersioni che si verificano nel seminterrato e nel sottotetto, tra la zona abitata e quella non riscaldata. In riferimento al piano interrato (Figura 26) sui lati Sud e Ovest lo scambio termico avviene attraverso un muro interno di spessore contenuto (PAR 1009 con mattone forato da 8 cm), mentre sul lato sinistro (Est) la dispersione si verifica verso ambienti non riscaldati e attraverso una muratura più spessa (PAR 1010) dotata di isolante (6 cm di polietilene espanso).

Le pareti esterne 1011 e 1012 sono quelle perimetrali dell'edificio: la differenza tra le due consiste nello spessore, in particolare nella parete 1012 è inserito un secondo strato di mattoni forati semipieni. La parete più sottile è applicata all'estruso dell'edificio del piano rialzato (Cfr. paragrafo 1.3.1, Figura 25).

Come esempio si riporta in Figura 38 la stratigrafia creata a partire dai singoli materiali della parete esterna verticale più spessa (PAR1012).

Id	Codice	Nome	Categoria	Densita' [k...]	Conduttività ...	Resistenza ter...	Spess...
1	RES SUP1007 *	Resistenza termica su...	Resist. Termiche superfic...	1.2		0.13	
2	L1001 *	Abete (contenuti med...	Legnami	450	0.12		20
3	INT1000 *	Malta di cemento UNI...	Intonaci e malte	2000	1.4		10
4	MUR1000	Mattone semipieno 2...	Murature	1800		0.24	120
5	PLAST CELL10...	Poliuretano espanso e...	Mat. plastiche cellulari	33	0.048		40
6	MUR1001	Mattone semipieno 2...	Murature	1800		0.24	120
7	ROC1000 *	Gneiss UNI 10351	Rocce naturali	2700	3.5		80
8	PANN1000 *	Pannelli di sughero ...	Pannelli e lastre	90	0.043		100
9	INT1001 *	Malta di calce o di cal...	Intonaci e malte	1800	0.9		10
10	RES SUP1005 *	Resistenza termica su...	Resist. Termiche superfic...	1.2		0.04	

Figura 38 Schermata software, Stratificazione materiale parete opaca verticale PAR1012.

Entrambe le pareti comprendono un pannello di sughero spesso 10 cm che costituisce lo strato isolante di un cappotto termico, evidenziato in verde nell'immagine precedente. Le pareti esterne attualmente presenti sono prive di quest'ultimo strato, tuttavia la simulazione del caso studio, considera lo stabile già dotato di cappotto termico. Infatti ciascuna parete risulta maggiorata di 10 cm rispetto alle dimensioni reali riportate su pianta (Cfr. Figura 25).

Noti sono i vantaggi offerti dall'applicazione di un cappotto esterno: eliminazione dei ponti termici, aumento dell'inerzia termica delle pareti, riduzione del rischio di condensazione interstiziale [62]. Le spese dovute all'intervento supposto per le superfici opache della struttura sono considerate nel capitolo dei risultati economici (Cfr. 3.3.1).

Le pareti perimetrali sono simulate con cappotto termico esterno e sono caratterizzate da trasmittanza ridotta a circa $0,25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, un terzo di quella corrispondente alle costruzioni in pietra degli anni '70 nelle zone montane [63].

Una volta definite le strutture opache in "archivio edificio", è possibile creare una superficie disperdente, priva anche in questo caso, dei ponti termici. La Figura 39 mostra alcune dispersioni opache inserite nella zona termica "piano_rialzato".

...	Nome	Tipologia	Codice struttura	U str...	Area l...	Verso dis...
76	PE_angolobar_nord	Opaca	PAR1011 opaca [20]	0.249	3.60	Esterno
77	PE_pranzo_sud	Opaca	PAR1011 opaca [20]	0.249	17.64	Esterno
78	PE_lettura_nord22.5	Opaca	PAR1012 opaca [21]	0.309	18.10	Esterno
79	PE_lettura_est22.5	Opaca	PAR1012 opaca [21]	0.309	19.12	Esterno
80	PE_lettura_ovest22.5	Opaca	PAR1012 opaca [21]	0.309	19.12	Esterno
91	tetto_p_splivente_est	Opaca	COP1001 opaca [10]	0.700	25.68	Esterno
92	tetto_p_splivente_ovest	Opaca	COP1001 opaca [10]	0.700	25.68	Esterno
104	basamento_versoINTERR_NR	Opaca	PAV1005 opaca [15]	0.860	135.59	Zona non clim...
105	basamento_versoINTERR_risc	Opaca	PAV1003 opaca [16]	0.860	19.72	Ambiente clim...
109	soffitto_verso_Piani	Opaca	SOF1004 opaca [18]	1.400	122.94	Ambiente clim...

Figura 39 Dispersioni opache inserite nella zona termica “piano rialzato”.

La Tabella 29 riassume le aree disperdenti per ciascuna zona termica.

Tabella 29 Aree e Versi di dispersione dell’Edificio: Superficie Trasparente (ST), Parete Opaca verticale verso Esterno (POE), Parete Opaca verticale verso area Non Riscaldata (PONR), Parete Opaca orizzontale verso Terreno (POT).

Zona Termica	ST [m²]	POE [m²]	PONR [m²]	POT [m²]	Totale[m²]
Zt1: piano rialzato	24,34	235,97	135,59	0,00	396,10
Zt2: primo e secondo piano	39,38	245,36	74,57	0,00	359,31
Zt3: seminterrato	3,25	9,51	43,12	21,28	77,16
Zt6: sottotetto	4,98	91,37	61,30	0,00	158,22
Subalterno	71,95	582,21	314,58	21,28	990,78

Il successivo dimensionamento dell’impianto geotermico si basa sui fabbisogni termici derivati dalle dispersioni così modellate.

2.1.3 Impianto termico e ACS

Come descritto in precedenza (Cfr. paragrafo 1.3.2) l’impianto di generazione termica è caratterizzato da una caldaia a basamento a condensazione alimentata a gasolio. Il sistema di generazione soddisfa sia il fabbisogno termico di acqua calda sanitaria sia il riscaldamento dell’edificio.

Il sistema di ACS non richiede particolari dettagli se non la definizione eventuale di rete di ricircolo (per comodità non considerata nel caso studio) e dell’accumulo. Le informazioni richieste

da software per il bollitore sono reperibili da scheda tecnica (Viessmann da 1000 litri “Solar Cell” [36]) o valutate dal certificatore, come accade per la temperatura del luogo in cui il serbatoio è collocato.

Il sistema di riscaldamento principale a combustione di gasolio è modellato a partire dalla definizione del circuito primario: le temperature di progetto di mandata e ritorno dell’acqua tecnica sono impostate rispettivamente a 80°C e 50°C per garantire il funzionamento dei terminali idronici alle relative condizioni di progetto. Nella sezione relativa al sistema di generazione vero e proprio sono inserite le informazioni tecniche del bruciatore [33]: il tipo (ad aria soffiata), la potenza nominale di targa (pari a 90 kW [32]) e la tipologia del vettore energetico, in questo caso gasolio.

Come anticipato in precedenza, l’edificio è dotato di due sistemi ausiliari alimentati a pellet, simulati nel software come sistemi di riscaldamento diretti, sono inserite quindi una stufa “Grecale” da 5,5 kW [34] e una “Vulcanica” da 14 kW [35] di potenza nominale. Entrambi i sistemi ausiliari sono collocati nel piano rialzato, luogo con maggiore estensione e dedicato al servizio di accoglienza dei clienti dell’hotel.

Il dato fondamentale relativo alla simulazione del terminale consiste nella potenza di emissione del radiatore nelle condizioni reali di funzionamento dipendenti dalle temperature in ingresso e in uscita del fluido scaldante.

Durante il sopralluogo si annotano la lunghezza (l) e l’altezza (h) dei terminali installati negli ambienti, ed in Tabella 30 si riportano dimensioni e potenza di emissione di progetto $P_{em,prog}$ calcolata con l’Equazione 6.

Tabella 30 Dimensioni radiatori in ghisa e potenza di emissione progetto, $P_{em,prog}$.

Zone termiche	Terminali idronici: radiatori in ghisa		
	Nome	Numero × dimensioni ($l \times h$) [m × m]	$P_{em,prog}$ [W]
Zt1: piano rialzato	sala_pranzo	4× (1,5 × 0,6)	6910
	bagni_sala_pranzo	1× (0,5 × 0,6)	626
	reception_bar_salalettura	3× (1,0 × 0,6)	5779
Zt2: primo e secondo piano	bagno101	1× (0,5 × 0,6)	596
	bagno102	1× (0,5 × 0,6)	596
	bagno103	1× (0,3 × 0,6)	370
	bagno104	1× (0,5 × 0,6)	596
	bagno105	1× (0,2 × 0,6)	256
	camera101	1× (1,0 × 0,6)	1162
	camera102	1× (1,0 × 0,6)	1162
	camera103	1× (0,5 × 0,6)	596
	camera104	1× (1,0 × 0,6)	1162

	camera105	1× (1,0 × 0,6)	1162
	bagno201	1× (0,5 × 0,6)	596
	bagno202	1× (0,5 × 0,6)	596
	bagno203	1× (0,4 × 0,6)	483
	bagno204	1× (0,5 × 0,6)	596
	bagno205	1× (0,2 × 0,6)	256
	camera201	1× (1,0 × 0,6)	1162
	camera202	1× (1,0 × 0,6)	1162
	camera203	1× (0,5 × 0,6)	596
	camera204	1× (1,0 × 0,6)	1162
	camera205	1× (1,0 × 0,6)	1162
	corridoio_primo_piano	-	0
	corridoio_secondo_piano	-	0
Zt4: seminterrato	camera_privata_bagno e	1× (1,0 × 0,6)	1758
Zt6: sottotetto	soggiorno_camera_bagni	2× (1,0 × 0,6)	3939

La simulazione non richiede l'inserimento di ogni singolo terminale bensì della potenza globale degli elementi radianti per ciascuna zona termica.

Le condizioni di progetto tengono conto di una temperatura di mandata e di ritorno del fluido caldo dal terminale relativamente di 80°C e 60°C. Il differenziale termico ($\Delta T_{mfs,a}$) tra la temperatura media del fluido termovettore ($T_{mfs}=70$ °C) e la temperatura di set point ($T_a=20$ °C, Cfr. par. 2.1.1.1) risulta quindi di 50°C. La validità di tale procedura è sostenuta dalla normativa EN 442-2 [64]. La potenza di progetto in queste condizioni è funzione della geometria dell'elemento radiante. In ultima colonna della tabella è restituito il risultato dell'operazione secondo il modello spiegato nel documento [65]:

$$P_{em,prog} = 314 \times S_{tot} + c \times V; [W]$$

Equazione 6

dove:

- c , è una costante pari a 14.679 W/m³ corrispondente al $\Delta T_{mfs,a}$ di 50°C e specifica per un radiatore in ghisa;
- S_{tot} , è la superficie totale emissiva di un radiatore modellato secondo un parallelepipedo a sei facce disperdenti secondo Figura 40;
- V , volume totale dell'elemento radiante, calcolato come prodotto delle tre grandezze (si suppone una larghezza uniforme per radiatore di $d=0,08$ m).

Il terminale modellato con dimensioni b , d , l è rappresentato in Figura 40.

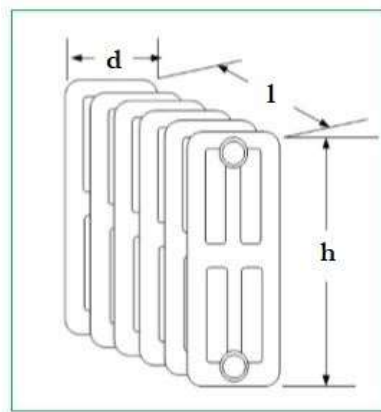


Figura 40 Dimensioni generiche di un radiatore simulato.

Le condizioni reali di funzionamento del terminale sono differenti da quelle di progetto per via delle perdite termiche nelle condotte tra il generatore e il terminale. Le temperature rivalutate di mandata ($T_{mand,fs}$) e ritorno ($T_{rit,fs}$) del fluido scaldante sono rispettivamente di 70°C e 55°C.

Si ottengono di conseguenza una temperatura media del fluido ($T_{m,fs}$) di 62,5°C e un $\Delta T_{mfs,a}$ pari a 42,5°C. La potenza emessa dal radiatore in tali condizioni diminuisce secondo la relazione:

$$P_{em, reale} = P_{em, prog} \times \left(\frac{\Delta T_{mfs,a}}{50} \right)^n ; [W]$$

Equazione 7

dove n è l'esponente caratteristico per ogni tipo di radiatore, posto pari a 1,3 nel lavoro di tesi. Le potenze reali di emissioni sono così riassunte in Tabella 31:

Tabella 31 Potenza emessa reale da radiatori in ciascuna zona termica, $P_{em, reale, Zt}$.

Zona termica	$P_{em, reale, Zt} [W]$
Zt1: piano rialzato	13.315
Zt2: primo e secondo piano	15.427
Zt4: seminterrato	1758
Zt6: sottotetto	3939

Per concludere la simulazione dell'impianto energetico si associano i sistemi ACS, di riscaldamento e terminali a ciascun servizio della Zt.

2.1.4 Equazioni implementate per fabbisogni termici

Illustrate le modalità attraverso cui il certificatore simula l'involucro e l'impianto energetico della struttura in oggetto, nel corrente paragrafo si descrivono le equazioni implementate nel software

come da normativa UNI 11300-1. I fabbisogni termici per riscaldamento e ACS, quantificati, sono poi numericamente inseriti nel capitolo 3 dei risultati.

2.1.4.1 Riscaldamento

La fonte delle equazioni utilizzate è la normativa UNI 11300-1, sebbene le stesse siano adattate con opportune rielaborazioni e sintesi.

I flussi termici, utili per la quantificazione del fabbisogno di riscaldamento di un edificio, sono rappresentati in Figura 41: le dispersioni sono flussi uscenti dall'ambiente riscaldato, mentre i contributi interni, cioè i guadagni, sono flussi entranti.

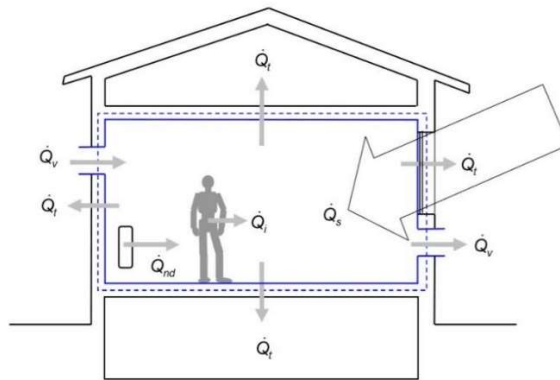


Figura 41 Schematizzazione flussi in un una struttura edilizia.

Tale fabbisogno annuale si calcola come somma delle energie richieste durante i singoli mesi (Q_{NH}) come da Equazione 8.

$$Q_{NH} = \max[0; Q_{L,H,net} - \eta_{G,H} \times Q_{G,H}]; [kWh]$$

Equazione 8

Dove:

- $Q_{L,H,net}$, quantità di energia di riferimento scambiata per trasmissione e per ventilazione tra l'ambiente riscaldato e l'ambiente circostante al netto dei contributi della radiazione solare trasferita all'interno per assorbimento sui componenti opachi;
- $Q_{G,H}$, quantità di energia gratuita dovuta alle sorgenti interne ed alla radiazione solare entrata attraverso i componenti trasparenti;
- $\eta_{G,H}$, fattore di utilizzazione di riferimento degli apporti energetici gratuiti, calcolato secondo UNI 11300-1 [37] e UNI EN ISO 13790 [66].

Il fattore di utilizzazione degli apporti termici, $\eta_{G,H}$ è un fattore di riduzione degli apporti, utile nel compensare le dispersioni addizionali che si verificano quando i guadagni termici sono maggiori delle dispersioni a causa delle più alte temperature interne raggiunte [67] .

Lo stesso motore di calcolo ricomputa l'operazione del fabbisogno tenendo in considerazione i sistemi di ventilazione effettivamente in funzione, siano essi dovuti a ventilazione naturale, e/o meccanica, in modo da calcolare correttamente l'energia richiesta al generatore. Le grandezze riferite al nuovo computo presentano il pedice “adj”. Il fabbisogno stimato in tale condizione è così espresso:

$$Q_{NH,adj} = \max[0; Q_{L,H,net,adj} - \eta_{G,H,adj} \times Q_{G,H}]; [kWh]$$

Equazione 9

dove il significato fisico dei termini resta lo stesso rispetto a quello descritto per l'equazione ad essa comparata.

Entrambe le uguaglianze relative al fabbisogno soggiacciono alle relative condizioni:

- se $Q_{NH} < 1$ si pone $Q_{NH} = 0$;
- se $Q_{NH,adj} < 1$ si pone $Q_{NH,adj} = 0$.

I vincoli in merito garantiscono ugualmente il calcolo dell'energia per il riscaldamento nella stagione estiva in modo da distinguerli poi con valore nullo negli esiti: nel capitolo dei risultati sono riportati per tale grandezza valori pari o maggiore di zero.

Le perdite nette, $Q_{L,H,net}$, sono valutate come segue:

$$\begin{aligned} 1) \quad Q_{L,H,net} &= Q_{L,H} - Q_{SE,O} - Q_{SE,S}; \quad [kWh] \\ 2) \quad Q_{L,H,net,adj} &= Q_{L,H,adj} - Q_{SE,O} - Q_{SE,S}; \quad [kWh] \end{aligned}$$

Equazione 10

dove,

- $Q_{L,H,adj}$, energia scambiata per ventilazione e trasmissione tra l'ambiente riscaldato e l'ambiente circostante;
- $Q_{SE,O}$, energia assorbita dai componenti opachi e trasferita all'ambiente a temperatura controllata;
- $Q_{SE,S}$, energia assorbita dai componenti opachi adiacenti a spazi soleggiati e trasferita all'ambiente riscaldato.

In particolare, l'unico termine che distingue le uguaglianze 1) e 2) dell'Equazione 10 è quello dipendente dalle dispersioni, quindi $Q_{L,H}$ non differisce nel significato fisico da quello descritto per $Q_{L,H,adj}$.

Nel subalterno modellato non sono inserite zone a “serra solare” o alcun tipo di spazio soleggiato privo di sistema di riscaldamento, per cui non si riportano equazioni coinvolte nel calcolo di $Q_{SE,S}$, di seguito assunto pari a zero.

Le energie disperse sono composte da due addendi:

$$\begin{aligned} 1) \quad Q_{L,H} &= Q_T + Q_V ; & [kWh] \\ 2) \quad Q_{L,H,adj} &= Q_T + Q_{V,adj} ; & [kWh] \end{aligned}$$

Equazione 11

dove,

- Q_T , energia dispersa per trasmissione tra la zona a temperatura controllata e l'ambiente circostante;
- $Q_{V,adj}$, energia corretta trasferita per ventilazione, considerando anche la ventilazione meccanica, ibrida, notturna o in presenza di un impianto di climatizzazione a tutt'aria, tra la zona riscaldata e l'ambiente circostante.

La quota di energia per ventilazione corretta è quella considerata per il calcolo del fabbisogno nella sezione dei risultati.

La trattazione dei termini per dispersione è specificata più avanti nel lavoro di tesi.

Il contributo gratuito, $Q_{G,H}$, del bilancio energetico (Equazione 9) quantifica l'energia recuperata dall'involucro edilizio per la presenza di occupanti e apparecchi elettronici di cui è dotato (Q_I), e ancora per l'energia solare entrante da strutture trasparenti rivolte all'esterno (Q_{SI} , $Q_{SI,S}$). Le grandezze sono espresse in chilowattora.

$$Q_{G,H} = Q_I + Q_{SI} + Q_{SI,S} ; [kWh]$$

Equazione 12

Allo stesso modo di $Q_{SE,S}$ non si considera l'apporto gratuito dovuto alla zona soleggiata a ridosso dell'involucro, ($Q_{SI,S}=0$).

Le perdite per trasmissione mensili (termine dell'Equazione 11) sono valutate a partire da un coefficiente di trasmissione globale (H_T) e da una quota “extra” $\Delta Q_{T,R}$ dovuta alla radiazione infrarossa verso la volta celeste:

$$Q_T = H_T \times (\theta_i - \theta_e) \times \Delta t + \Delta Q_{T,R}$$

Equazione 13

dove,

- H_T , coefficiente di trasmissione globale, [W/K];
- Θ_i , temperatura interna prefissata di set-point, [°C];
- Θ_e , temperatura media esterna mensile calcolata come nel paragrafo 2.1.1.1, pari a Θ_m , [°C];
- Δt , durata del mese considerato, [kh];
- $\Delta Q_{T,R}$, extra flusso, dipendente dal fattore di forma e dall'extra flusso medio giornaliero [kWh].

Per semplicità si rimanda alla normativa UNI 11300-1 [37] l'equazione per il calcolo de $\Delta Q_{T,R}$.

Il coefficiente globale di trasmissione è composto da una serie di termini relativi allo scambio tra le pareti di ambienti riscaldati e quello volto all'esterno (H_D), verso terreno (H_G), verso ambienti non climatizzati (H_U) e verso ambienti climatizzati ma temperatura differente di set point (H_A).

$$H_T = H_D + H_G + H_U + H_A; \left[\frac{W}{K} \right]$$

Equazione 14

CENED+2.0 permette il calcolo di questa grandezza attraverso due equazioni distinte, sotto riportate.

$$H_T = \sum_k A_{L,k} \times U_k \times \left(\frac{\theta_i - \theta_a}{\theta_i - \theta_e} \right); \left[\frac{W}{K} \right]$$

Equazione 15

$$H_T = \sum_k A_{L,k} \times U_k \times F_{T,k}; \left[\frac{W}{K} \right]$$

Equazione 16

Entrambe riportano le grandezze:

- $A_{L,k}$, area lorda della struttura k-esima che divide la zona termica considerata dall'ambiente circostante, [m²];

- U_k , trasmittanza termica media della struttura k-esima che separa la zona in esame dall'ambiente circostante, $[W/(m^2K)]$.

L'Equazione 15 e l'Equazione 16 differiscono secondo il fine del calcolo della trasmittanza: in caso di progettazione è necessario possedere i valori esatti di temperatura degli ambienti circostanti, θ_a ; qualora il fine del calcolo di H_T sia la certificazione energetica o si è privi di dati di progetto, si ricorre all'Equazione 16 che utilizza un fattore moltiplicativo $F_{T,k}$. È inserito in Figura 42 il prospetto previsto dalla procedura di calcolo [57].

Ambiente circostante	$F_{T,k}$
Ambienti con temperatura pari alla temperatura esterna	1,00
Ambiente non climatizzato	
o con una parete esterna	0,40
o senza serramenti esterni e con almeno due pareti esterne	0,50
o con serramenti esterni e con almeno due pareti esterne (per esempio autorimesse)	0,60
o con tre pareti esterne (per esempio vani scala esterni)	0,80
Piano interrato o seminterrato non climatizzato	
o senza finestra o serramenti esterni	0,50
o con finestre o serramenti esterni	0,80
Sottotetto non climatizzato	
o tasso di ventilazione del sottotetto elevato (per esempio tetti ricoperti con tegole o altri materiali di copertura discontinua) senza rivestimento con feltro o assito	1,00
o altro tetto non isolato	0,90
o tetto isolato	0,70
Aree interne di circolazione non climatizzate (senza muri esterni e con tasso di ricambio d'aria minore di $0,5 h^{-1}$)	0,00
Aree interne di circolazione non climatizzate e liberamente ventilate (rapporto tra l'area delle aperture e volume dell'ambiente maggiore di $0,005 m^2/m^3$)	1,00
Terreno *	0,45
Vespaio (aerato e non)	0,80

Figura 42 Fattori correttivi $F_{T,k}$, da normativa UNI 11300-1 e Elaborazione FINLOMBARDIA, [57].

Si ricorda che le temperature θ_e , θ_i coinvolte nell'Equazione 15 corrispondono a quelle esplicitate per il calcolo di Q_T dell'Equazione 13.

La trasmittanza termica media della generica struttura k-esima, U_k , è valutata a partire dalle aree lorde di ciascun componente ($A_{L,j}$) moltiplicate per il rispettivo coefficiente di trasmissione (U_j). Sommate le lunghezze caratteristiche dei ponti termici $L_{e,i}$ per la trasmittanza lineica dell'i-esimo componente ($\psi_{e,i}$) si ottiene:

$$U_k = \frac{\sum_j A_{L,j} \times U_j + \sum_i \psi_{e,i} \times L_{e,i}}{\sum_j A_{L,j}} ; \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

Equazione 17

Nel caso studio si ricorda che le lunghezze $L_{e,i}$ dei ponti termici non sono state valutate, pertanto $L_{e,i}$ diviene nulla.

Il calcolo specifico della trasmittanza media per componenti opachi, se omogenei e piani vede:

$$U_{k,op} = \frac{1}{R_{se} + \sum_{i=1}^{Ns_j} \frac{d_i}{\lambda_i} + \sum_{i=1}^{Ni_j} R_i + R_{si}} ; \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

Equazione 18

dove,

- R_{se} , R_{si} , resistenze termiche superficiale esterna ed interna a seconda del flusso ascendente, orizzontale o discendente, previste da normativa UNI EN ISO 6946 [68];
- d_i , λ_i , spessore e conduttività termica dello strato omogeneo i-esimo ;
- R_i , resistenza termica dell'intercapedine d'aria i-esima racchiusa tra due strati omogenei secondo la UNI EN ISO 6946 [68].

L'equazione risolutiva per il calcolo della trasmittanza media per componenti trasparenti privi di ponte termico è formulata pesando l'area vetrata (U_g) e quella del telaio (U_t) per le relative trasmittanze.

$$U_{k,tr} = \frac{U_g A_g + U_t A_t}{A_g + A_t} ; \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

Equazione 19

Il termine di ventilazione corretta ($Q_{v,adj}$) previsto nell'Equazione 11 è dato dalla seguente formula:

$$Q_{v,adj} = H_{v,adj} \times (\theta_i - \theta_e) \times \Delta t ; [kWh]$$

$$H_{v,adj} = \rho_a \cdot c_a \cdot \sum_k \dot{V}_{a,k,adj} ; \left[\frac{W}{K} \right]$$

Equazione 20

dove,

- $\rho_a \cdot c_a$, capacità termica volumica dell'aria, calcolata a 20°C, pari a 1210 J/(m³K);
- $\dot{V}_{a,k,adj}$, portata d'aria media giornaliera k-esima dovuta a ventilazione naturale o aerazione e/o infiltrazione della zona o ventilazione meccanica.

Il parametro $\dot{V}_{a,adj}$ è calcolato automaticamente da CENED+2.0 in base alla zona termica in cui il flusso d'aria specifico si verifica. Ulteriori dettagli sono riferiti alle normative UNI 11300-1 [37] e UNI EN ISO 13790 [66].

Per completare i termini dell'Equazione 11 si sottrae il contributo solare della parete opaca esterna ($Q_{se,o}$) all'Equazione 11:

$$Q_{SE,O} = N \times \sum_j \left[\bar{H}_{S,j} \cdot \left(\sum_i A_{L,i} \cdot F_{s,i} \cdot S_{f,i} \right) \right] ; [kWh]$$

Equazione 21

dove,

- N, numero di giorni del mese considerato;
- $\bar{H}_{S,j}$ irradianza globale giornaliera media mensile incidente sulla superficie opaca, secondo l'appendice F della procedura di calcolo [57], [kWh/m²];
- $F_{s,i}$, fattore di riduzione dovuto all'ombreggiatura, la cui equazione risulta descritta ampiamente nell'appendice di calcolo [57], [-];
- $S_{f,i}$, fattore di guadagno termico definito da norma come prodotto tra il fattore di assorbimento solare medio della superficie assorbente e la trasmittanza termica della parete opaca divisa per il coefficiente di scambio termico superficiale esterno posto a 25 W/(m²K), [-].

Il fattore $S_{f,i}$ assume poi diverse formulazioni in base alle caratteristiche del componente opaco esterno. Si lascia al lettore la specificità di questo parametro secondo la procedura di calcolo [57].

Gli apporti gratuiti dell'Equazione 12 ($Q_{G,H}$), sono dovuti per una parte all'occupazione interna di esseri viventi e oggetti Q_I , per l'altra all'irradianza solare media giornaliera (\bar{H}_S) incidente sulle componenti vetrate.

Q_I è l'energia mensile entrante nell'ambiente non servito dall'impianto termico, qualora non trascurabile, è calcolato a partire da un coefficiente \dot{Q}_a secondo UNI 11300-1 [37].

$$Q_I = \dot{Q}_a \times \Delta t ; [kWh]$$

Equazione 22

L'energia dovuta agli apporti solari sulle superfici trasparenti rivolte verso l'ambiente esterno, Q_{SI} , viene calcolata prendendo in considerazione diversi fattori tra cui quello dovuto a schermature mobili permanenti, cioè integrate nell'involucro edilizio.

$$Q_{SI} = N \times \sum_j \left[\bar{H}_{S,j} \cdot \left(\sum_i A_{L,i} (1 - F_{F,i}) \cdot F_{S,i,j} \cdot F_{(sh+gl),i,j} \cdot g_{\perp,i} \right) \right] ; [kWh]$$

Equazione 23

Le voci sin ora non descritte corrispondono a:

- $(1-F_{F,i})$, è il coefficiente di riduzione dovuto al telaio per il serramento i-esimo, [-];

- $F_{s,ij}$, è il fattore di riduzione dovuto all'ombreggiatura per la superficie i , con esposizione j , [-];
- $F_{(sh+gl),ij}$, è il fattore di riduzione degli apporti solari relativo all'utilizzo di schermature mobili o fisse complanari al serramento i , con esposizione j , [-];
- $g_{\perp i}$, è la trasmittanza dell'energia solare totale della superficie trasparente del serramento, i -esima, [-].

Per completezza si rimanda la lettura dei parametri non immediatamente necessari allo studio in questione alla normativa UNI 11300-1.

2.1.4.2 ACS

Il fabbisogno di acqua calda sanitaria annuale per un immobile è calcolato nell'Equazione 24 a partire dai fabbisogni specifici mensili e tiene conto della totalità dei servizi che la struttura edilizia deve soddisfare:

$$Q_{NW,m} = \sum_{i=1}^{N_s} Q_{NW,i,m} = \sum_{i=1}^{N_s} \rho_w \times c_w \times V_{w,i} \times (\theta_{er,i} - \theta_0) \times N_m$$

Equazione 24

dove,

- $Q_{NW,i,m}$, fabbisogno termico nominale relativo all' i -esimo servizio di fornitura nel mese considerato [kWh/mese];
- ρ_w , densità dell'acqua pari a 1000 kg/m³;
- c_w , calore specifico dell'acqua pari a 1,162×10⁻³ kWh/(kgK);
- $V_{w,i}$ volume d'acqua richiesta al giorno [m³/giorno];
- $\Theta_{er,i}$, temperatura di erogazione dell'acqua sanitaria dell' i -esimo servizio;
- Θ_0 , temperatura di fornitura dell'acqua potabile da parte dell'acquedotto, assunta pari alla temperatura media annuale dell'aria esterna pari a Θ_m (Cfr. paragrafo 2.1.1.1);
- N_s , numero di servizi diversi di fornitura di acqua calda sanitaria;
- N_m , è il numero di giorni del mese considerato.

Il caso oggetto di studio prevede all'interno della struttura l'utilizzo di acqua calda sia ad uso igienico che per attività di ristorazione.

Il parametro che discrimina il fabbisogno di energia è il volume d'acqua giornaliero $V_{w,i}$: la normativa UNI 11300-2 [69] prevede un differente calcolo per tale valore a seconda della destinazione d'uso delle aree dell'edificio.

Nella situazione particolare oggetto di studio, per le zone termiche ad uso residenziale, il volume giornaliero richiesto è così calcolato:

$$V_{W,i} = (a_{iR} \times S_{u,i} + b_{iR}) \times 10^{-3}; \left[\frac{l}{giorno} \right]$$

Equazione 25

dove,

- $S_{u,i}$, superficie utile dell'abitazione, m^2 ;
- a_{iR} , parametro in $l/ (m^2 \text{ giorno})$, funzione dell'area utile $S_{u,i}$;
- b_{iR} , parametro, $l/giorno$.

Nel luogo in cui sono inserite destinazioni d'uso diverse dal residenziale, il valore della richiesta giornaliera d'acqua è calcolato secondo l'equazione sotto riportata:

$$V_{W,i} = a_{iNR} \times N_{u,iNR} \times 10^{-3}; \left[\frac{l}{giorno} \right]$$

Equazione 26

dove a_{iNR} e $N_{u,iNR}$ sono valori tabellati e dipendenti dal tipo di attività svolta nella zona.

Nel capitolo dei risultati (Cfr. paragrafo 3.1.2) sono esplicitati sia i valori dei parametri sia il consumo giornaliero per ciascuna zona termica.

2.2 Dimensionamento delle sonde geotermiche con il Metodo ASHRAE

Nel mondo della fluidodinamica e della progettazione, diversi metodi sono implementati per simulare fenomeni fisici. I metodi, genericamente divisi in semi-analitici, numerici e tabellari, richiedono dati di input differenti in base alle procedure di calcolo su cui sono basati. In ambito computazionale geotermico diversi software, quali TRNSYS, COMSOL sono utilizzati sia per la determinazione della lunghezza delle sonde che per valutazioni energetiche più ampie.

Nel lavoro di tesi è seguito il metodo ASHRAE descritto nella normativa UNI 11466 [70]. Tale metodo calcola la lunghezza di sonde geotermiche a ciclo chiuso e aperto, di tipo verticale e/o orizzontale, a partire dai carichi termici del terreno e dalle sue proprietà.

Nel dimensionamento di un impianto di climatizzazione il metodo prevede la valutazione di due lunghezze, L_h e L_c rispettivamente legate alla stagione invernale ed estiva, col fine ultimo di sceglierne la maggiore, l'unica e valida per l'intero impianto.

Nel calcolo eseguito nel lavoro di tesi si fa riferimento al dimensionamento di sonde verticali a ciclo chiuso in fase di riscaldamento, L_h .

2.2.1 Equazioni implementate per dimensionamento sonde

L'equazione sottostante mostra parametri e le grandezze necessarie al calcolo così definite dalla norma sopra citata.

$$L_h = \frac{\dot{Q}_a \times R_{ga} + \dot{Q}_{g,h_D} \times [R_b + (PLF_{m,h_D} \times R_{gm}) + (R_{gd} \times F_{sc})]}{\theta_g - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2}\right) - \theta_p}; [m]$$

Equazione 27

Il calcolo pratico della lunghezza in fase di riscaldamento avviene tramite foglio elettronico direttamente scaricabile al sito <http://www.ashrae.org/borehole.xls> contenente il set di equazioni necessarie. Data la disponibilità della fonte già implementata si imposta l'equazione precedente secondo la nomenclatura disponibile sul foglio elettronico definendo il significato fisico delle grandezze:

$$L_h = \frac{q_h \times R_b + q_y \times R_{10} + q_m \times R_{1m} + q_h \times R_{6h}}{T_m - (T_g + T_p)}; [m]$$

Equazione 28

dove,

- L_h lunghezza totale della sonda, [m];
- T_m , temperature media del fluido termovettore, [°C];
- T_g , temperatura indisturbata del terreno, [°C];
- T_p , temperatura di penalità dovuta alle interferenze termiche tra sonde, [°C];
- q_y , q_m and q_h , carichi termici del terreno, annuale, mensile, di picco, [W];
- R_{10y} , R_{1m} e R_{6h} , resistenze termiche effettive del terreno, [m·K/W];
- R_b , resistenza effettiva della perforazione, [m·K/W].

La temperatura media del fluido termovettore, in questo caso acqua glicolata al 25%, è uno dei parametri fondamentali per il dimensionamento del campo sonde: essa è funzione della

temperatura in ingresso del fluido nell'evaporatore della pompa di calore. Nel paragrafo seguente sarà presentata l'analisi condotta inerente alla sua variazione.

La temperatura del fluido in uscita dallo scambiatore è calcolata a partire dal carico di picco q_h e dalla portata totale circolante nelle sonde. La temperatura dell'acqua glicolata in uscita dall'evaporatore è la minima; è necessario quindi che questa sia al contempo maggiore di quella di congelamento della miscela (T_{cong}) di un certo $\Delta T_{\text{glicole}}$ posto pari a $-6 \div -8$ °C in letteratura [71] per garantirne il funzionamento.

La temperatura media del fluido è:

$$T_m = \frac{T_{w,in} + T_{w,out}}{2}; \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Equazione 29

La temperatura indisturbata del terreno, T_g , a sua volta incide nel calcolo della lunghezza della sonda. Tale grandezza è circa pari alla temperatura media annuale dell'aria della zona geografica in cui l'impianto è collocato. Nell'articolo "Ground Source Heat Pumps in Aosta Valley (NW Italy): assessment of existing systems and planning tools for future installations" [72] la temperatura del terreno è così parametrizzata:

$$T_g = T_{med,air} + 1; \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Equazione 30

La mappa in Figura 43 mostra la temperatura del terreno secondo lo studio del progetto europeo G.R.E.T.A [73]: si notano una colorazione violacea nelle zone a bassa temperatura e più rossiccia nelle zone in cui è presente il corso fluviale. La temperatura in corrispondenza dell'edificio studiato è di 8°C.

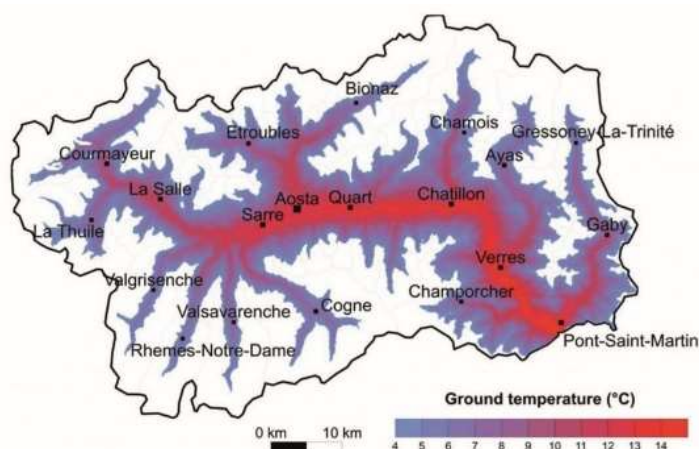


Figura 43 Carta della temperatura del suolo a quote inferiori ai 2000m, da DIATI.

La temperatura di penalità esprime le interferenze termiche derivate dall'affiancamento di più pozzi geotermici: maggiore vicinanza sussiste tra le sonde, più grande è la temperatura di penalità. La temperatura di penalità è funzione quindi della disposizione del campo sonde e della lunghezza di ciascuna di esse come accuratamente specificato nell'articolo "Vertical Geothermal Borefields" [74].

Il foglio di calcolo utilizzato per la stima della lunghezza sonde opera un primo procedimento ponendo la temperatura di penalità uguale a zero, ottenendo quindi una la lunghezza minima fittizia del sistema geotermico. Una volta stabilito l'assetto del campo sonde si ricalcola la lunghezza reale tenendo conto del contributo della temperatura di penalità.

I carichi termici necessari alla determinazione della lunghezza delle sonde sono calcolati a partire dai fabbisogni per riscaldamento e acqua calda sanitaria, processati dal software passando per il COP della pompa di calore. Le equazioni che seguono fanno riferimento ad una potenza di progetto generica, q_{prog} , per poi definirne esattamente il valore nel capitolo dei risultati. I carichi del terreno sono calcolati come segue:

$$\begin{cases} q_y = q_{prog} \times \left(1 - \frac{1}{COP}\right) \times \frac{\tau_h}{8760} & ; [W] \\ \tau_h = \sum_{i=1}^{12} \frac{EN_m}{q_{prog}} & ; [h] \end{cases}$$

Equazione 31

$$\begin{cases} q_m = q_{prog} \times \left(1 - \frac{1}{COP}\right) \times PLF_m & ; [W] \\ PLF_m = \frac{EN_{m,prog}}{24 \times q_{prog} \times N_{m,prog}} & ; [-] \end{cases}$$

Equazione 32

$$q_h = q_{prog} \times \left(1 - \frac{1}{COP}\right) ; [W]$$

Equazione 33

dove,

- q_{prog} , è intesa come la potenza nominale della pompa di calore;
- PLF_m , rappresenta il fattore di carico parziale nel mese di progetto;
- τ_h , identificano il numero di ore equivalenti annuali a pieno carico;
- EN_m , fabbisogno di energia termica mensile i-esima;
- $EN_{m,prog}$, fabbisogno di energia termica nel mese di progetto.

Le resistenze termiche effettive del terreno R_{10y} , R_{1m} , R_{6h} rappresentano la risposta termica del terreno se sollecitato a tre tipi di impulso di durata rispettivamente di 10 anni, 1 mese e 6 ore e possono essere calcolate applicando modelli diversi di trasmissione del calore. Tra i metodi attualmente utilizzati si cita il “G-function” valido per la trasmissione del calore monodimensionale lungo il raggio nel regime transitorio. Le resistenze impulsive sono indicate con R_x nella dipendenza più generica:

$$R_x = \frac{1}{k} \times f_G(\alpha, r_b); \left[\frac{m K}{W} \right]$$

Equazione 34

Nel lavoro di tesi si implementa il metodo Baudoin che risolve la funzione G attraverso un processo di curve-fitting (f_G) delineando la seguente espressione:

$$\begin{aligned} f_G = & a_{0,x} + a_{1,x} \cdot r_{bore} + a_{2,x} \cdot r_{bore}^2 + a_{3,x} \cdot \alpha + a_{4,x} \cdot \alpha^2 + a_{5,x} \cdot \ln(\alpha) + a_{6,x} \cdot \ln(\alpha)^2 \\ & + a_{7,x} \cdot r_{bore} \cdot \alpha + a_{8,x} \cdot r_{bore} \cdot \ln(\alpha) + a_{9,x} \cdot \alpha \cdot \ln(\alpha) \end{aligned}$$

Equazione 35

Il valore delle resistenze R_{10y} , R_{1m} , R_{6h} differiscono per i coefficienti $a_{i,x}$ opportunamente tabellati [74]. L'espressione è valida nei seguenti range di calcolo:

$$\begin{cases} 0,05 \text{ m} \leq r_{bore} \leq 0,1 \text{ m} \\ 0,025 \frac{m^2}{day} \leq \alpha \leq 0,2 \frac{m^2}{day} \end{cases}$$

Equazione 36

L'equazione così definita è funzione del raggio del pozzo, r_{bore} , e delle caratteristiche del terreno in termini di diffusività termica e trasmittanza, specifiche in ogni luogo secondo la geomorfologia. Il suolo valdostano è costituito gran parte da rocce metamorfiche dette Gneiss i cui valori di diffusività (α) e trasmittanza termica (k) sono ricavati dallo studio condotto “Geotermia a bassa entalpia: aspetti ambientali, energetici ed economici” [73]:

$$\begin{aligned} \alpha &= 1,554 ; \left[\frac{mm^2}{s} \right] \\ k &= 3,416 ; \left[\frac{W}{m K} \right] \end{aligned}$$

Equazione 37

La resistenza effettiva della perforazione, R_b , tiene conto della trasmissione del calore convettivo (R_{conv}) e conduttivo (R_p) tra fluido e tubo, e tra quest'ultimo e il grout termico (R_g). L'equazione analitica che esprime questa grandezza è data dalla somma delle resistenze termiche:

$$R_b = R_g + \frac{R_p + R_{conv}}{N_t} ; \left[\frac{mK}{W} \right]$$

Equazione 38

Gli addendi dell'equazione precedente sono calcolati analiticamente secondo il modello proposto da Hellström [75]. L'equazione per R_b inoltre è valida sia per sonde a singola U sia a doppia U poiché la variabile N_t , descritta in normativa UNI 11466, vale:

- $N_t=2$, per sonda geotermica a semplice U, “simplex”;
- $N_t=4$, per sonda a doppia U, “duplex”.

Il valore della resistenza dovuta al riempimento, altresì detto “grout termico” dipende strettamente dalla disposizione della sonda all'interno della cavità e dal materiale inserito, k_{grout} :

$$R_g = \frac{1}{4\pi k_{grout}} \left[\ln \left(\frac{r_{bore}}{r_{p,ext}} \right) + \ln \left(\frac{r_{bore}}{L_U} \right) + \left(\frac{k_{grout} - k}{k_{grout} + k} \right) \cdot \ln \left(\frac{r_{bore}^4}{r_{bore}^4 - \left(\frac{L_U}{2} \right)^4} \right) \right] ; \left[\frac{mK}{W} \right]$$

Equazione 39

Di essa si specificano i termini non ancora espressi in precedenza:

- L_U , distanza centro-centro tra le sonde interposte nel pozzo, [m];
- $r_{p,ext}$, raggio esterno della sonda, [m].

I materiali più utilizzati sono sabbie e cementi arricchiti in bentonite con l'obiettivo di migliorare lo scambio termico conduttivo del suolo. La scelta del materiale di riempimento è legata alla compatibilità della stratigrafia e proprietà del terreno in cui è immerso.

Nel lavoro di tesi è stato applicato materiale cementizio avente una resistenza pari a $2,0 \text{ m}\cdot\text{KW}^{-1}$ [76] determinata secondo la UNI EN 12664. Le caratteristiche che il grout deve avere, oltre ad una elevata conducibilità termica, sono: buona fluidità nell'ottica di evitare cavità, permeabilità ridotta, plasticità e indurimento veloce [77]. L'iniezione del materiale nel pozzo avviene attraverso pompa a coclea o a pistone dal basso verso l'alto per evitare bolle d'aria.

Nell'equazione precedente è tracciata un'ulteriore grandezza, L_U , espressa in metri, che quantifica la distanza esistente tra i due centri delle sonde a semplice U. Questo parametro, accuratamente scelto, evita l'interferenza termica che nasce tra il tubo di mandata (fluido più freddo) e quello di ritorno (fluido scaldato) nel terreno. Nel paragrafo seguente è descritta l'analisi riguardo la disposizione di sonde all'interno dello stesso foro.

La resistenza R_p è definita a partire dalla conducibilità termica del materiale, k_{pipe} , e dalla geometria di cui la sonda è costituita.

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{r_{p,ext}}{r_{p,int}}\right)}{2 \pi k_{pipe}} ; \left[\frac{mK}{W} \right]$$

Equazione 40

La realizzazione della sonda geotermica avviene in materiale plastico, di tipo PEX oppure PEAD maggiormente impiegato. La grandezza $r_{p,int}$ costituisce il raggio interno della tubazione.

Lo scambio convettivo interno alla sonda è dipendente dalla sua geometria e dal tipo di moto del fluido circolante: la velocità dell'acqua glicolata, ottenuta a partire dalla portata e dalla sezione interna della sonda, deve essere tale da mantenere un regime turbolento. Questa condizione, numericamente verificata con il numero di Reynolds, si traduce con un coefficiente di scambio termico convettivo, h_{conv} , pari a 1000 W/(m²K).

$$R_{conv} = \frac{1}{2 \pi r_{p,int} h_{conv}} ; \left[\frac{mK}{W} \right]$$

Equazione 41

La determinazione della lunghezza della sonda da installare, oltre ai carichi e alle caratteristiche del terreno, richiede la conoscenza delle proprietà del fluido circolante: nel caso in oggetto il fluido termovettore è acqua in soluzione con glicole monoetilenico al 25% ($T_{cg}=11$ °C [78]) le cui proprietà sono state mediate tra la temperatura in ingresso e quella in uscita dalla sonda.

$$\begin{aligned} \bar{\rho} &= 1038; \left[\frac{kg}{m^3} \right] \\ \bar{c}_p &= 3175; \left[\frac{J}{kg K} \right] \end{aligned}$$

Equazione 42

La lunghezza della sonda totale ottenuta è poi modellata secondo la disposizione reale nel suolo attraverso i coefficienti con un metodo iterativo:

- B, lunghezza minima di separazione tra sonde;
- NB, Numero di pozzi geotermici, variabile tra 4 e 144;
- A, aspetto campo sonde, definito come rapporto tra il numero di pozzi disposti sul lato maggiore rispetto a quelli disposti sull'altra direzione, dev'essere compreso tra 1 e 9.

La lunghezza, a seguito dell'iterazione, risulta maggiorata rispetto alla precedente per via dell'effetto dell'interferenza termica. In letteratura è consigliata una distanza minima di separazione

tra sonde, B, maggiore di 6 m [71]. Si rimanda all'articolo citato¹ la relazione che lega la temperatura di penalità alla lunghezza di ciascuna sonda in opportune condizioni di calcolo.

La lunghezza totale delle sonde geotermiche risente fortemente del COP della pompa di calore, per cui, essa assumerà valori differenti in conseguenza della PdC adottata. Le informazioni in Tabella 32, Tabella 33, Tabella 34, Tabella 35, Tabella 36, Tabella 37 riportano i parametri fissi nell'intero lavoro di tesi e validi per il dimensionamento delle sonde. Nei paragrafi 3.2.1 e 3.2.2 saranno presentati i risultati per la definizione del sistema geotermico.

Tabella 32 Proprietà del Terreno.

Simbolo	Valore	Unità di misura
k	3,4	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$
α	0,134	$\text{m}^2\cdot\text{day}^{-1}$
T_g	8	$^{\circ}\text{C}$

Tabella 33 Proprietà pozzo geotermico.

Simbolo	Valore	Unità di misura
r_{bore}	0,075	m
$r_{\text{p,in}}$	0,0163	m
$r_{\text{p,ext}}$	0,02	m
k_{grout}	2,00	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$
k_{pipe}	0,40	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$
L_U	0,08	m
h_{conv}	1000	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$

Tabella 34 Proprietà termiche sonda geotermica

Simbolo	Valore	Unità di misura
R_{conv}	0,010	$\text{m}\cdot\text{KW}^{-1}$
R_p	0,081	$\text{m}\cdot\text{KW}^{-1}$
R_g	0,034	$\text{m}\cdot\text{KW}^{-1}$
R_b	0,079	$\text{m}\cdot\text{KW}^{-1}$

Tabella 35 Proprietà termiche terreno.

Simbolo	Valore	Unità di misura
R_{6h}	0,067	$\text{m}\cdot\text{KW}^{-1}$
R_{1m}	0,106	$\text{m}\cdot\text{KW}^{-1}$
R_{10y}	0,112	$\text{m}\cdot\text{KW}^{-1}$

¹ “Vertical Geothermal Borefields” [74]

Tabella 36 Proprietà fluido termovettore, acqua glicolata.

Simbolo	Valore	Unità di misura
c_p	3715	$J \cdot kg^{-1} K^{-1}$
m_{fls}	variabile	$kg \cdot s^{-1} kW^{-1}$
T_{inHP}	-4	$^{\circ}C$

Tabella 37 Proprietà Campo sonde.

Simbolo	Valore	Unità di misura
B	9	m
NB	10	-
A	2,5	-

Nei paragrafi successivi sono giustificati i valori in Tabella 33.

2.2.2 Analisi parametriche: minimizzazione lunghezza sonde

Il paragrafo in oggetto analizza la variazione della lunghezza totale delle sonde da installare definendone la geometria valida per entrambe le configurazioni impiantistiche. Si conducono le seguenti analisi parametriche:

- variazione della temperatura di ingresso nell'evaporatore della pompa di calore;
- variazione della geometria, in termini di raggio interno, raggio esterno e spessore;
- applicazione di sonda geotermica doppia U.

Si precisa che i risultati delle analisi esprimono la lunghezza della sonda escludendo il contributo della temperatura di penalità, poiché funzione soltanto della disposizione del campo sonde.

La prima analisi simula la lunghezza totale della sonda al variare della temperatura minima impostata per il fluido.

Per l'elaborazione di questa analisi dati si scelgono la coppia di raggio interno ed esterno della sonda ($r_{p,in}=0,0163$ m, $r_{p,out}=0,02$ m) e la potenza di picco, q_h , pari a 38 kW. Il valore di q_h è calcolato considerando una pompa di calore idronica con COP=3.0 e resa termica di 57 kW. Tali valori verranno giustificati nel capitolo dei risultati.

L'analisi in questione è costruita impostando un grafico lunghezza sonde-temperatura in uscita dell'evaporatore per diverse temperature in ingresso allo scambiatore (T_{in_hp}) con conseguente variazione di temperatura media del fluido (T_m) e portate. Si riportano in Figura 44 le curve ottenute.

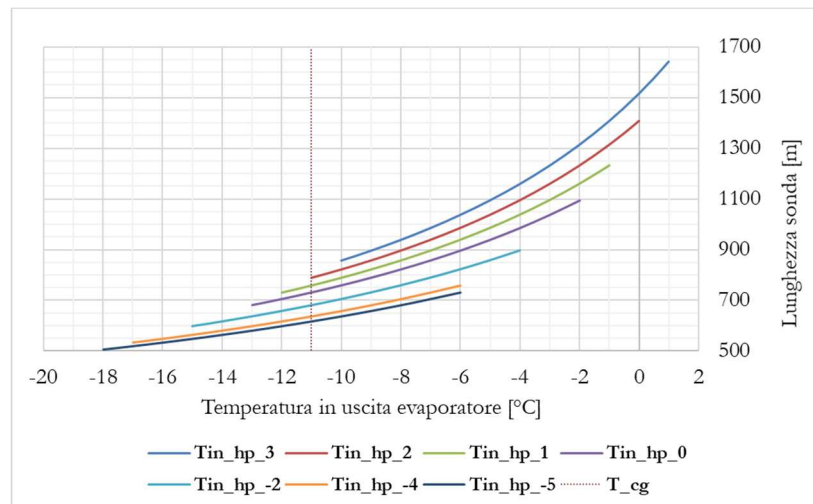


Figura 44 Andamento della lunghezza sonde al variare della temperatura in ingresso all'evaporatore.

Dal grafico in Figura 44 si osserva una netta crescita della lunghezza di sonda da installare, all'aumentare delle temperature minime del fluido imposte in progettazione.

Il prosieguo dello studio sui raggi più comuni in commercio per le sonde ha portato alla riduzione della lunghezza totale delle stesse. Si presenta di seguito, in Tabella 38, la combinazione di raggi e spessori più usuali nelle applicazioni [79] :

Tabella 38 Configurazioni per sonde geotermiche a singola U.

Geometrie Simplex	Conf.1U	Conf.2U	Conf.3U	Conf.4U
Raggio interno [m]	0,0071	0,0096	0,0131	0,0163
Diametro esterno [m]	0,02	0,025	0,032	0,04

Per ciascuna configurazione è stata calcolata la lunghezza L_U di cui R_g è funzione (Equazione 39): se L_U cresce, i bracci della U si allontanano (Figura 45) facendo così diminuire il valore della resistenza del grout, ed in cascata di R_b secondo l'Equazione 38.

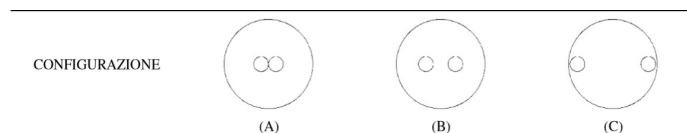


Figura 45 Configurazioni sonde singola U in funzione della distanza tra bracci L_U : $L_U=r_{p,in}$ in (A); $L_U=r_{bore}-2r_{p,in}$ in (C). Tabella 12, pag.61 Ricerca Sviluppo Energetico, [80].

Si inserisce in Figura 46 il grafico lunghezza della sonda- L_U per le configurazioni sonda della Tabella 38.

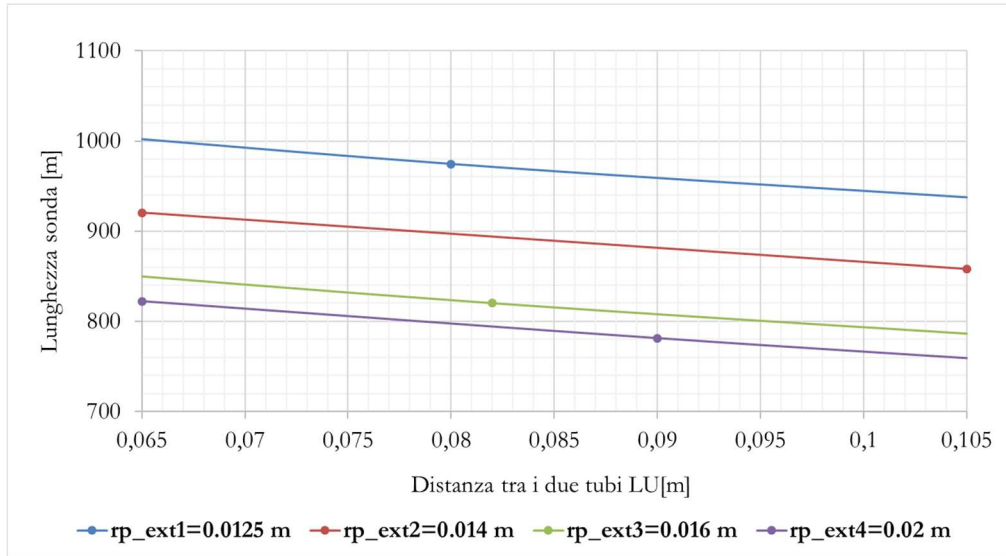


Figura 46 Lunghezza della sonda al variare della distanza L_U .

Come si evince dalla Figura 46, l'incremento di L_U determina una riduzione di L_b ; in particolare, la minore lunghezza della sonda si ottiene per raggio esterno massimo pari a 0,02 m (linea viola, conf.4U in Tabella 38).

Si dimostra quindi che per valori massimi di L_U la lunghezza della sonda a semplice U risulta minima.

L'applicazione di sonde verticali come citato nel paragrafo 1.4.1 può avvenire attraverso diverse tecnologie tra cui a semplice U, doppia U e pali energetici.

Di seguito è esposta una valutazione su sonde verticali a doppia U, le “duplex”, con lo scopo di quantificare le resistenze in gioco e di determinare quale tecnologia, tra semplice U e doppia U, minimizza la lunghezza delle sonde.

La determinazione della resistenza equivalente del pozzo R_b per una sonda 2U avviene secondo l'Equazione 38 imponendo $N_t=4$. In particolare, la resistenza riempimento-terreno per uno scambiatore 2U è calcolata secondo il modello di Hellström presentato in “Linee Guida per la progettazione dei campi geotermici per pompe di calore” [80].

L'equazione esprime la resistenza del terreno in funzione della geometria della sonda, delle caratteristiche del terreno e di riempimento:

$$R_{gDU} = \frac{1}{2\pi k_{grout}} \left[\ln \left(\frac{d_{bore}}{d_{p,ext}} \right) - \frac{3}{4} + \left(\frac{L_U}{d_{bore}} \right)^2 - \frac{1}{4} \cdot \ln \left(1 - \left(\frac{L_U}{d_{bore}} \right)^8 \right) - \frac{1}{2} \cdot \ln \left(\frac{\sqrt{2}L_U}{d_{p,ext}} \right) - \frac{1}{4} \cdot \ln \left(\frac{2L_U}{d_{p,ext}} \right) \right]; \left[\frac{mK}{W} \right]$$

Equazione 43

Scelte le dimensioni di raggio interno ed esterno, ed una volta fissata la portata del fluido termovettore, si calcolano le resistenze convettive, conduttive e del terreno. Ottenuta la resistenza totale R_b , si valuta la lunghezza della sonda per ciascuna delle configurazioni a doppia U in Tabella 39.

Tabella 39 Configurazioni per sonde geotermiche a doppia U.

Geometrie Duplex	Conf.1 DU	Conf.2 DU
Raggio interno [m]	0,0071	0,0163
Diametro esterno [m]	0,02	0,04

La geometria che minimizza la lunghezza delle sonde a doppia U è quella in configurazione 2DU (Tabella 39); essa rappresenta allo stesso tempo la soluzione ottimale per la geometria Simplex così come ottenuto dalla seconda analisi (configurazione 4U in Tabella 38). Nella Figura 47 sono disposte le sonde Duplex e Simplex nel pozzo geotermico

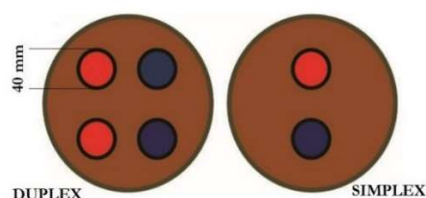


Figura 47 Disposizione sonde 2U e singola U nel pozzo geotermico, con $r_{p,in}=0,0163$ m e $r_{p,ext}=0,02$ m.

I risultati di comparazione tra le due tecnologie indicano:

- la somma delle resistenze convettive e conduttive della sonda doppia U è ridotta del 50% rispetto a quella calcolata per la semplice U (Equazione 38);
- la resistenza del terreno nel caso di doppia U risulta minore del 60÷80% rispetto a quella a semplice U.

Il grafico in Figura 48 mostra l'andamento della resistenza del pozzo geotermico, R_b , al variare della distanza L_U .

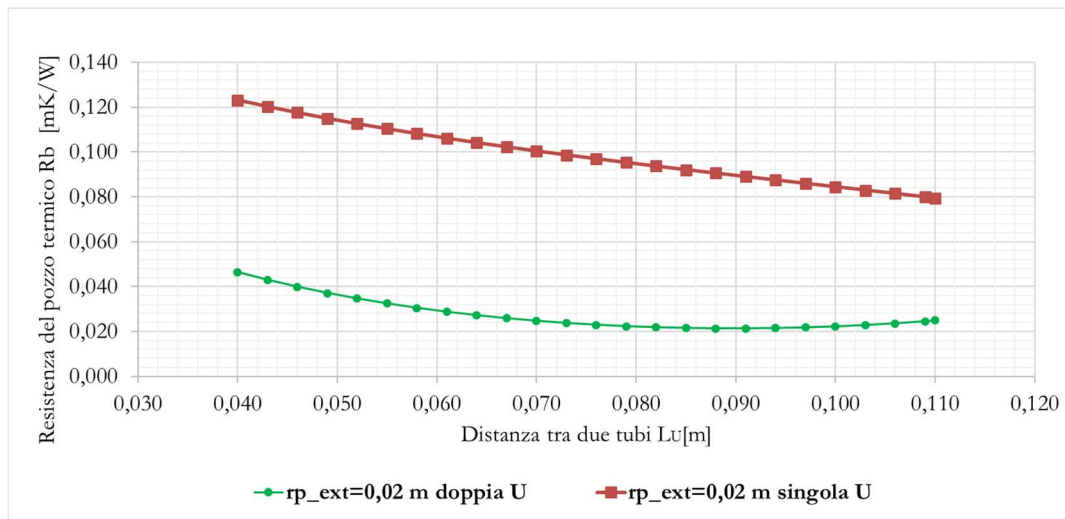


Figura 48 Resistenza del pozzo termico R_b al variare della distanza L_U . La curva per una sonda 2U è dotata di flesso per L_U di 0,08 m.

La resistenza R_b di una sonda 2U è dunque globalmente inferiore rispetto a quella a singola U di circa il 70% come già evidenziato in uno studio di comparazione [81]. L'incidenza di R_b sulla lunghezza L della sonda è rappresentata in Figura 49:

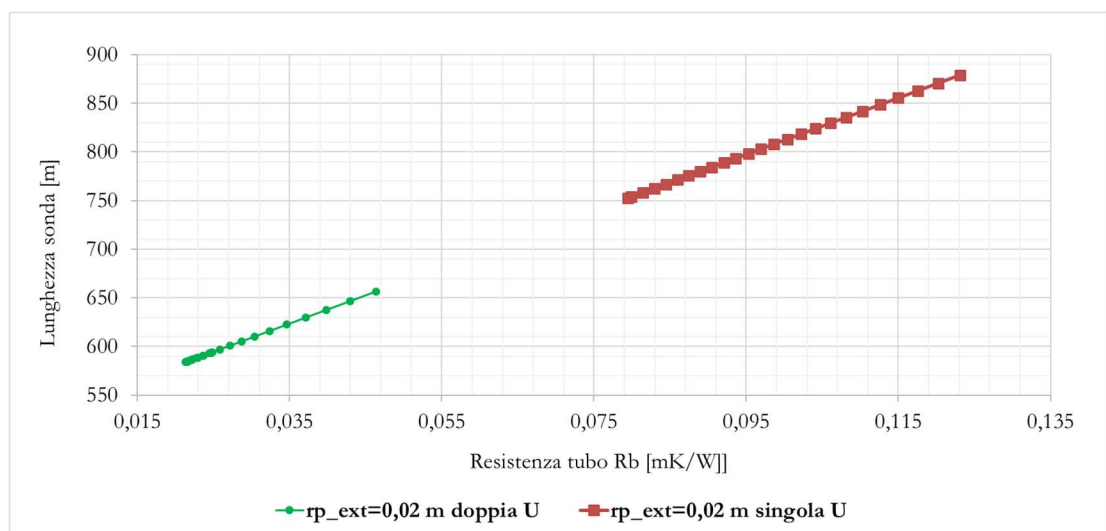


Figura 49 Lunghezza della sonda al variare della resistenza del pozzo geotermico R_b .

L'installazione di una 2U rispetto ad una configurazione singola dalle stesse dimensioni radiali comporterebbe la riduzione in lunghezza del 20÷25% della stessa.

L' iter di analisi sulla minimizzazione della lunghezza sonda, concluso per la pompa di calore ad acqua, è replicato per il caso Multisplit. I nuovi risultati ottenuti, sebbene diversi in valore numerico, confermano quanto valutato per l'accoppiamento raggio interno-esterno in configurazioni singola e doppia U.

In definitiva, la combinazione della totalità delle analisi parametriche svolte ha portato alla definizione della geometria da adottare per la tecnologia a sonde verticali: si considera quindi l'installazione di sonde a doppia U di dimensioni $r_{p,int}=0,0163$ m e $r_{p,ext}=0,02$ m per entrambe le soluzioni a pompa di calore con un valore di L_U pari a 0,08 m, tale che minimizzi R_b .

3 RISULTATI E DISCUSSIONI

In questo capitolo vengono presentati e discussi i risultati: nel paragrafo 3.1 sono specificati i fabbisogni energetici dell'edificio alla base per la definizione della potenza di progetto dei sistemi geotermici (par. 3.2). I risultati dell'analisi economica e ambientale sono articolati nei paragrafi 3.3 e 3.4.

In questo capitolo vengono approfondite le caratteristiche dell'impianto rinnovabile ad acqua e Multisplit, predisposti alla sostituzione di quello a gasolio.

Sebbene le proposte valutate abbiano alla base gli stessi fabbisogni termici del caso studio, queste differiscono tanto per il sistema di estrazione del calore delle sonde geotermiche, quanto per la produzione e la distribuzione del calore.

3.1 Fabbisogno energetico dell'edificio

Il software calcola i fabbisogni energetici dell'edificio a partire dai servizi selezionati, che nel caso analizzato, sono il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria.

CENED+2.0 inoltre compara le prestazioni reali con quelle di un edificio di riferimento secondo i requisiti minimi dell'omonimo decreto [82]. Il confronto virtuale è eseguito per ciascun servizio ed è finalizzato a stimare la classe energetica dell'edificio simulato; quest'ultimo risultato non è considerato nelle valutazioni finali del lavoro di tesi.

3.1.1 Fabbisogno per riscaldamento

Il fabbisogno di riscaldamento è funzione delle dispersioni termiche per trasmissione, ventilazione e degli apporti gratuiti.

Il carico termico da installare per fronteggiare le dispersioni è quello che determina un bilancio energetico dell'edificio nullo in condizioni stazionarie, ovvero tale che fronteggi il flusso termico uscente dall'edificio in condizioni di progetto.

Il carico termico invernale dell'edificio è calcolato come somma dei fabbisogni per riscaldamento per ciascuna zona termica nelle condizioni di progetto così riassunte:

- temperatura interna, $T_{\text{set-point}} = 20\text{ °C}$ (Cfr. par. 2.1.1.1), costante in ciascuna Zt;
- temperatura esterna di progetto, $T_p = -20\text{ °C}$ secondo la UNI 5364.

La temperatura esterna di progetto secondo la UNI 5364 [83] e i gradi giorno sono dati fondamentali per dimensionare un impianto termico, in particolare: il grado giorno è il discriminante per distinguere e classificare le zone climatiche, dalla A alla F, e per quantificare i consumi di energia termica, mentre la temperatura esterna determina la potenza termica di progetto dell'impianto.

La normativa stabilisce l'estensione della stagione di riscaldamento in termini di periodo e ore giornaliere in funzione dei gradi giorno e della corrispondente zona climatica. Il periodo di riscaldamento implementato dal software si basa sulla normativa sopra citata, ad esempio nel caso della posizione dell'albergo si considera una stagione di riscaldamento di 199 giorni.

In Figura 50 sono mostrati i fabbisogni termici mensili per riscaldamento per ciascuna Zt nelle condizioni reali ($Q_{NH,adj,fraz}$) come descritto nel paragrafo 2.1.4.1.

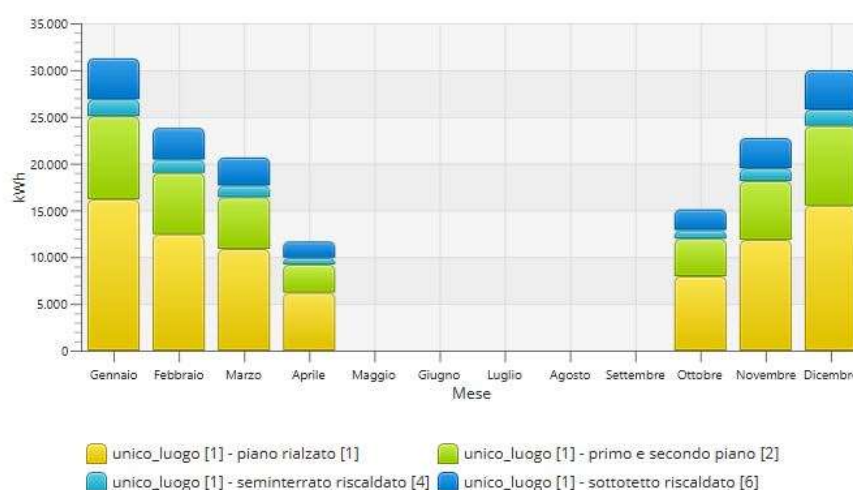


Figura 50 Fabbisogno termico annuale per riscaldamento per zona termica, CENED+2.0.

La Figura 50 divide il fabbisogno di riscaldamento nelle zone termiche di cui è composto l'edificio. Il luogo che richiede maggiore energia, pari al 52% del fabbisogno, è il piano rialzato che presenta le seguenti peculiarità:

- maggiori superfici vetrate (Cfr. Tabella 29);
- maggiore estensione globale dell'area riscaldata (Cfr. Tabella 29);
- maggiore area disperdente verso area non climatizzata (Cfr. Tabella 29);
- maggiori dispersioni verso l'esterno dovute alle pareti perimetrali.

Di particolare interesse sono i risultati per le zone “seminterrato riscaldato” e “sottotetto riscaldato”: questi luoghi hanno superficie riscaldata comparabile $20 \div 40 \text{ m}^2$ (Cfr. Tabella 24, Tabella 29) tuttavia presentano fabbisogni differenti dovuti ai versi di dispersione. Il sottotetto riscaldato

presenta una maggiore area di scambio termico con i lati non riscaldati e/o non abitabili, mentre il seminterrato disperde soprattutto verso il terreno (Cfr. Tabella 29).

La zona termica dedicata agli ospiti dell'hotel pesa solo per il 28% sul fabbisogno totale di riscaldamento dell'edificio: essa disperde principalmente verso l'esterno attraverso le pareti perimetrali restando interposta tra ambienti climatizzati alla stessa temperatura.

In Tabella 40 sono riportate le aree disperdenti totali e il valore del coefficiente di trasmissione descritto dall'Equazione 14 nel modello (Cfr. 2.1.4).

Tabella 40 Superficie totale disperdente ($S_{TOT,D}$) e coefficiente di trasmissione (H_T).

Zona termica	$S_{TOT,D}$ [m²]	H_T [W/K]
Zt1: piano rialzato	396,10	80,4
Zt2: primo e secondo piano	359,31	199,75
Zt3: seminterrato	77,16	195,24
Zt6: sottotetto	158,22	224,68
Subalterno	990,78	-

Di seguito, in Tabella 41, viene espresso il fabbisogno totale di energia richiesta nelle due simulazioni proposte dal software, ricordando che la prima tiene conto della sola ventilazione naturale.

Tabella 41 Fabbisogno termico annuale ottenuto da CENED+2.0. I valori nulli indicano le mensilità in cui non è previsto il riscaldamento degli ambienti.

Mese	$Q_{NH,fraz}$ [kWh]	$Q_{NH,adj,fraz}$ [kWh]
Gennaio	31.257,74	31.245,28
Febbraio	23.810,91	23.801,04
Marzo	20.653,65	20.644,74
Aprile	11.666,77	11.661,46
Maggio	0,00	0,00
Giugno	0,00	0,00
Luglio	0,00	0,00
Agosto	0,00	0,00
Settembre	0,00	0,00
Ottobre	15.101,35	15.094,74
Novembre	22.742,26	22.732,90
Dicembre	29.986,79	29.974,84
Totale	155.219,48	155.155,00

La differenza sui totali in ultima riga non è significativa, per cui, per esattezza, nel proseguo della tesi si fa riferimento al fabbisogno corretto $Q_{NH,adj,fraz}$ per il dimensionamento del sistema di

generazione del calore. Inoltre, esso tiene conto a pieno degli apporti gratuiti poiché nella consultazione degli output della simulazione, il fattore di utilizzazione (Equazione 8) è circa unitario ($\eta_{G,H,adj} = 0,99$).

Il fabbisogno energetico di riscaldamento $Q_{NH,adj,fraz}$ se diviso per la superficie utile o volume riscaldato del subalterno fornisce l'indice di prestazione termica utile $EP_{H,nd}$ [84]:

$$EP_{H,nd} = \frac{Q_{NH,adj,fraz}}{V_u} = 106 \frac{kWh}{m^3}$$

$$EP_{H,nd} = \frac{Q_{NH,adj,fraz}}{A_u} = 375 \frac{kWh}{m^2}$$

Il valore ottenuto di $EP_{H,nd}$, calcolato rispetto al volume, se confrontato con quelli raccolti nel Monitoraggio del P.E.A.R 2011-2015 [30] per strutture non residenziali oggetto di APE (Figura 51), è prossimo al limite inferiore del range 100-250 kWh/m³:

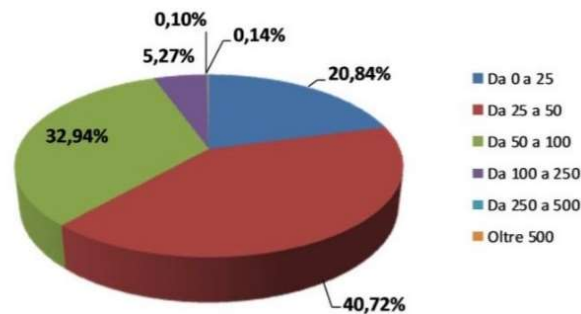


Figura 51 Indice prestazione termica per edifici non residenziali, $EP_{H,nd}$ espresso in kWh/m³. Figura 59, pag 69, Monitoraggio del PEAR 2015 [30].

Si nota dall'immagine precedente che circa il 73% degli edifici non residenziali ha valori di energia primaria compresi tra 25 e 100 kWh/m³ e che l'edificio simulato rientra largamente in tale classificazione.

3.1.2 Fabbisogno per ACS

Il servizio per l'acqua calda sanitaria si estende per 24 ore giornaliere per tutto l'anno così come definito da normativa UNI 11300-2 e nel capitolo 2.1.4.2.

Si riportano i seguenti valori in merito all' Equazione 24 per il calcolo del fabbisogno giornaliero:

- $\theta_{cr} = 40$ °C, temperatura di fornitura dell'acqua secondo normativa UNI 11300-2 [69] nel prospetto n.32.;

- $\theta_0 = 2,8 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura dell'acqua fredda di alimentazione, calcolata come temperatura media annuale dell'aria esterna della località in oggetto come specificato nei dati climatici (par. 2.1.1.1).

Il fabbisogno di acqua calda sanitaria è calcolato a partire dai consumi giornalieri richiesti dall'edificio per ciascuna zona termica e per ogni servizio richiesto, V_w . La Tabella 42 e la Tabella 43 mostrano i parametri implementati da CENED+2.0 per il calcolo.

Tabella 42 Consumo d'acqua giornaliero per zona termica ad uso Residenziale (R).

Zona termica	Classe	a_R [l/giorno·m ²]	b_R [l/giorno]	V_w [m ³ /giorno]
Seminterrato	E1.1	0	50	0,05
Sottotetto	E1.1	2,667	-43,33	0,07

Tabella 43 Consumo d'acqua giornaliero per zona termica ad uso Non Residenziale (NR).

Zona termica	Classe	a_{NR} [l/giorno·Nu]	Nu	V_w [m ³ /giorno]
Ristorante/Sala	E4.3	65	40	2,60
Zona notte	E1.3	60	30	1,80

La portata d'acqua totale richiesta risulta di 4,52 m³ come somma dei valori letti nelle ultime colonne delle tabelle precedenti. In Figura 52, i fabbisogni termici di ACS per zona termica.

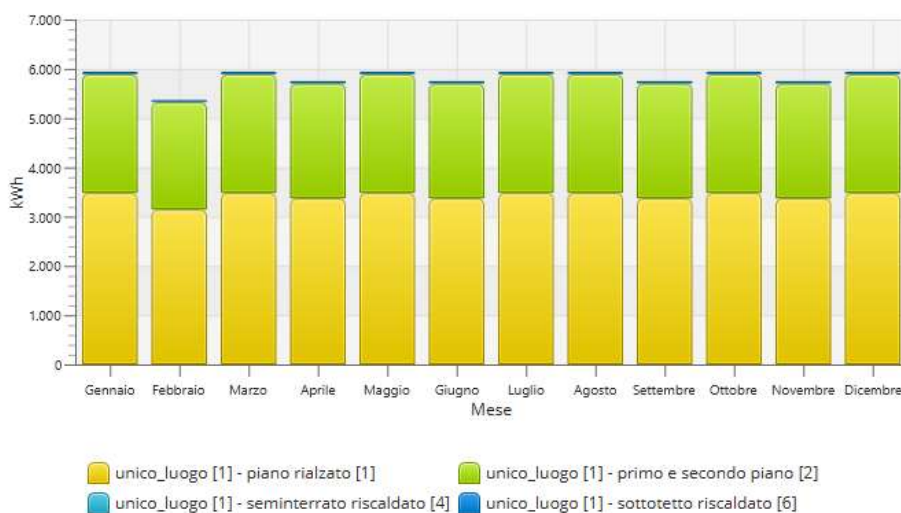


Figura 52 Fabbisogno termico annuale per acqua calda sanitaria per zona termica, CENED+2.0.

In Tabella 44 è specificato il peso percentuale del fabbisogno termico di una singola Zt rispetto a quello richiesto dall'edificio.

Tabella 44 Fabbisogno termico per ACS e peso percentuale per zona termica.

Zona termica	Q_{NW} [kWh/a]	Percentuale [%]
Zt1	40.987,88	58,6%
Zt2	28.376,23	40,6%
Zt4	181,47	0,2%
Zt6	406,21	0,6%
Totale	69.951,79	-

La richiesta energetica giornaliera, 191 kWh/giorno, in realtà non è equamente distribuita nell'arco delle 24 ore, è dunque lecito pensare che nelle prime ore del mattino o quelle in concomitanza dei pasti, la domanda sia maggiore che nel resto della giornata; si parla dunque di una concentrazione del consumo giornaliero di acqua in un periodo di tempo chiamato “periodo di punta”, t_{pu} . In una pubblicazione sviluppata da Ulrike Jordan, Klaus Vajen è definito un modello probabilistico che individua questi periodi [85].

Di seguito si formula la potenza necessaria al soddisfacimento di questo fabbisogno sia in caso di produzione istantanea che con accumulo.

$$\dot{Q}_{ACS,ist} = \frac{En_{ACS,giorn}}{t_{pu}} ; \left[\frac{kWh}{h} \right]$$

$$\dot{Q}_{ACS,acc} = \frac{En_{ACS,giorn}}{t_{pu} + t_{pre}} ; \left[\frac{kWh}{h} \right]$$

Equazione 44

Il vantaggio della produzione con serbatoio è duplice, da un lato consente l'installazione di un generatore di potenza più bassa per via dell'effetto del “Preriscaldamento”, e dall'altro permette di utilizzare la stessa macchina per soddisfare contemporaneamente il fabbisogno di riscaldamento. Il tempo del preriscaldamento, t_{pre} , corrisponde al periodo che può essere impiegato dal bollitore per scaldare l'acqua fredda nei momenti di non richiesta, in modo da dilazionare la potenza ($\dot{Q}_{ACS,acc}$) su un tempo più ampio. Attraverso l'accumulo è consentita una erogazione continua e regolare evitando frequenti cicli on-off del sistema di generazione. Esso permette anche una produzione integrata di acqua calda da parte di energie rinnovabili come pompe di calore e pannelli solari.

Il fluido termovettore circolante nella pompa di calore è acqua tecnica per cui diventa fondamentale disaccoppiarlo dall'acqua richiesta dall'utente attraverso uno scambiatore a serpentina posto nel serbatoio.

Queste considerazioni hanno lo scopo di determinare la potenza richiesta dal generatore, la capacità dell'accumulo e la superficie della serpentina accoppiata ad esso in un impianto geotermico.

L'iter attraverso cui si calcolano le grandezze sopra elencate è quello previsto dalla guida Caleffi [86]:

- calcolo dell'energia richiesta giornaliera, Q_t ;
- calcolo dell'energia oraria da cedere all'acqua igienica, \dot{Q}_h ;
- calcolo dell'energia da accumulare, Q_a ;
- volume serbatoio, V_{ACS} ;
- superficie serpentina, S_{ACS} .

L'energia richiesta giornaliera, Q_t , corrisponde al fabbisogno giornaliero derivato dal software pari a 191 kWh.

La potenza \dot{Q}_h rappresenta l'energia da fornire all'acqua sanitaria nel tempo in cui può essere ceduta tenendo in considerazione il periodo di punta e di preriscaldamento pari rispettivamente a 1,5 ore, definito da norma UNI 9182 [87], e 2 ore. \dot{Q}_h costituisce la potenza del generatore da installare per questo servizio:

$$\dot{Q}_{ACS,acc} = \dot{Q}_h = \frac{Q_t}{t_{pu} + t_{pre}} = 54,4 \text{ kW}$$

Equazione 45

L'energia da accumulare è quella da fornire nel periodo di preriscaldamento:

$$Q_a = \dot{Q}_h \times t_{pre} = 109 \text{ kWh}$$

Equazione 46

Il volume del serbatoio è fortemente dipendente dalla temperatura dell'acqua contenuta al suo interno, t_{acc} :

$$V_{ACS} = \frac{Q_a}{c_p \cdot \rho \cdot 3600 \cdot (t_{acc} - \theta_0)}; [m^3]$$

Equazione 47

In particolare, la temperatura dell'accumulo è impostata a 45°C pari alla temperatura ideale dell'acqua tecnica di ritorno della PdC ($T_{in,PdC}$) in modo da massimizzare lo scambio termico nel tubo metallico. In queste condizioni si ottiene un volume di 2216 litri.

La superficie di scambio risulta dimensionata come segue:

$$S_{ACS} = \frac{\dot{Q}_h}{K_s \times (t_{ms} - t_m)} ; [m^2]$$

Equazione 48

Dove:

- K_s , coefficiente di scambio termico serpentino in ferro 500 kcal/(°C · h · m²) o rame 520 kcal/(°C · h · m²);
- t_{ms} , temperatura media del fluido scaldante;
- t_m , temperatura media del fluido riscaldato.

La temperatura media del fluido scaldante è quella relativa all'acqua tecnica del circuito della pompa di calore, considerando $T_{out, PdC} = 50^\circ C$ e $T_{in, PdC} = 45^\circ C$.

$$t_{ms} = \frac{T_{out, PdC} + T_{in, PdC}}{2} = 47,5^\circ C$$

La temperatura media del fluido riscaldato è la media aritmetica tra la temperatura dell'accumulo e quella dell'acqua prelevata dalla rete:

$$t_m = \frac{t_{acc} + \theta_0}{2} = 23,9^\circ C$$

Applicando l'Equazione 48 si ottiene una superficie pari a 3,96 m² se considerata una serpentina in ferro.

Lo studio sulla capacità del serbatoio prosegue con tre analisi volte a precisare le condizioni impiantistiche associate a questo servizio:

- variazione della temperatura dell'accumulo a parità di energia e portata giornaliera;
- variazione del salto termico tra l'erogazione e la temperatura dell'acqua fredda a parità di portata giornaliera richiesta;
- variazione della portata giornaliera ed impiego di pompa di calore.

La prima analisi è svolta in modo da verificare la taglia del serbatoio a seconda della tecnologia impiegata: se l'impianto dell'ACS è servito da una sistema a combustione, la temperatura media scaldante (t_{ms}) è nettamente maggiore rispetto a quella che si otterrebbe con l'impiego di una PdC.

Si immagina dunque di soddisfare la portata giornaliera nominale di 4,4 m³ e di smaltire l'intero fabbisogno di 191 kWh giornaliero mantenendo le temperature di erogazione e di alimentazione costanti. La temperatura dell'accumulo (t_{acc}) viene diminuita a partire da 60°C: il volume del serbatoio e la superficie della serpentina variano come da grafico in Figura 53.

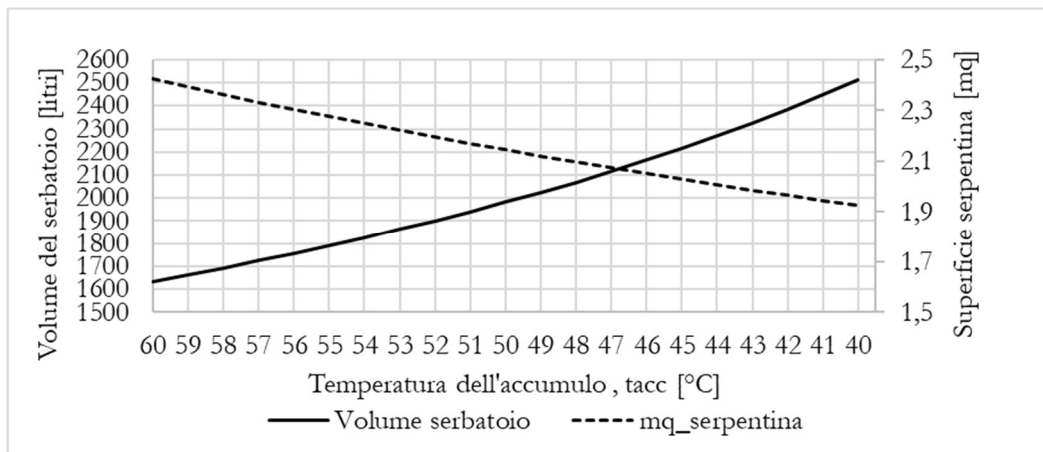


Figura 53 Capacità ed estensione della serpentina del bollitore in funzione della temperatura dell'accumulo.

Si evidenzia che la diminuzione della temperatura (t_{acc}) è concorde con la riduzione della superficie dello scambiatore procurando però una volumetria sempre più grande dello stoccaggio.

La scelta di un bollitore dipende tanto dal sistema di generazione, quanto dalla superficie della serpentina: esistono infatti sia serbatoi dedicati all'accumulo ACS adatti a tecnologia ad alta temperatura ($70 \div 80$ °C) sia altri “maggiorati” congrui a temperature più basse come per le PdC.

In conclusione, la necessità di avere più superficie di scambio deriva dalla temperatura più bassa del fluido scaldante.

La seconda analisi eseguita coinvolge la temperatura dell'acqua fredda di alimentazione θ_0 . Sin dal paragrafo 2.1.1.1 è stata riportata tale temperatura pari alla media annuale per Livigno così come operata dal software. Le guide consultate per la progettazione di serbatoi per ACS associano alla temperatura dell'acqua fredda i seguenti valori:

- $\theta_0' \approx 10 \div 12$ °C per località dell'Italia settentrionale;
- $\theta_0' \approx 12 \div 15$ °C per località dell'Italia centrale;
- $\theta_0' \approx 15 \div 18$ °C per località dell'Italia meridionale.

Se si applicasse l'Equazione 25 considerando θ_0' di 10 °C si otterrebbe un fabbisogno giornaliero per ACS di 153,4 kWh/giorno. Il conseguente fabbisogno annuale ammonterebbe a 56 MWh/anno, quota diminuita del 20% rispetto a quello ottenuto dalla simulazione su CENED+2.0. La Figura 54 descrive gli andamenti della capacità dell'accumulo e della superficie di scambio risultate a seguito della variazione della temperatura dell'acqua fredda.

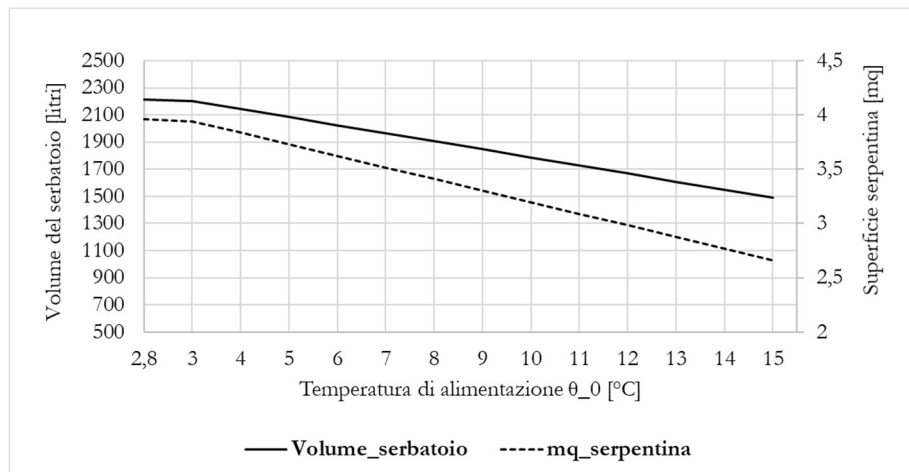


Figura 54 Capacità e superficie della serpentina del bollitore in funzione della temperatura dell'acqua di alimentazione.

In conclusione, l'incremento della temperatura di alimentazione determina una riduzione sostanziale della capacità dell'accumulo e della superficie interna di scambio del bollitore.

Come accennato in precedenza lo studio sul fabbisogno energetico per ACS diviene probabilistico se si considerano le attitudini comportamentali di chi usufruisce del servizio, e quindi sulla portata giornaliera effettivamente richiesta.

Nello specifico del caso studio, le strutture ricettive di rado sono totalmente occupate nelle mezze stagioni, raggiungono piuttosto le maggiori richieste di soggiorno (60% del totale) in due particolari periodi dell'anno, cioè durante la stagione sciistica e nelle settimane estive più calde [88].

Ulteriore indagine riguarda la portata giornaliera richiesta dalla ristorazione: è lecito pensare che gli utilizzi di acqua calda siano ottimizzati nella preparazione di pasti e vivande e che questa quantità poco influisca sui periodi di punta in cui è richiesta acqua calda dagli ospiti.

Nella quantificazione probabilistica delle portate di acqua esiste un fattore nella normativa detto "fattore di Contemporaneità" che aumenta nel caso in cui il servizio dell'ACS sia speso in edifici residenziali per un numero elevato di alloggi. Il valore di questo fattore diviene pari a 1 se l'immobile corrisponde ad una struttura ricettiva, stando a significare che la domanda d'acqua dev'essere garantita nella situazione più svantaggiosa.

Alla luce di quanto detto, si intuisce che la terza valutazione ha lo scopo di quantificare nuovamente la volumetria del serbatoio e la potenza richiesta al generatore in funzione della quantità d'acqua richiesta giornaliera supponendo però che la domanda dal parco camere sia garantita ($1,8\text{m}^3$) e che quella dovuta alla ristorazione possa essere gestita con cautela/ingegno.

I parametri mantenuti costanti nello studio corrente sono:

- temperatura erogazione, $\theta_{er}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- temperatura acqua di prelievo, $\theta_0=2,8^{\circ}\text{C}$;
- tecnologia a pompa di calore, $t_{ms}=47,5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- temperatura dell'accumulo, $t_{acc}=45\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- temperatura media fluido riscaldato, $t_m=23,9\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- periodo di punta e di preriscaldamento, $t_{pu}=1,5\text{ h}$, $t_{pr}=2\text{ h}$.

In Figura 55 si riportano gli andamenti per la capacità del serbatoio e per la superficie della serpentina a seguito del calcolo delle equazioni precedenti.

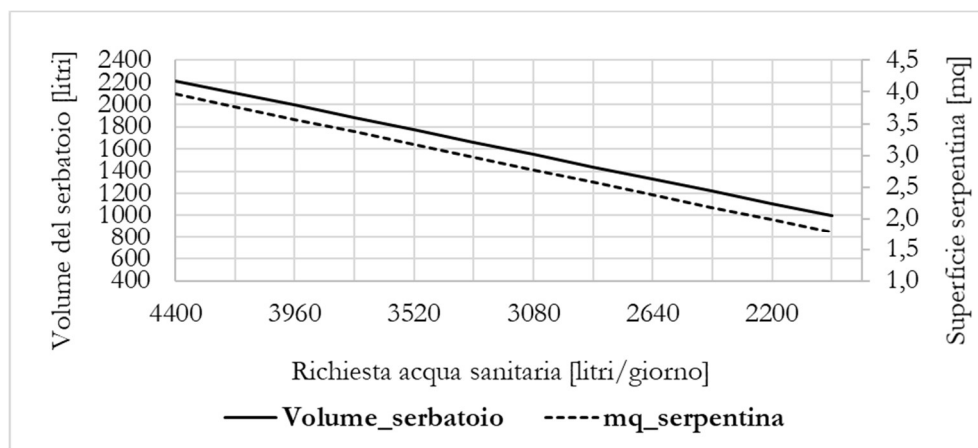


Figura 55 Capacità e superficie della serpentina del bollitore in funzione della richiesta d'acqua sanitaria.

Il grafico mostra comportamenti lineari decrescenti per le grandezze studiate al diminuire della richiesta di acqua igienica.

Considerata la tecnologia a PdC, al termine delle analisi condotte, si deduce che:

- riducendo la portata del 50%, la capacità del bollitore e la superficie di scambio richiesta alla serpentina si dimezzano;
- la potenza da richiedere al generatore diviene di 22 kW, invece di 54,4 kW, se contestualmente si applicano una riduzione della portata al 50% e un salto termico $\Delta\theta'$ di 30°C . In tali condizioni la capacità del serbatoio è di 1082 litri.

Si ricorda che resta necessario limitare più possibile la capacità dell'accumulo nell'ottica di contenerne le dispersioni e di prevedere un sistema energetico che garantisca l'assenza di batteri-legionella nell'acqua sanitaria qui non considerato.

Nel paragrafo 3.3 si farà riferimento al costo del serbatoio attualmente installato da 1000 litri, adatto altresì ad un impianto termico a pompa di calore ottimizzato nei consumi d'acqua sanitaria e nel salto termico tra l'alimentazione e l'erogazione.

3.2 Scelta impiantistica

Questo paragrafo è dedicato al dimensionamento delle pompe di calore adottate per le scelte impiantistiche proposte nel lavoro di tesi.

La taglia della pompa di calore in entrambe le soluzioni resta pressoché dello stesso valore e viene determinata a partire dai fabbisogni energetici dei servizi da soddisfare. Si riportano i fabbisogni termici annui per riscaldamento e acqua calda sanitaria:

- $Q_{NH,adj,fraz} = 155.155 \text{ kWh};$
- $Q_{NW} = 69.952 \text{ kWh}.$

Le potenze da installare per riscaldamento e ACS derivano da procedure di calcolo differenti: per il riscaldamento degli ambienti si tiene conto della zona climatica in cui l'impianto è collocato, mentre per la produzione di acqua calda con accumulo, il calcolo tiene conto dei tempi di punta e di preriscaldamento.

La potenza di generazione che soddisfa entrambi i fabbisogni non è tra gli output della simulazione in CENED+2.0; dunque essa è ricavata con un approccio semplificato basato sulla proporzione tra gradi giorno e consumi per riscaldamento [89]:

$$Q_{NH,adj,fraz} = (H_T + H_{V,adj}) \cdot GG \cdot \frac{24}{1000} - \eta_{G,H,adj} \cdot (Q_S + Q_{SI}); \left[\frac{kWh}{y} \right]$$

Equazione 49

L'equazione ricorda quella riportata in precedenza nei modelli (Cfr. 2.1.4.1) della quale conserva il significato fisico dei termini.

Per semplicità di calcolo si pone uguale a zero la quota termica gratuita, ciò determina un nuovo coefficiente globale di scambio termico (H^*) fissate le condizioni climatiche (GG) e il reale fabbisogno energetico dell'edificio ($Q_{NH,adj,fraz}$):

$$H^* = \frac{Q_{NH,adj,fraz}}{0,024 \cdot GG} = 1426 ; \left[\frac{W}{K} \right]$$

Il calcolo della potenza nominale della pompa di calore geotermica è effettuato con temperatura esterna di progetto, diversamente da quanto accade per le pompe di calore aerotermiche dimensionate solitamente o sulla temperatura media mensile del mese più freddo o su quella di bivalenza [45], [90].

$$P_{n,H,teo} = H^* \times (T_{set} - T_p); [W]$$

Equazione 50

La potenza nominale teorica risulta di 57 kW.

La potenza reale invece, $P_{n,H}$, richiesta per fronteggiare le perdite dei sottosistemi di emissione, regolazione e produzione del calore diviene:

$$P_{n,H} = \frac{P_{n,H,teo}}{\eta_e \eta_r \eta_d} ; [kW]$$

Equazione 51

In questo senso si deduce che la potenza nominale reale varia a seconda delle soluzioni impiantistiche studiate. I sistemi di emissione considerati sono descritti in dettaglio nel proseguo del lavoro di tesi.

La produzione di acqua tecnica destinata al sistema di distribuzione e di emissione avviene tramite l'accumulo per la soluzione B/W. Questa tecnologia permette di ridurre i cicli "on-off" che il compressore della pompa di calore compie/subisce durante la giornata e assicura le condizioni ottimali di lavoro della macchina compensando il carico termico. Questa considerazione ha altrettanta validità qualora la pompa lavori con compressori modulanti, seppur richiedendo una volumetria minore dell'accumulo. Il serbatoio inoltre permette di disaccoppiare la portata di acqua lato impianto-distribuzione da quella lato PdC [91].

Il dimensionamento del volano è funzione del sistema di emissione del riscaldamento, la Tabella 45 sintetizza i valori assunti dalle aziende produttrici.

Tabella 45 Fattore di dimensionamento del volano.

Fonte; sistema emissivo	Fattore di specificità [l/kW]	Volume [l]
Caleffi [92], pannelli radianti	25	1426
Caleffi [92], radiatori	40	2282
Caleffi [92], ventilconvettori	40	2282
Hoval [93], generico	20	1141
Ochsner [94], generico	25	1426

Data la diversa tipologia di terminali studiati nel lavoro di tesi, si considera il valore di 25 litri/kW così come suggerito in "Dimensionamento componenti dell'impianto", Hoval. [93]. Il volume che ne corrisponde è di circa 1,5 m³ se considerata una potenza nominale ideale di 57 kW. Si adotta un serbatoio di accumulo (in Figura 56) da 1,5 m³ [95] per la pompa di calore idronica.



Figura 56 Serbatoio di accumulo acqua calda, Hoval EnerVal.

Le caratteristiche di progetto del serbatoio indicate nella scheda tecnica descrivono:

- dimensioni, materiali e peso;
- massima temperatura di esercizio;
- perdite giornaliere associate al materiale di cui è composto;
- tipo di isolante sul manto esterno.

L'accumulo tampone non è smaltato internamente per cui non può essere impiegato per la produzione di acqua calda sanitaria. Esso non prevede lo scambiatore a serpentina di cui invece è dotato quello per l'ACS.

La potenza richiesta al generatore per soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria è stata descritta nel paragrafo 3.1.2. Si riporta il risultato dell'Equazione 45 nelle condizioni ottimizzate di salto termico (alimentazione-erogazione) e richiesta giornaliera.

$$\dot{Q}_{ACS,acc} = \frac{En_{ACS,giorn,ott}}{t_{pu} + t_{pre}} = 22 ; [kW]$$

Nel proseguo del lavoro di tesi si assume che la taglia della pompa di calore da adottare tenga conto soltanto del fabbisogno di riscaldamento. La condizione di temperatura di progetto, l'installazione dei serbatoi d'accumulo e la gestione ottimale della richiesta d'acqua calda garantiscono una potenza di progetto dell'impianto ridotta rispetto a quella ottenuta se si sommasse anche il contributo di $\dot{Q}_{ACS,acc}$.

$$P_{H,pdc} \equiv P_{n,H} [kW]$$

Equazione 52

Le due configurazioni oggetto di studio per la realizzazione dell'impianto geotermico, brina/acqua (B/W) e Multisplit sono riassunte per sottosistemi, quali:

1. Sistema per la produzione del calore attraverso la pompa di calore;
2. Sistema accumulo del calore nel campo sonde;
3. Sistema di emissione del calore nelle zone termiche;
4. Produzione dell'acqua calda sanitaria.

I risultati relativi al sistema di accumulo per acqua calda sanitaria sono validi per ciascuna soluzione impiantistica proposta nel lavoro di tesi, mentre il serbatoio tampone non è previsto nel sistema multisplit.

3.2.1 Pompa di calore idronica

La pompa di calore idronica in esame estrae calore dal terreno attraverso la circolazione di acqua glicolata nei 10 pozzi verticali, per poi attuare l'effetto utile grazie alla circolazione di acqua tecnica nel sistema di emissione. Il suo funzionamento indiretto è rappresentato nella Figura 35 nel paragrafo 1.4.1.

La potenza di progetto della pompa di calore è calcolata a partire dalla potenza nominale teorica di 57 kW e maggiorata per tener conto dei rendimenti dei sistemi di emissione, regolazione e distribuzione, tabulati in normativa UNI 11300-2 [96].

Il rendimento di emissione è determinato considerando i valori schedati per terminali di erogazione in locali di altezza inferiore a 4 m. Considerato il carico termico specifico del caso studio ($>10 \text{ W/m}^3$), il rendimento di emissione η_e risulta pari a 0,94 per un ventilconvettore. La motivazione della scelta del terminale è spiegata nel proseguo di questo paragrafo.

Il rendimento di regolazione è funzione del sistema di controllo della temperatura in ambiente, assumendo dunque di installare un terminale dotato di valvole termostatiche, η_r equivale a 0,98.

Il rendimento di distribuzione è funzione sia della temperatura di mandata/ritorno del fluido termovettore, sia dalla disposizione della tubazione verso i locali da riscaldare. La descrizione dell'edificio studiato ricade nella casistica "Impianti di riscaldamento centralizzati tradizionali a montanti alimentati da distribuzione orizzontale" a cui è associato un rendimento di 0,933 per temperature del fluido di 80/60 °C. Per tener conto delle effettive temperature di mandata e ritorno dell'acqua tecnica, la normativa consiglia la seguente correzione:

$$\eta_d = 1 - (1 - \eta_{d,80/60}) \times C ; [-]$$

dove “C” è pari a 0,77 per temperature adatte ai ventilconvettori. Il valore corretto η_d risulta di 0,948.

La potenza reale richiesta dalla pompa geotermica è quindi ottenuta:

$$P_{H,PdC} = \frac{P_{n,H,teo}}{\eta_e \eta_r \eta_d} = \frac{57}{0,94 \times 0,98 \times 0,948} = 65,3 ; [kW]$$

3.2.1.1 Sistema per la produzione del calore attraverso la pompa di calore

Il sistema per la produzione del calore è la pompa di calore idronica: la potenza $P_{H,PdC}$ è quella da ricercare nei cataloghi in commercio per quelle geotermiche indirette ad acqua glicolata/acqua. La pompa di calore adottata è Alphainnotech-SWP691 [97] di cui si riportano in Tabella 46 le principali caratteristiche.

Tabella 46 Scheda Tecnica Pompa di calore geotermica B/W, Alphainnotech-SWP691.

Grandezza	Valore	Unità di misura
$Q_h (0^\circ\text{C}/35^\circ\text{C})$	64,6	kW
COP (0°/35°CC)	4,6	-
Wel	14,9	kW
Condizioni lavoro, acqua	-5/25	°C
Portata acqua glicolata	13.000	l/h
Portata acqua calda	11.300	m ³ /h
n. compressori	1	-
Fluido frigorifero	R410 A	-

I valori dei carichi termici mensile e annuale sono calcolati secondo l'Equazione 31, Equazione 32 e Equazione 33 in cui PLF_m vale 0,736 e τ_h è di 2354 ore.

La pompa di calore individuata lavora con un singolo compressore modulante, atto a lavorare in continuo con capacità variabili nel tempo. Si riportano la resa termica (Figura 57) e il coefficiente di prestazione (Figura 58) della pompa di calore professionale in funzione della temperatura dell'acqua glicolata al variare di quella di mandata, $T_{out,PdC}$.

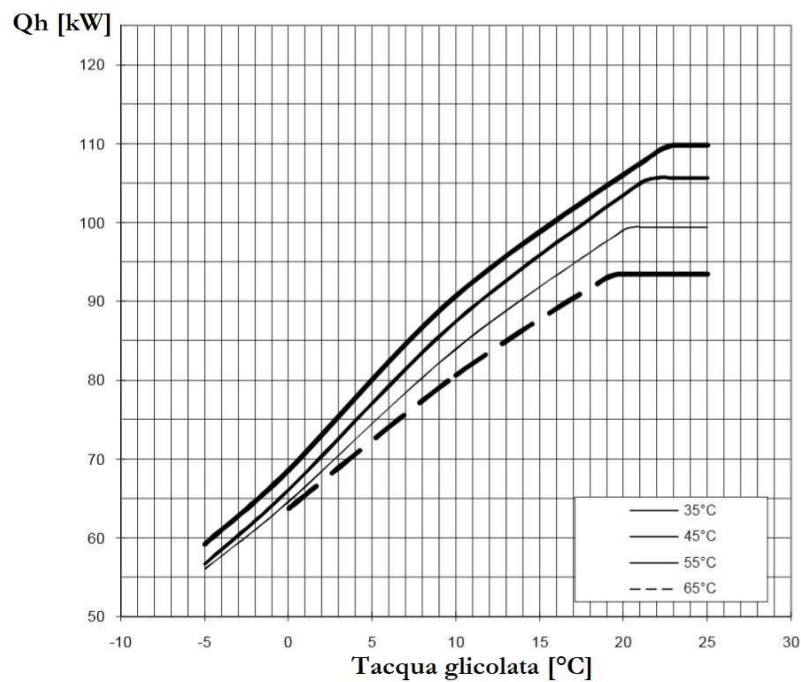


Figura 57 Resa termica della pompa di calore B/W in funzione della temperatura in ingresso all'evaporatore di acqua glicolata, Alphainnotech-SWP691

Come si evince dall'immagine in Figura 57, la condizione di potenza di 65,3 kW è raggiunta incrociando l'orizzontale a $Q_h \approx 65 \text{ kW}$ e la curva a $T_{\text{out,PdC}} = 50^\circ\text{C}$ ottenuta come interpolazione tra le mandate di $45 \div 55^\circ\text{C}$. Il valore letto sull'ascissa nella condizione di lavoro è circa 1°C .

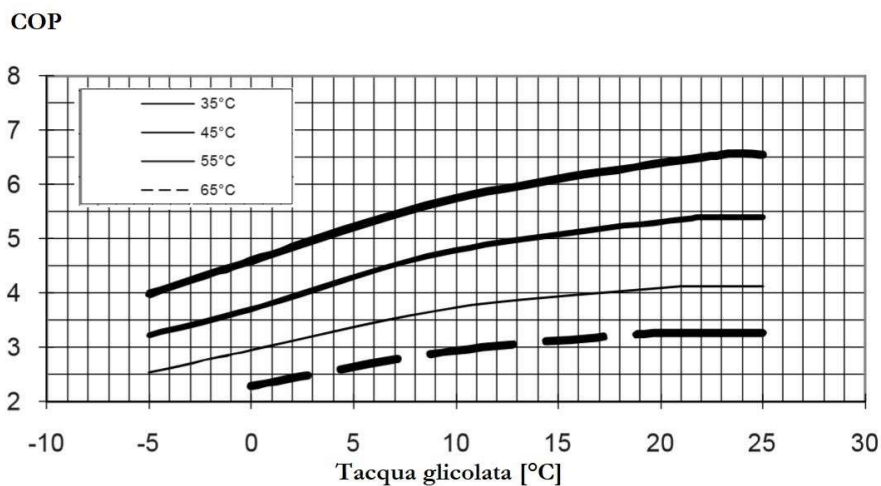


Figura 58 Coefficiente di prestazione della pompa di calore B/W in funzione della temperatura in ingresso all'evaporatore di acqua glicolata, Alphainnotech-SWP691.

Il COP valutato nelle condizioni di $T_{\text{acqua glicolata}} = 1^\circ\text{C}$ e $T_{\text{out,PdC}} = 50^\circ\text{C}$ è di 3,36.

I valori corretti di temperatura in ingresso dell'acqua glicolata e del coefficiente di prestazione, confermati anche dalla versione in digitale del catalogo², sono adoperati per il dimensionamento del campo sonde.

Il discostamento tra le condizioni di lavoro reali e quelle ideali di una macchina di Carnot (Equazione 4) è quantificato dall'efficienza di secondo principio η_{II} :

$$\eta_{II} = 50\%$$

In commercio per pompe di calore B/W di grossa taglia esistono varianti con doppio compressore, ciò nonostante, nel lavoro di tesi, si sceglie una a singolo stadio per compararla con la soluzione a condensazione diretta.

3.2.1.2 *Sistema estrazione del calore nel campo sonde*

Il sistema che garantisce l'estrazione del calore dal terreno è caratterizzato dalla disposizione di pozzi verticali nel campo sonde.

A seguito delle analisi parametriche nel capitolo 2.2.2, si fa riferimento a sonde verticali a doppia U, mentre la potenza di progetto q_{prog} nelle equazioni del modello nel paragrafo 2.2.1 coincide con quella nominale della pompa selezionata. Definito il COP di lavoro si ottengono i carichi termici del terreno q_h , q_m , q_y in termini di potenza. Si elencano in Tabella 47 le caratteristiche e i risultati principali per il dimensionamento del campo sonde 5×2 (Duplex: $r_{p,ext}=0,02$ m; $L_U=0,08$ m):

Tabella 47 Dimensionamento sonde geotermiche per soluzione B/W.

Simbolo	Valore	Unità di misura
q_h	-45.881	W
q_m	-33.777	W
q_y	-14.245	W
m_{fls}	0,082	$kg \cdot s^{-1} \cdot kW^{-1}$
L_U	0,08	m
$T_{out,HP}$	-2,3	°C
L_h	1072	m
H_{pozzo}	150	m

La profondità per ciascun pozzo geotermico, H_{pozzo} , tiene conto dell'influenza della temperatura di penalizzazione in maniera differente da L_h .

² Valori corretti nelle condizioni di temperatura di mandata acqua calda di 50°C, <http://www.fotir.it/catalogo/alpha-innotec/3754-ai-pompa-di-calore-geotermica-acqua-swp-691-kw-685-cop-46-b0-w35.html>.

Come dimostrato nella prima analisi del paragrafo 2.2.2 la lunghezza minima delle sonde è raggiunta per temperatura più bassa possibile all'ingresso dell'evaporatore. La grandezza H_{pozzo} rappresenta già la soluzione ottimizzata per la pompa di calore scelta da catalogo poiché al di sotto di $T_{\text{acqua glicolata}}=1^{\circ}\text{C}$ non è garantito il carico termico desiderato.

Ulteriori considerazioni possono essere svolte variando la disposizione delle sonde all'interno del campo in modo che la profondità di ciascuna di esse scenda al di sotto del valore del centinaio ($H_{\text{pozzo}} < 100 \text{ m}$) determinando però un aumento del numero di pozzi ($NB \approx 12$) e della superficie di suolo occupata.

3.2.1.3 Sistema di emissione del calore nelle zone termiche

Il sistema di emissione del calore associato alla pompa di calore deve necessariamente essere alimentato ad acqua, data la tipologia della macchina termica. Nel lavoro di tesi si valutano tre tipi di erogatori idronici, il primo tra i quali è il radiatore installato attualmente nell'edificio.

Considerando la geometria dei terminali esistenti (Tabella 30) si calcola, secondo l'Equazione 7, la potenza emessa reale associata al salto termico sostenuto dalla PdC secondo le ipotesi:

- $T_{\text{out}, \text{PdC}} = 50^{\circ}\text{C}$;
- $T_{\text{in}, \text{PdC}} = 40^{\circ}\text{C}$;
- $T_{\text{med}, \text{PdC}} = 45^{\circ}\text{C}$;
- $T_{\text{med}} - T_{\text{set point}} = \Delta T_{\text{m}, \text{pdc}} = 25^{\circ}\text{C}$.

In queste condizioni di temperatura la potenza totale emissiva degli elementi risulta, secondo l'equazione seguente, inferiore del 50% rispetto a quella originaria poiché funzione dei differenziali termici $\Delta T_{\text{m}, \text{PdC}}$ e $\Delta T_{\text{m}, \text{Cald}}$.

$$\%P_{rid} = 1 - \left(\frac{\Delta T_{\text{m}, \text{PdC}}}{\Delta T_{\text{m}, \text{Cald}}} \right)^{1,3} ; [-]$$

Equazione 53

Il grafico in Figura 59 rappresenta l'incidenza del $\Delta T_{\text{m}, \text{PdC}}$ sulla potenza emissiva dell'elemento radiante fissata la temperatura di mandata ($T_{\text{out}, \text{PdC}} = 50^{\circ}\text{C}$) e quella di set point.

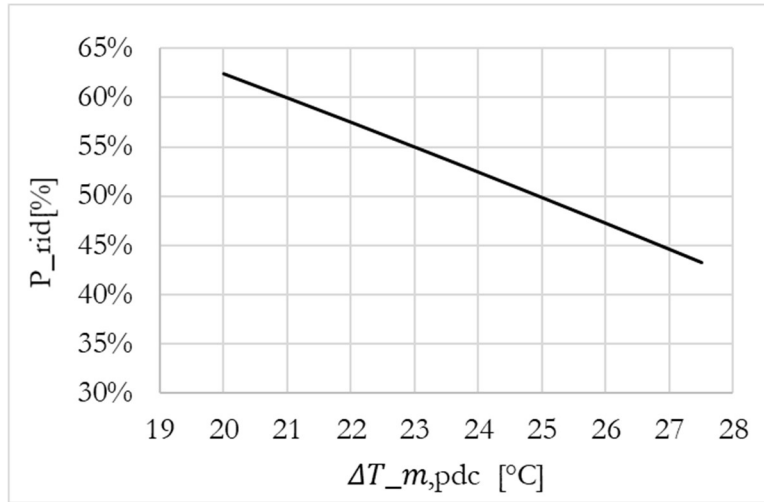


Figura 59 Riduzione della potenza di emissione per radiatori in funzione di $\Delta T_{m,pdc}$.

In conclusione, le condizioni di lavoro della PdC non garantiscono il soddisfacimento del fabbisogno termico dell'edificio se si adopera lo stesso terminale; è necessario dunque installare radiatori di grandezze maggiori.

La lunghezza del nuovo terminale è valutata secondo l'equazione seguente, in cui l'altezza (h) e larghezza (d) in riferimento alla Figura 40 restano costanti:

$$l' = \frac{P_{em,prog}^* - (2 \cdot c \cdot d \cdot h)}{c \times (2 \cdot h + 2 \cdot d)} + c \cdot h \cdot d ; [m]$$

Equazione 54

dove $P_{em,prog}^*$ corrisponde alla potenza di progetto emessa nelle condizioni termiche della pompa di calore ($\Delta T_{m,pdc} = 25^{\circ}C$), fissate le potenze emesse dai radiatori nella condizione originaria, $P_{em,reale}$.

$$P_{em,prog}^* = \frac{P_{em,reale}}{\left(\frac{\Delta T_{m,pdc}}{50}\right)^{1,3}} ; [W]$$

Equazione 55

La lunghezza del terminale (l') risulta pari al doppio rispetto a quella del radiatore attualmente installato. Di conseguenza il volume, V' , per ciascun terminale è maggiorato del 102÷104%.

Il volume corrispondente alla nuova lunghezza è ottenuto.

$$V' = l' \times h \times d ; [m^3]$$

Equazione 56

L'impossibilità di aggiungere ulteriori anelli singoli al radiatore esistente col fine di incrementarne il volume comporta o l'installazione negli ambienti di altri terminali dello stesso tipo, oppure una sostituzione di essi con un'altra tecnologia.

Il problema sull'accoppiamento pompa di calore-terminale si esaurisce con l'adeguamento del sistema di distribuzione ed emissione del calore:

- sostituzione dei radiatori con pannelli radianti;
- sostituzione dei radiatori con ventilconvettori.

La sostituzione a pannello radiante, oltre a richiedere costi aggiuntivi di smantellamento e posa in opera della pavimentazione, trova limiti progettuali dovute alle temperature raggiunte sulla superficie calpestabile, T_{pav} .

Le temperature limite per evitare sensazione di malessere, T_{pav} , sono imposte da normativa UNI EN 1264-4 [98]:

- 29 °C in ambienti dove ci si sofferma in permanenza;
- 33 °C in locali bagno, docce e piscine;
- 35 °C in zone perimetrali o in locali dove si accende raramente.

Nel nostro caso si assume una temperatura limite di 29°C in ciascun ambiente, essa influenza strettamente la resa termica massima specifica del pannello come segue:

$$q_{max} = 8,92 \times (T_{pav} - T_{set\ point})^{1,1}; \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Equazione 57

Il valore massimo (q_{max}) nella condizione limite è di 100 W/m² [99]. La potenza termica ceduta dal pannello non deve superare quella massima moltiplicata per la superficie coperta.

La progettazione di sistemi di riscaldamento a pannello radiante prevede quindi un'attenta analisi sulle resistenze termiche del pavimento, R_{pav} , su cui è installato: le rese termiche di questa tecnologia variano a seconda del solaio in cui la tubazione è inserita. Nel caso studio la pavimentazione è ricoperta quasi totalmente da parquet a cui corrisponde una resistenza di 0,0901 m²K/W.

In letteratura esistono tabulazioni delle rese termiche per categoria di solaio. Per completare il lavoro sulla potenza totale emessa dal pannello e la resa necessaria al fabbisogno di riscaldamento si fa riferimento alla tavola D del documento "Watts Industries-Resa Termica di pavimenti radianti caldi" [100].

La resa specifica per questo tipo di soletta è funzione a sua volta di due parametri, quali la temperatura di mandata del fluido caldo (T_{mf}) con relativo salto termico (ΔT_f) e la distribuzione geometrica della tubazione, cioè l'interasse di posa in opera. Parametro cardine resta la temperatura di mandata del fluido strettamente dipendente dal tipo di sistema di generazione del calore.

Nel caso specifico della pompa di calore installata si fa riferimento ad una temperatura del fluido caldo compresa tra 44 e 50 °C. Si riportano in Tabella 48 le rese specifiche nelle diverse condizioni di lavoro per $R_{pav}=0,0901 \text{ m}^2\text{K/W}$ [100]:

Tabella 48 Rese specifiche per pannelli radianti insediati in parquet, Watts Industries. Le rese in grassetto sono tali da superare la temperatura limite T_p , per cui non ammissibili.

ΔT_f T_{mf}	Interasse 0,10 m				Interasse 0,15 m				Interasse 0,20 m					Interasse 0,3 m			
	3	5	7	9	3	5	7	9	3	5	7	9	11	5	7	9	11
44	83	78	74	69	76	72	68	64	69	65	62	58	54	54	51	48	44
46	90	86	82	77	83	79	75	71	75	72	68	64	60	59	56	53	50
50	106	102	97	93	97	93	89	85	88	85	81	77	74	69	66	63	60

Analizzando la tabella si nota che per una temperatura di mandata del fluido caldo, la resa specifica aumenta se l'interasse e il salto termico del fluido decrescono. Nel caso studio la resa minima per erogare la potenza di progetto di riscaldamento, q_{id} , equivale:

$$q_{id,min} = \frac{P_{n,teo}}{A_{risc}} = \frac{57 \times 10^3}{412,4} = 134 \frac{W}{m^2}$$

Il valore di $q_{id,min}$ è ben lontano da quelli tabellati, si deduce quindi che il sistema a pannello radiante non può soddisfare la richiesta termica in nessun caso e sarà necessario scegliere un sistema emissivo a ventilconvettore. Lo studio di tale erogatore giustifica il valore del rendimento d'emissione ad inizio paragrafo.

Il ventilconvettore è capace di soddisfare il fabbisogno estivo ed invernale, tuttavia nel nostro caso saranno considerati soltanto come erogatori di calore.

Lo scambio termico avviene grazie alla superficie della batteria di cui è composto: l'acqua circolante all'interno di quest'ultima cede calore al flusso d'aria che, in convezione forzata, viene prelevata dall'ambiente interno per poi essere riemessa a temperatura maggiore. In Figura 60 è mostrata una sezione del componente che ne evidenzia gli elementi costitutivi [101] :

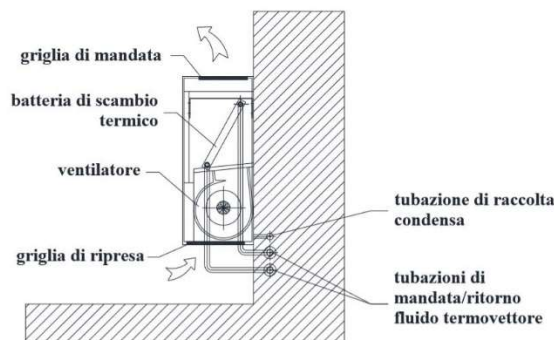


Figura 60 Componenti per Ventilconvettore, “Elementi Costitutivi degli Impianti di climatizzazione”, F.Mancini, La Sapienza, Roma.

Nel lavoro di tesi la totalità dei terminali è considerata della stessa taglia e tipologia all’interno del subalterno. Il terminale selezionato, dotato di inverter, è dimensionato per 1,515 kW Heliotherm-Riello [102].

Si calcola il numero di terminali, n_v , a partire dal fabbisogno totale per riscaldamento:

$$n_v \cdot q_{vent} \geq P_{n,H,teo}$$

Equazione 58

Il numero totale di ventilconvettori installati è di 40, numero elevato poiché in ambiente di grande estensione sarebbe opportuno installarne un numero più esiguo con taglie maggiori al fine di usufruire a pieno del sistema di distribuzione esistente. La scelta sul dimensionamento di terminali di piccola taglia ottimizza il fabbisogno di riscaldamento delle zone termiche Zt2, Zt4, Zt6 destinate al pernottamento.

Lo scambio termico tra l’acqua tecnica e l’aria non avviene con efficienza unitaria: si applica il metodo NTU poiché non sono note le temperature di uscita dei due fluidi. In realtà la normativa impone la temperatura massima di immissione di aria calda per un ventilconvettore in fase di riscaldamento pari a 27 °C UNI en 1397 [103].

I ventilconvettori adottati di riferiscono al catalogo Riello con le caratteristiche in Tabella 49:

Tabella 49 Scheda tecnica Ventilconvettore, Riello-Helioterm Inverter.

Grandezza	Valore	Unità di misura
Resa riscaldamento, q_{vent}	1515	W
Portata nom. acqua	188	l/h
Portata aria min	197	m ³ /h
Portata aria max	202	m ³ /h
Temp. ingresso acqua	50	°C
Potenza elettrica	12,9	W

L'efficienza calcolata dal metodo è:

$$\varepsilon_{NTU} = \frac{q_{r,NTU}}{q_{max,NTU}} ; [-]$$

Equazione 59

dove,

- $q_{r,NTU}$, flusso termico effettivamente scambiato tra i fluido caldo (acqua tecnica) e il fluido freddo (aria), W;
- $q_{max,NTU}$, flusso massimo scambiabile tra i fluidi, W.

Il flusso massimo termico scambiabile è ottenuto con la seguente equazione:

$$q_{max,NTU} = C_{min} \times (T_{c,in} - T_{f,in}); [W]$$

Equazione 60

dove,

- C_{min} , capacità termica minima tra i fluidi caldo e freddo;
- $T_{c,in}$, temperatura in ingresso del fluido caldo, pari a 50 °C;
- $T_{f,in}$, temperatura in ingresso del fluido freddo, pari alla temperatura di set point interna agli ambienti, 20°C.

L'efficienza ε_{NTU} è funzione dell'area di scambio (A), del percorso dei fluidi e di NTU. Quest'ultimo coefficiente vale:

$$NTU = \frac{A \cdot U}{C_{min}} ; [-]$$

Equazione 61

Il numeratore dell'equazione precedente è ricavato come rapporto tra la resa specifica del terminale per il salto termico compiuto dell'aria e del suo calore specifico. È possibile, infine, determinare il valore di ε_{NTU} utilizzando uno specifico grafico per scambio termico in contro corrente.

I valori ricavati di NTU e ε risultano rispettivamente di 3,19 e 0,8. In conclusione, solo l'80% del flusso massimo scambiabile è ceduto al fluido freddo.

3.2.1.4 Produzione dell'acqua calda sanitaria

Il sistema per la produzione di acqua calda sanitaria non richiede ulteriori spiegazioni se non quelle descritte nei paragrafi precedenti (Cfr. paragrafo 3.1.2). La produzione di acqua igienica è

garantita sia d'inverno che d'estate grazie alla valvola a tre vie che devia il flusso dell'acqua tecnica verso uno dei due serbatoi installati nell'impianto. Nel caso in cui il fabbisogno termico per ACS non sia soddisfatto interamente dalla pompa di calore si può adottare un sistema integrativo elettrico che compensi la richiesta. Prevedendo inoltre un sistema di ricircolo sul circuito sanitario, la richiesta energetica per l'ACS diminuisce intervenendo in maniera vantaggiosa sui costi del bollitore.

La pompa di calore SWP 691 è dotata di regolatore integrato Luxtronik 2.0 [104] che consente la gestione e la programmazione di orari da dedicare o al sistema del riscaldamento o a quello sanitario da quadro di comando. L'accoppiamento pompa di calore-regolatore valorizza la scelta del dimensionamento della pompa di calore solo sul fabbisogno di riscaldamento.

L'immagine in Figura 61 mostra la configurazione impiantistica del sistema geotermico.

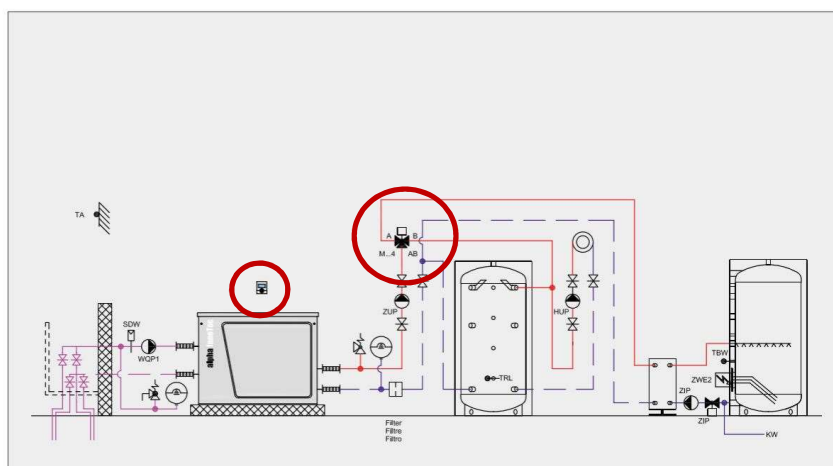


Figura 61 Componenti impianto B/W, Alphainnotech-SWP691, da sinistra: PdC, serbatoio Tampone, Bollitore. Cerchiati in rosso, la valvola a tre vie e il sistema di regolazione Luxtronic.

3.2.2 Pompa di calore a condensazione diretta multisplit

La pompa di calore multisplit affida al fluido frigorifero il compito di cedere il calore direttamente negli ambienti da riscaldare. Questa soluzione prevede quindi la progettazione di un sistema di distribuzione ben coibentato. Tuttavia, non è possibile installare un volano termico per compensare il carico di riscaldamento.

La potenza reale della macchina da installare deve tener conto dei rendimenti dei sistemi di emissione, regolazione e distribuzione tabulati in normativa UNI 11300-2 [69].

La procedura di calcolo sostenuta da CENED+2.0 [57] per la definizione del rendimento globale del sistema energetico, qualora sia composto da terminali a condensazione/espansione

diretta, prevede soltanto le perdite del sottosistema di emissione assumendo unitari i valori dei rendimenti η_r , η_d .

Il rendimento di emissione di un Multisplit per la stesura dell'APE resta di interpretazione del certificatore: in letteratura si consiglia di equipararlo o al valore assunto per ventilconvettore o pari a quello per bocchette d'aria, entrambi quantificati da normativa UNI 11300-2. Nel caso studio si assume η_e pari a quello di un terminale idronico per via della similitudine nel meccanismo di scambio termico fluido termovettore-aria, scelta avvalorata dall'obiettivo di tesi nel confronto tra le due configurazioni di PdC.

Secondo l'Equazione 51 la taglia della pompa geotermica ammonta a quanto segue:

$$P_{H,pdc} = \frac{P_{n,H,teo}}{\eta_e \eta_r \eta_d} = \frac{57}{0,94 \times 1 \times 1} = 60,64 ; [kW]$$

La pompa di calore da ricercare tra i cataloghi assume un valore di resa in riscaldamento di circa 60 kW.

3.2.2.1 Sistema per la produzione del calore attraverso la pompa di calore

La pompa di calore selezionata appartiene alla categoria VRF in cui per ciascuna unità esterna sono associate più unità interne, gli split.

L'unità assunta nel lavoro di tesi è una pompa di calore LG-ARWN200LAS4 da 63,0 kW in riscaldamento, dotata di unico compressore scroll DC inverter [105]. Tale PdC è adatta a fonte idrotermica, sebbene il suo manuale d'uso, permetta il funzionamento geotermico in pozzi o trincee come da Figura 62.

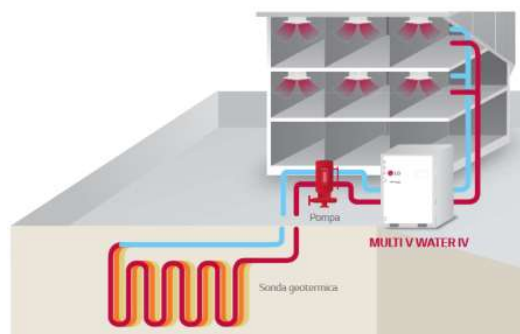


Figura 62: Sistema geotermico Multisplit.

In Tabella 50 sono inserite le principali caratteristiche della pompa di calore in modalità Water-source, per cui si ipotizza che tali valori non subiscano variazioni nel funzionamento geotermico.

Tabella 50 Scheda Tecnica Pompa di calore geotermica Multisplit, LG-ARWN200LAS4.

Grandezza	Valore	Unità di misura
$Q_h (20^\circ\text{C})$	63	kW
COP (20°C)	5,4	-
W_{el}	11,67	kW
Condizioni di lavoro,	-5/45	°C
Portata acqua glicolata	11,520	l/h
Fluido frigorifero	R410A	-
carica refrigerante	3	kg
Numero compressori	1	-

Non sono note le proprietà della pompa di calore in funzione della temperatura di mandata del fluido glicolato, per cui al fine del dimensionamento, si suppone che la temperatura in ingresso alla macchina sia la stessa della PdC idronica, ($T_{\text{acqua glicolata}}=1^\circ\text{C}$) e che il coefficiente di prestazione reale sia pari a quello di progetto di 5,4. Si considera dunque che la resa della pompa geotermica sia garantita anche a basse temperature.

Nel paragrafo inerente ai costi dell'energia elettrica per la PdC LG si supporrà un COP più basso rispetto a quello considerato per ottenere una valutazione sui consumi più realistica.

3.2.2.2 *Sistema estrazione del calore nel campo sonde*

Il dimensionamento degli scambiatori verticali avviene secondo la metodologia espressa nel paragrafo 2.2.1. Sono considerate tubazioni Duplex con $r_{p,ext}=0,02$ m e $L_U=0,08$ m, così come ottenuto dalle analisi parametriche nel paragrafo 2.2.2 .

I valori di potenza da estrarre dal terreno sono per convenzione con segno negativo, i valori di PLF_m e τ_h restano pari a quelli usati in precedenza. Le grandezze necessarie al dimensionamento sono riportate in Tabella 51 ricordando l'applicazione del COP pari a 5,4.

Tabella 51 Dimensionamento sonde geotermiche per soluzione Multisplit.

Simbolo	Valore	Unità di misura
q_h	-54.609	W
q_m	-40.202	W
q_v	-15.352	W
m_{fls}	0,055	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{kW}^{-1}$
L_U	0,08	m
$T_{out,HP}$	-3,9	°C
L_h	1150	m
H_{pozzo}	161	m

La profondità H_{pozzo} tiene conto dell'influenza della temperatura di penalizzazione. La lunghezza del pozzo nel caso di pompa di calore Multisplit non differisce di molto rispetto a quella ad acqua: l'incremento in metri della sonda dovuto ad un coefficiente di prestazione maggiore è compensato dall'aumento di portata circolante nelle sonde. È da ricordare che la condizione di lavoro del COP determina una quota di carichi del terreno massimo, infatti se si considerasse un valore realisticamente inferiore del COP, i carichi diminuirebbero e di conseguenza anche la perforazione per singola sonda.

3.2.2.3 *Sistema di emissione del calore nelle zone termiche*

Il terminale di emissione associato ad una pompa di calore a diretta condensazione è uno split che riceve nel proprio scambiatore il fluido frigorifero. La pompa di calore adottata garantisce un numero massimo di unità interne collegabili pari a 50, mentre quelle utili al caso studio sono $n_{\text{split}}=33$, di cui una in ogni camera d'albergo.

$$n_{\text{split}} \cdot q_{\text{split}} \geq P_{n,H,teo}$$

L'elemento a parete analizzato, modello LG-ARNU05GSJN4, possiede le caratteristiche elencate in Tabella 52 [106].

Tabella 52 Scheda tecnica Split, LG-ARNU05GSJN4. Le proprietà fanno riferimento a $T_{\text{set-point}}=20^{\circ}\text{C}$.

Grandezza	Valore	Unità di misura
Resa riscaldamento, q_{split}	1800	W
Fluido frigorifero	R410A	-
Portata aria min	5,9	m^3/min
Portata aria max	6,8	m^3/min
Potenza elettrica	30	W

La capacità in riscaldamento del terminale risulta essere leggermente più alta rispetto a quella necessaria per i singoli ambienti della Zt2 valutati come somma di potenza per camera e bagno, mentre essi simulano meglio il fabbisogno termico del piano rialzato dell'edificio. Questo tipo di terminale è quello di più bassa taglia tra quelli compatibili con la pompa di calore adottata.

Lo scambiatore di calore interno al terminale, ad alta efficienza, è costituito da tubi rigati in rame e da alette in alluminio ed è dotato di un sistema di controllo a microprocessore per la rilevazione della temperatura ambiente [107].

L'erogatore in questione riceve il fluido frigorifero circolante nella pompa di calore il quale, a seguito della propria condensazione, riscalda il flusso d'aria prelevata dall'ambiente. La

condensazione dell'R410A avviene a specifiche pressioni: la regolazione da parte dell'utente della temperatura di set point determina la variazione di pressione e temperatura di condensazione del fluido frigorifero.

3.2.2.4 *Produzione dell'acqua calda sanitaria*

La produzione di acqua calda sanitaria con PdC VRF necessita di un componente aggiuntivo, l'Hydrokit, che consenta il trasferimento del calore tra il fluido frigorifero e l'acqua tecnica circolante nella serpentina del bollitore. A valle di questo elemento si prevede quindi l'accumulo ACS, opportunamente dimensionato, per smaltire l'intera potenza termica dello stesso.

Il dimensionamento dell'Hydrokit è basato sulla potenza da dedicare al servizio ACS, funzione della richiesta giornaliera di acqua. Esso può essere o uno scambiatore vero e proprio, a tubi/serpentina/piastra, se la temperatura dell'acqua richiesta è medio-bassa ($40\div 50^{\circ}\text{C}$), oppure una pompa di calore il cui fluido frigorifero trasferisce il calore ad un livello di temperatura maggiore tramite un fluido caldo a $80\div 90^{\circ}\text{C}$. Nella struttura in esame si adotta il kit secondo la prima accezione di scambiatore di calore a piastre.

La soluzione adottata presenta però dei limiti sulla taglia in commercio quando accoppiata all'unità interna della pompa di calore; infatti la dimensione massima del componente risulta di 31,5 kW, a fronte dei 54,4 kW richiesti per il servizio ACS se non ottimizzato. Anche in questo caso sarà necessario integrare il servizio con un ulteriore sistema energetico per soddisfare la portata totale di $4,4\text{ m}^3$ giornalieri. Qualora la domanda d'acqua sia ottimizzata (Cfr. par 3.1.2) il kit è in grado di soddisfare appieno il fabbisogno relativo di 22 kW.

Il funzionamento dello scambiatore interno al kit è in Figura 63 [108]:

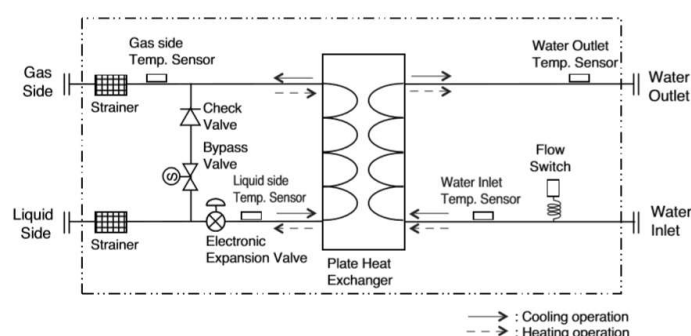


Figura 63: Hydrokit Media Temperatura, [108].

Lo scambiatore riceve il fluido frigorifero (R410A) circolante nella pompa di calore, il quale cede calore all'acqua tecnica che scambierà in cascata con la serpentina del bollitore o qualsiasi altro sistema idronico.

Nel caso studio si installa l'Hydrokit come componente intermedio tra il sistema di generazione a pompa di calore e il serbatoio sanitario d'accumulo. La scheda tecnica del componente contiene le diverse configurazioni impiantistiche del kit [108] e, in Figura 64 è specificata la configurazione adottata.

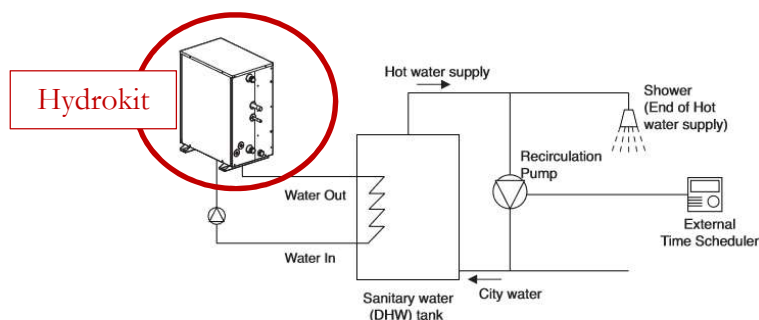


Figura 64: Hydrokit e Serbatoio ACS.

La soluzione con pompa di calore multisplit, rispetto all'impiego di una B/W, richiede il costo aggiuntivo del kit sanitario e relative condotte.

3.3 Risultati Economici

L'analisi economica eseguita nel lavoro di tesi non considera le spese dovute all'efficientamento energetico dell'involucro edilizio, ma solo quelle necessarie alla sostituzione dell'impianto di riscaldamento. I fabbisogni della struttura simulata quindi corrispondono a quelli di un edificio tipico valdostano dotato di cappotto termico esterno e serramenti a doppio vetro.

Le due soluzioni geotermiche proposte, diretta BW e multisplit VRF, sono di seguito analizzate dal punto di vista economico per determinare quale delle due soluzioni risulta più vantaggiosa.

Il modello che si esegue per quantificare i risultati è quello dei flussi di cassa attualizzati (Discounted Cash Flow, DCF). Questo metodo è ampiamente utilizzato in ambito aziendale per valutare i flussi di cassa futuri generabili in un arco di tempo definito, e per stimare la convenienza di un investimento in un progetto. In riferimento alla seconda accezione tale metodo è applicato nel lavoro di tesi.

Il principale criterio di validità di un progetto risiede nel confronto di due valori, il costo medio ponderato del capitale (Weigthed Average Cost of Capital, WACC) e il tasso interno di rendimento (TIR; in inglese, IRR Internal Retur Rate): il progetto diventa conveniente se il valore del TIR supera quello del WACC.

Le analisi economiche di qualsiasi genere prevedono la definizione di tutte le entrate (Ricavi e/o risparmi) e le uscite monetarie (costo di investimento e costi di esercizio) del progetto in esame:

- il costo di investimento è il capitale che un investitore deve spendere per munirsi della totalità dei componenti e dei servizi annessi al progetto prima del suo avvio;
- i costi di operazione e manutenzione, definito di anno in anno, rappresentano la spesa necessaria alla gestione e al mantenimento del sistema;
- il ricavo: nel caso analizzato è sostituito dal concetto di risparmio poiché quest'ultimo non identifica un reale ingresso in moneta ma si traduce in una riduzione significativa della spesa complessiva;
- gli incentivi: quota di denaro concessa dallo Stato a favore dello sviluppo di sistemi ad energia rinnovabile e delle attività di efficientamento energetico.

Le entrate e le uscite dei sistemi geotermici ad acqua e Multisplit, rappresentano la base dei Business Plan (BP) utilizzati per comparare economicamente i sistemi rinnovabili con quello a combustione. In Tabella 53 si riportano i principali parametri del BP per entrambe le scelte impiantistiche.

Tabella 53 Parametri economici generali per soluzioni proposte, B/W e Multisplit.

SCELTE IMPIANTISTICHE Parametri generali P.d.C	Valori per B/W da 65,3 kW	Valori per Multisplit da 63 kW	Unità di misura
Costo Pompa di calore	24.772	28.314	€
Lunghezza sonda a doppia U	1565	1615	m
Costo sonda PE 100 RC, doppia U	12	12	€/m
Componentistica sonda geotermica	3	3	€/m
Costo perforazione pozzo	50	50	€/m
Costo serbatoio ACS da 1000l	8282	8282	€/bollitore
Costo serbatoio tampone da 1500 lt	4193	-	€/serbatoio
Costo terminale: ventilconvettore/split	638	865	€/terminale
numero terminali: ventilconvettore/split	40	33	n.
Energia elettrica di alimentazione ai terminali	1226	2438	kWh _e / anno

SCELTE IMPIANTISTICHE Parametri generali P.d.C	Valori per B/W da 65,3 kW	Valori per Multisplit da 63 kW	Unità di misura
O&M PdC	4	4	€/kW/anno
Energia elettrica di alimentazione per pompa circolazione glicole e ausiliari	240	240	kWh _e /kW/anno
Costo installazione PdC + altri componenti	1000	1000	€

La Tabella 54 riporta i costi che avrebbe un impianto a gasolio installato in sostituzione di quello attuale.

Tabella 54 Parametri economici generali per impianto a gasolio.

Parametri Generali impianto a Gasolio	Valore	Unità di misura
Costo gasolio con incentivo, $c_{G,I}$	1,20	€/l
Costo O&M impianto a gasolio	600	€/anno

I parametri espressi sono ora utilizzati per quantificare le spese e i ricavi del modello economico.

3.3.1 Costo di investimento

I costi di investimento nel BP sono attribuiti alle soluzioni impiantistiche rinnovabili descritte. Nei grafici seguenti, Figura 65 e Figura 66, sono mostrati i pesi di ciascun costo in riferimento all'investimento totale, (CAPital EXpenditure, CAPEX).

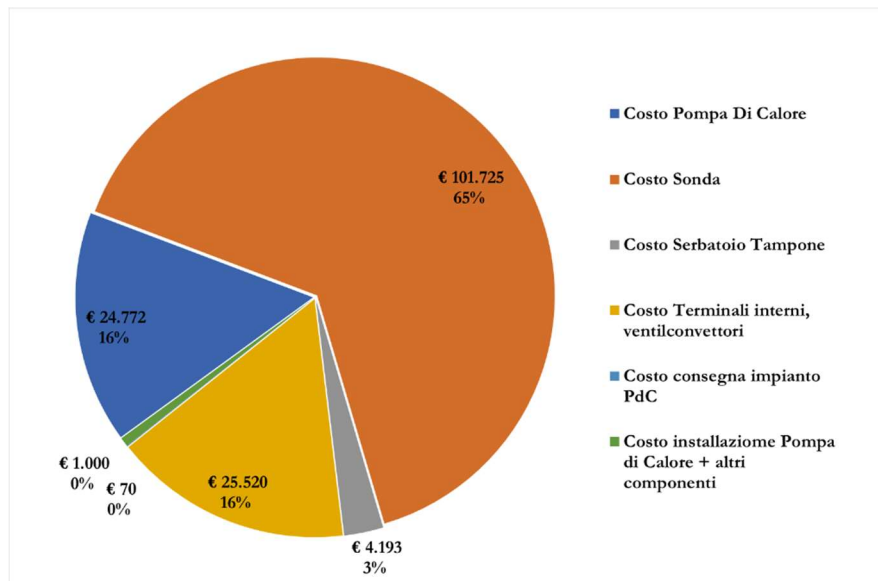


Figura 65 Ripartizione dei costi d'investimento per la soluzione PdC idronica B/W.

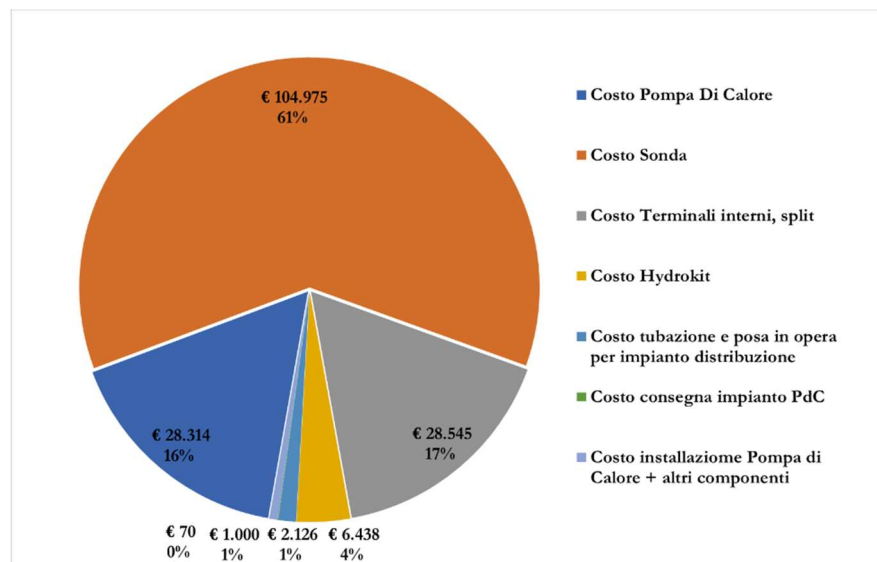


Figura 66 Ripartizione del costo d'investimento per la soluzione PdC Multisplit.

Dai grafici a torta si evince che le soluzioni impiantistiche differiscono principalmente per il costo dovuto alla pompa di calore, al sistema del campo sonde e dal tipo di terminale. Il grafico per il sistema Multisplit vede inoltre porzioni dovute al componente “Hydrokit” per la produzione di acqua calda sanitaria e alla tubazione di distribuzione del refrigerante privo però della voce “costo serbatoio tampone”.

In entrambe le soluzioni la percentuale più rilevante del costo di investimento è attribuita alla perforazione del campo sonde ($\approx 60\%$). L'investimento totale nelle due soluzioni ammonta come descritto in Tabella 55.

Tabella 55 Costo d'investimento per le soluzioni proposte.

Costo di investimento, I	Euro [€]
BW_con fancoil	157.280
Multisplit	171.468

Data l'ipotesi di simulare una struttura a basse dispersioni termiche, nella Figura 65 e Figura 66 non compaiono le spese per la posa in opera del cappotto termico e per l'acquisto e installazione di serramenti a doppio vetro. Tali spese da letteratura ammontano rispettivamente a 80 €/m² [109] (di cui 30÷50 €/m² per il pannello in sughero 10 cm [110], [111]) e circa 350 € per l'infilso simulato a doppio vetro (1,5 m×1,2 m) [112] e detraibili in 10 anni secondo l'inventivo Ecobonus "Interventi sugli involucri" [113] per il 65% le prime, e per il 50% le seconde. Per completezza, gli interventi incentivabili richiedono requisiti minimi di trasmittanza termica [114] e indice di prestazione energetica [115] in funzione della zona climatica in cui avviene l'installazione.

I costi della pompa di calore inseriti fanno riferimento ai modelli adottati per il dimensionamento secondo i paragrafi e 3.2.1.1 e 3.2.2.1 sebbene sia stato costruito un grafico costo-potenza nominale (Figura 67) per identificarne il costo medio in commercio.

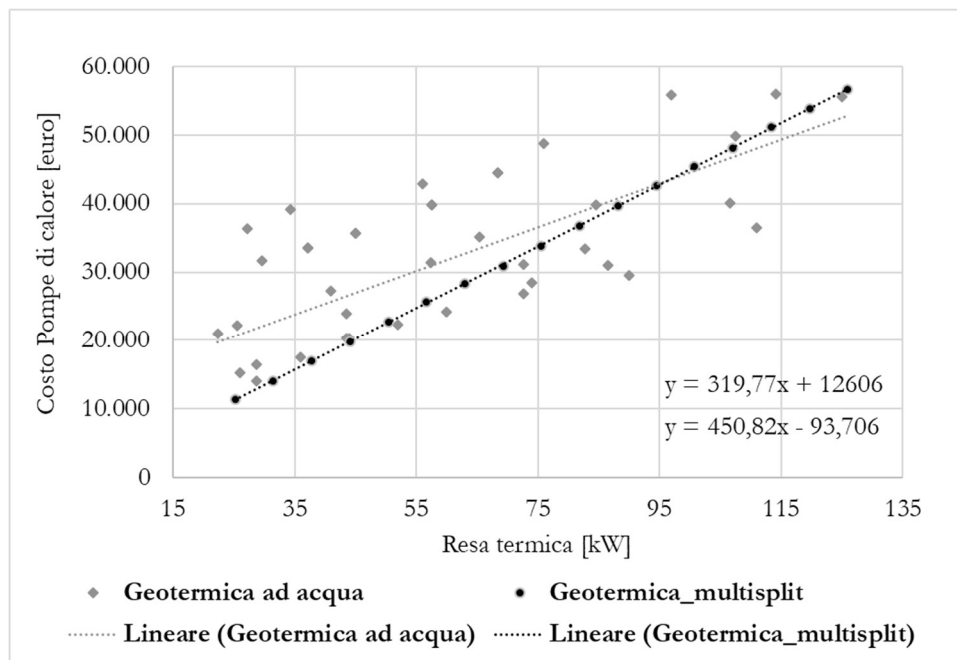


Figura 67 Andamento del costo di una pompa di calore geotermica al variare della taglia, le rette lineari corrispondono alla PdC B/W e alla PdC Multisplit.

Si specifica che le rette tratteggiate rappresentano gli andamenti lineari per la pompa di calore, ed in particolare la retta in nero costituisce l'unica fonte di riferimento per la pompa geotermica Multisplit [105]. I riquadri in grigio invece riproducono costi per cataloghi differenti come per la Ochsner [116], Rossato [117], Alphainnotech [118] e Viessmann [119].

Il costo di perforazione varia a seconda della tecnologia impiegata, specifica per suoli e tipo di sonda da applicarvi [120]. Come si evince in Tabella 56 il costo medio riportato in letteratura oscilla dai 40 ai 70 €/m; nell'analisi specifica è utilizzato un valore pari a 50 € al metro.

Tabella 56 Costi perforazione.

Fonte	Costo	Unità di misura
Design and Economic Analysis of a Geothermal Vertical Coupled Heat Pump System for the University of Tennessee, Knoxville Campus [121]	15 44	dollar/foot €/m
Efficiency Analysis of the Main Components of a Vertical Closed-Loop System in a Borehole Heat Exchanger [122]	50	€/m
Geotermia a bassa entalpia: aspetti ambientali, energetici ed economici [73]:	40/60	€/m
Sito online [123]	50/70	€/m
Sito online [124]	50/60	€/m

Il costo specifico in riferimento alla lunghezza della sonda doppia U è calcolato come medio tra i prezzi di listino di aziende produttrici. Si specifica inoltre che il costo di una singola sonda geotermica dipende strettamente dal tipo di materiale di cui è costituita:

- 12 euro al metro per sonde PE-100 RC ([125], [126], [127]);
- 36 euro al metro per sonde PE-XA [128], ottimo materiale per la resistenza agli intagli, a fenditure e sollecitazioni di carico puntiformi [129].

Per completezza si inserisce il costo medio per una sonda a singola U, di difficile reperimento per via della tecnologia superata: 10 euro al metro in PE-100RC secondo le aziende Jansen [127], e VRM [130]. La tubazione in polietilene RC garantisce allo stesso tempo una durata di oltre 100 anni [131].

Alla tubazione vera e propria è necessario poi aggiungere costi per ulteriori componenti, quali raccordi, distanziatori e zavorre. I costi specifici per il materiale di riempimento in bentonite e miscela acqua glicolata invece sono riportati specificatamente nel sito on-line³ e nel catalogo della Rehau [128]. Per comodità di assume una quota di 3 euro al metro per completare il costo totale del sistema sonda geotermica.

La spesa dovuta ai ventilconvettori è di facile calcolo: si moltiplica il numero di terminali per il prezzo del singolo come da catalogo [102]. La stessa procedura è eseguita gli split interni [132] della soluzione diretta.

³ Materiale di Riempimento: tool online al sito https://geoproinc.com/resources/grout_volume_calculator.html per quantificare la totalità necessaria al campo sonde.

Il sistema di distribuzione acqua tecnica ai ventilconvettori resta invariato rispetto a quello esistente; tale considerazione è di notevole importanza poiché se considerata la soluzione geotermica-split la distribuzione del fluido frigorifero nella struttura richiederebbe nuova progettazione di tubi isolanti. Infatti, il costo stimato per la tubazione in rame coibentata, per il tracciamento e per la posa in opera è di circa 15 euro al metro [133], la cui quota per la singola tubazione in rame è estrapolata da catalogo pari a 4÷6 euro al metro [134]. La tubazione è fornita in matasse multiple di 50 metri, e nel caso in oggetto si stima una lunghezza totale di 120 metri secondo i prospetti dell'edificio simulato.

Le componenti “secondarie” dell'impianto, ovvero pompe di circolazione fluidi tecnici, pompa circolazione acqua glicolata, e vaso di espansione [135] sono applicate ad entrambe le soluzioni rinnovabili. Il costo del serbatoio tampone [117] , come precedentemente anticipato, è applicato solo alla soluzione B/W. Il costo della consegna dell'impianto, che pure ha una ridotta incidenza, è conteggiato nell'investimento iniziale [118].

Il serbatoio di accumulo ACS “Solar Cell” esistente è adatto per entrambe le soluzioni impiantistiche se valutato per il dimensionamento del 50% della portata richiesta dell'edificio, pertanto non considerato tra gli acquisti dell'impianto. Ovviamente l'eventuale prezzo da listino Viessmann ammonterebbe a circa 8300 euro [136], incidendo sul costo d'investimento totale dell'impianto.

Al fine dell'analisi economica è considerata “I” la somma degli investimenti al primo anno.

3.3.2 Costi di funzionamento e manutenzione

I costi di operazione o di esercizio corrispondono alla spesa di energia elettrica associata all'intero sistema energetico valutato, mentre i costi di manutenzione racchiudono le attività di ripristino, pulizia o sostituzione di un componente fisico dell'impianto.

Il costo dell'energia elettrica necessaria all'alimentazione della pompa di calore e dei sistemi ausiliari è assunto pari a 0,20 €/kWh_e [137]. Il consumo di energia elettrica annuale della pompa di calore è calcolato a partire dal fabbisogno termico dell'edificio, come somma delle quote per i servizi di riscaldamento e acqua calda sanitaria:

$$En_{el} \approx \frac{Q_{NH,adj,fraz} + Q_{NW}}{SPF} ; \left[\frac{kWh_e}{y} \right]$$

Equazione 62

dove SPF (in inglese, Seasonal Performance Factor), il coefficiente di prestazione medio stagionale definito da normativa EN 14285 [138], è assunto pari a 4 e 4,8 rispettivamente per le soluzioni B/W e Multisplit [4]. Il valore scelto per la soluzione ad acqua, con terminale idronico alimentato a $40^{\circ}\text{C} \div 60^{\circ}\text{C}$, rientra nel range $4,19 \div 3,88$ valutato da Iain Staffel *et. al* [48].

In queste condizioni i consumi elettrici annuali, secondo Equazione 62 corrispondono a:

- 56.277 kWh_e/y per soluzione B/W;
- 46.898, kWh_e/y per soluzione Multisplit.

I costi dell'energia elettrica dovuti ai componenti ausiliari dell'impianto, quali pompe di circolazione per le condotte del sistema di distribuzione e per il sistema geotermico, sono stimati 240 kWh_e/kW annuo da dati di letteratura [139].

La potenza elettrica assorbita da ciascun ventilconvettore è pari 12,9 W per la soluzione B/W [102], mentre pari a 30 W per ogni split interno [106].

Il costo di manutenzione e operazione dell'intero sistema geotermico è assunto pari a 4 €/kWt annuo [139] e quindi pari a 261 € annui per la soluzione B/W e 252 € annui per la Multisplit.

Nella valutazione economica in esame il costo relativo alla manutenzione ordinaria e straordinaria dell'impianto ACS non viene conteggiato poiché esso rappresenta una spesa per il sistema rinnovabile e allo stesso tempo un risparmio per il sistema a gasolio, per cui si decide di ometterlo nel BP. La manutenzione del componente aggiuntivo "Hydrokit" per la soluzione Multisplit non è conteggiata poiché trascurabile rispetto a quella dell'intero sistema di distribuzione di acqua calda.

Nel proseguo della trattazione economica con "Op_i" è identificata la somma delle spese operative e di manutenzione per ciascun anno.

3.3.3 Ricavi e/o Risparmi

Nel lavoro di tesi sono considerati "risparmi" le voci inerenti al sistema attualmente installato a gasolio: ipotizzata l'integrità e l'affidabilità del sistema di riscaldamento installato, la spesa annuale per il rifornimento del combustibile rappresenta, come da Figura 68, la principale fonte di risparmio ($\approx 98\%$) mentre una piccola parte dei risparmi (2%) è dovuta ai minori costi di manutenzione. I ricavi nel BP, considerati in egual modo per le due proposte di comparazione geotermiche, risultano costanti nell'intera vita dell'impianto.

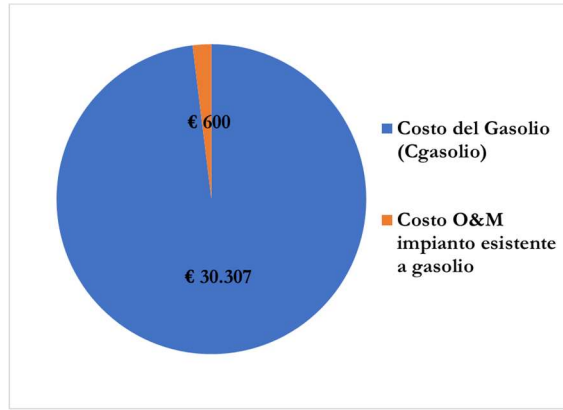


Figura 68 Ricavi e risparmi nel Business Plan, validi sia per sostituzione con PdC BW sia con PdC Multisplit.

Il costo del gasolio per riscaldamento beneficia di incentivi fiscali [140] [141] per le aree non metanizzate a zona climatica F, la Valle d'Aosta rientra in questa categoria. L'agevolazione fiscale prevista, calcolata dall'Agenzia delle dogane, è di 0,12256 €/litro di gasolio [142]. Il costo inserito in Tabella 54 è calcolato sottraendo tale l'incentivo al prezzo di 1,3145 €/litro stabilito per il mese di Settembre 2019 dal Ministero dello Sviluppo Economico [143]. La spesa per il combustibile in Figura 68 è calcolato secondo l'equazione:

$$C_{gasolio} = \frac{(Q_{NH,adj} + Q_{NW})}{PCI_g \cdot \eta_G} \times c_{G,I} \left[\frac{€}{y} \right]$$

Equazione 63

dove,

- $c_{G,I}$ è il costo specifico in Tabella 54;
- PCI_g è il potere calorifico pari a 9,9 kWh/l, calcolato a partire dal calorifico di 10.200 kcal/kg [57] ed una densità media di 0,835 kg/l;
- η_G rendimento medio stagionale di una caldaia a condensazione pari a 0,9 coerente al decreto D.P.R. n.74 [144];
- $Q_{NH,adj,fraz}$ e Q_{NW} , fabbisogni annui di riscaldamento e acqua calda sanitaria (Cfr. paragrafo 3.1).

Il primo fattore dell'Equazione 63 rappresenta il consumo annuale di gasolio necessario a soddisfare il fabbisogno totale dell'edificio simulato: in realtà il consumo di combustibile generato in output da CENED+2.0 di 20.900 litri risulta inferiore a quello calcolato di 25.255 litri, poiché parte del fabbisogno è soddisfatto dai sistemi ausiliari a biomassa (par. 1.3.2). In definitiva il costo del gasolio è calcolato a partire dal consumo di circa 25 m³.

Il costo annuale di operazione e manutenzione in Tabella 54 tiene conto sia della manutenzione vera e propria, quindi intesa come “intervento necessario a garantire nel tempo la sicurezza e la funzionalità dell’impianto”, sia come controllo scandito da normativa per la verifica del rendimento della caldaia. La normativa di riferimento è il decreto D.P.R 74/2013 [145] che stabilisce chiaramente nell’allegato A la periodicità con cui effettuare le prove di efficienza energetica e/o controllo fumi. Tale decreto non definisce però la cadenza delle operazioni di manutenzione ma la destina alla ditta installatrice. In mancanza di questa ci si riferisce o al libretto del costruttore, o alla norma UNI 10436/96 per le caldaie domestiche inferiori a 35 kW o alla UNI 10435/95 [146] per le caldaie condominiali di potenza superiore a 35 kW.

Si esplicano dunque le cadenze applicate al caso studio:

- manutenzione annua come da UNI 10435/95;
- controllo rendimento in caldaia ogni due anni secondo DPR 74/2013-tabA entro i limiti dell’allegato B allo stesso decreto, [144].

Le operazioni di manutenzione sono accuratamente descritte nella normativa UNI 8364-3 [147] mentre la metodologia di misurazione del rendimento di combustione, della concentrazione massima di CO e dell’indice di fumosità sono esplicitate nella UNI 10389 [148].

In conclusione, il valore tabulato si riferisce alla prova specifica dei fumi e alle operazioni di piccola manutenzione [149]. Tale costo seppur valido per il sistema “caldaia” resta sottostimato se si considerano anche le quote relative al sistema di accumulo e distribuzione di gasolio. Nel BP compilato si decide di utilizzare comunque questo valore, trascurando eventuali interventi di manutenzione straordinaria dei sottosistemi citati.

Al fine dell’analisi economica sono identificati con “R_i” la somma dei ricavi calcolati per ciascun anno.

3.3.4 Incentivi

La legislazione italiana destina fondi per attività di efficientamento energetico e per la riqualificazione e/o sostituzione di impianti termici favorendo lo sviluppo rinnovabile.

Ogni anno Federalberghi stila un documento sugli incentivi per la riqualificazione delle strutture ricettive italiane basato sulle leggi in vigore. Dalla consultazione della guida [150] emerge una serie di agevolazioni fiscali, quali il Sisma Bonus, il Conto Termico 2.0 e Legge Sabatini ed altre.

Nel lavoro di tesi si considera l'incentivo previsto nel Conto Termico 2.0 applicativo del decreto D.M 16 Febbraio 2016 [151] che stabilisce un budget di 900 milioni di euro annui. L'ente che stanziava l'incentivo è il Gestore dei Servizi Energetici (GSE).

Il decreto in merito descrive nell'articolo 4 gli interventi incentivabili, sia per l'efficientamento energetico dell'edificio (art. 4, comma 1) sia per installazioni di sistemi di produzione di energia termica da fonte rinnovabile (art. 4, comma 2) per edifici appartenenti a qualsiasi categoria catastale. L'intervento del caso studio ricade nella categoria 4.2.A: "sostituzione di impianti di climatizzazione invernali esistenti con impianti di climatizzazione invernali utilizzando pompe di calore elettriche o a gas, anche geotermiche con potenza termica utile nominale compresa tra 35 kW e 2.000 kW" [151]. L'articolo 7 definisce per ogni tipo di provvedimento la durata dell'incentivo come da Tabella 57.

Tabella 57 Parametri Conto Termico 2.0.

Conto Termico 2.0		
Percentuale massima detraibile dell'investimento totale	65	%
Durata incentivo per categoria 4.2.A	5	anni

Gli allegati I e II [152] al decreto stabiliscono i criteri di ammissibilità all'incentivo e le metodologie attuative per il calcolo della rata annuale ottenibile:

$$I_{a,tot} = E_i \times C_i ; \left[\frac{\text{€}}{\text{anno}} \right]$$

Equazione 64

$$\begin{aligned} C_{i,BW} &= 0,075 ; \\ C_{i,MSplit} &= 0,045 ; \end{aligned} \left[\frac{\text{€}}{\text{kWh}_t} \right]$$

Equazione 65

dove C_i è il coefficiente di valorizzazione per la somma dell'energia termica incentivata e dell'energia termica risparmiata. Il valore di questo coefficiente per la soluzione Multisplit si assume pari a quello di una PdC aerotermica poiché non specificato per la soluzione VRF-geotermica.

L'energia termica incentivata prodotta in un anno E_i tiene conto della potenza nominale della PdC, P_n , della zona climatica in cui essa è installata ($Q_{uf}=1800$, tabella 6 dell'Allegato II al decreto [151]) e del $COP_{C,dec}$ in specifiche condizioni di temperatura (tabella 3 dell'Allegato I [152] al decreto).

$$E_i = P_n \times Q_{uf} \times \left(1 - \frac{1}{COP_{C,dec}}\right) ; [W]$$

Equazione 66

Il $COP_{C,dec}$ calcolato delle PdC deve superare il valore minimo imposto dal decreto (tabella 3 dell'allegato I [152]). Per la soluzione Multisplit si suppone che il $COP_{C,dec}$ sia pari a quello minimo incentivabile (pari a 3,9), mentre per la soluzione B/W questo è ricavato dal grafico COP-Temperatura (Figura 58) pari a 4,6. I parametri utilizzati per il calcolo dell'incentivo ed i risultati ottenuti sono riassunti in Tabella 58:

Tabella 58 Incentivi per soluzione B/W e Multisplit.

Parametri economici	Valori per B/W 65,3 kW	Valori per VRF 63 kW	Unità di misura
Q_u	123.300	113.400	kWh
E_i	96.495	84.323	kWh
$I_{a,tot}$	7.237	3.794	€/anno
I_{tot}	36.186	18.973	€

Secondo l'articolo 7, comma 3 del Decreto [151], l'incentivo ha un valore massimo pari al 65% delle spese sostenute e viene corrisposto in 5 rate annuali che nella successiva analisi economica si identifica con " S_i ".

3.3.5 Analisi economica

I termini sin ora descritti rappresentano la base per la definizione del modello economico DCF: le uscite e le entrate sono sommate algebricamente ogni anno ottenendo il flusso di cassa (CF, Cash Flow).

$$CF_i = +S_i + R_i - Op_i ; [€]$$

Equazione 67

Per attualizzare il flusso monetario secondo il modello DCF si moltiplicano tutti i termini del flusso di cassa per un coefficiente variabile nel tempo, il tasso di sconto (in inglese, Discount Factor, DF) [153]:

$$DF = \left(\frac{1}{1 + WACC}\right)^{ny} ; [\%]$$

Equazione 68

dove il WACC è il costo medio ponderato del capitale, ed ny , è il numero che identifica l'anno corrente in fase di attualizzazione. Il WACC è a sua volta definito come segue:

$$WACC = \frac{E}{E + D} \cdot c_E + \frac{D}{E + D} \cdot c_D \cdot (1 - t); [\%]$$

Equazione 69

Sono esplicitati in Tabella 59 i valori riferiti all'Equazione 69.

Tabella 59 Parametri economici per il calcolo del WACC.

Parametri economici specifici	Valore
Percentuale del capitale proprio, E	50%
Percentuale di debito, D	50%
Tasso di rendimento del capitale proprio, c_E	3%
Costo del debito, costo dell'indebitamento, c_D	5%
Tassazione italiana, IRES+IRAP, t	27,9%
WACC	3,3%

I valori dovuti alla tassazione “t”, come somma di IRES e IRAP, sono aggiornati al 2019 rispettivamente dalla Legge di Bilancio del 2016 [154] e dal decreto legislativo del 15/12/1997 [155] e successive modificazioni.

Si procede infine al calcolo del flusso di cassa attualizzato (VA) di anno in anno fino alla fine della vita dell'impianto pari a 25 anni [139]:

$$VA = CF \cdot DF ; [€]$$

Equazione 70

Il Valore Attuale Netto, VAN, dipendente dal flusso di cassa attualizzato e dal costo d'investimento I, è espresso come segue.

$$VAN = -I + \sum_{i=1}^{ny=25} VA_i ; [€]$$

Equazione 71

Un primo risultato sulla fattibilità del progetto si basa sul segno del VAN: se positivo, il sistema al 25-esimo anno è remunerativo, se negativo è svantaggioso. L'anno di esercizio (ny^*) in cui il VAN diviene pari a zero corrisponde al tempo di ritorno dell'investimento (DPP, Discounted Payback Period), oltre il quale il sistema produce capitale.

$$DPP = ny^* |_{VAN=0}$$

Equazione 72

Come precedentemente accennato la redditività di un investimento è valutata confrontando il Tasso Interno di Rendimento con il WACC: il TIR rappresenta il parametro percentuale (i^*) che annulla il flusso di cassa attualizzato.

$$TIR = i^* |_{VAN=0}$$

Equazione 73

Il calcolo del TIR è direttamente effettuato tramite funzione specifica in Excel “TIR.COST” che richiede in input i valori di flussi di cassa non attualizzati (Equazione 67).

Si rappresentano gli esiti dell’analisi economica con e senza incentivi a parità di parametri: ci si aspetta che i valori del TIR privilegino la soluzione con detrazione fiscale.

In Figura 69 e Figura 70 si mostrano gli andamenti del flusso di cassa attualizzato con (+S) e senza incentivo (-S) rispettivamente per la soluzione B/W e Multisplit.

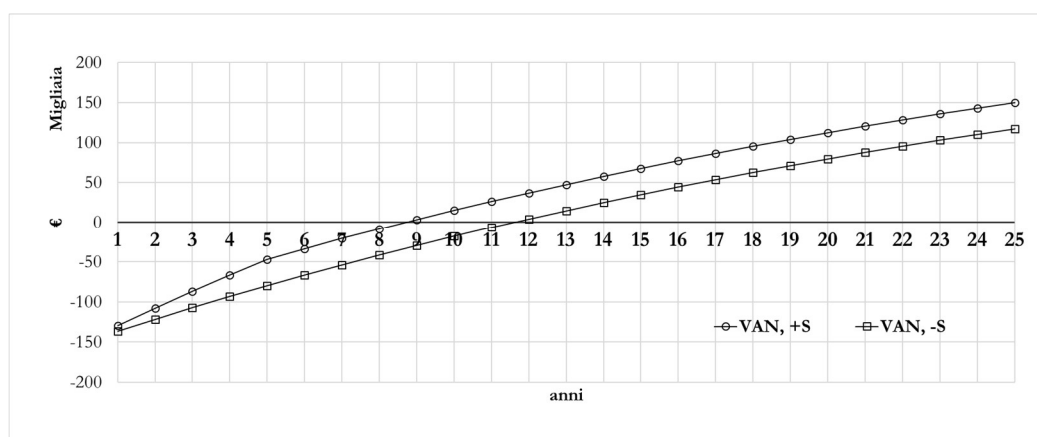


Figura 69 Andamento cumulato del flusso di cassa attualizzato con incentivi (+S) e senza incentivi (-S) per l’impianto geotermico con PdC B/W.

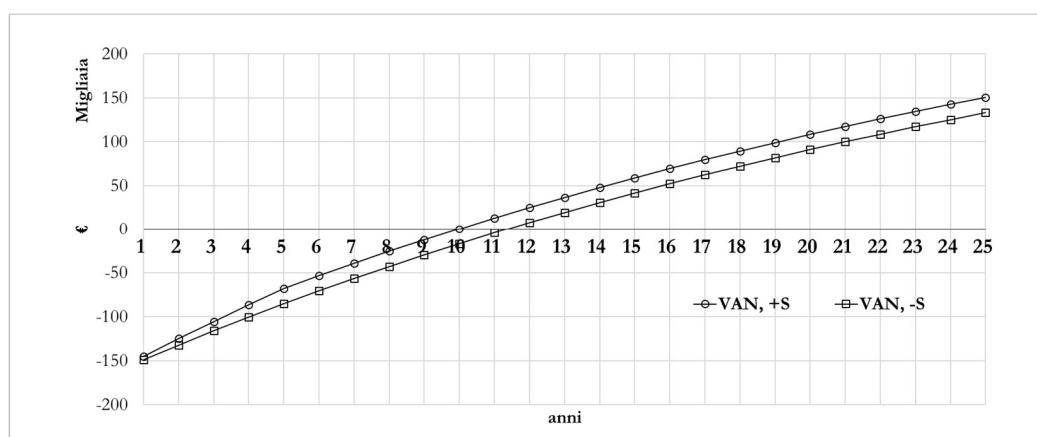


Figura 70 Andamento cumulato del flusso di cassa attualizzato con incentivi (+S) e senza incentivi (-S) per l’impianto geotermico con PdC Multisplit.

Dalle curve in Figura 69 e Figura 70 emergono i principali risultati delle analisi economiche riassunti in Tabella 60.

Tabella 60 Principali risultati economici per soluzione B/W e Multisplit.

Risultati	Tempo di ritorno [Anno]		Tasso di rendimento [%]		VAN al 25°anno [€]	
	DPP, +S	DPP, -S	TIR, +S	TIR, -S	VAN, +S	VAN, -S
B/W	8°/9°	11°/12°	13,5	10,2	150.240	117.380
Multisplit	10°	11°/12°	12,0	10,5	150.397	133.169

I valori positivi in ultima colonna confermano che la sostituzione dell'impianto a gasolio con uno rinnovabile a geotermia risulta una scelta vantaggiosa.

In conclusione, si riassume:

- il TIR supera quello del WACC in ogni valutazione eseguita;
- l'installazione di un impianto geotermico diviene più conveniente sfruttando gli incentivi statali;
- i ricavi per ciascun impianto rinnovabile consistono principalmente nella mancata spesa di gasolio (98%);
- le spese operative di energia elettrica della pompa di calore dipendono strettamente dal suo coefficiente di prestazione stagionale, minori nella soluzione Multisplit;
- i risultati delle soluzioni con e senza incentivo per la soluzione Multisplit sono simili;
- le curve dei VAN assumono pendenze diverse in presenza di incentivi, al contrario nelle valutazioni economiche prive di essi, la pendenza resta pressoché uguale;
- nella soluzione PdC idronica, il peso economico dell'incentivo è più rilevante che nella soluzione Multisplit;
- i tempi di ritorno dell'investimento si attestano attorno al 10° anno di esercizio dell'impianto in ogni configurazione, sebbene quelli per soluzione B/W siano leggermente inferiori rispetto al sistema Multisplit.

L'analisi appena conclusa verrà definita “corrente” nel proseguire del lavoro di tesi perché relativa alla sostituzione dell'impianto a gasolio ancora in grado di operare in modo continuo per ulteriori 25 anni.

Ulteriore valutazione economica si esegue per comparare le soluzioni geotermiche con un sistema di riscaldamento ex-novo a gasolio: il costo legato al nuovo acquisto della totalità dei componenti dell'impianto è quindi considerato come ricavo nel nuovo BP. Le voci in Tabella 61 costituiscono i parametri aggiuntivi per la definizione dei costi d'investimento dell'impianto a

combustione. Nello stesso elenco non compare l'acquisto del serbatoio ACS poiché rappresenterebbe anche una spesa per il sistema rinnovabile.

Tabella 61 Parametri economici aggiuntivi per un sistema di riscaldamento a gasolio.

Parametri Aggiuntivi impianto a Gasolio	Valore	Unità di misura
Costo caldaia gasolio 90 kW	16.000	€/unità
Costo serbatoio gasolio a doppia parete	8800	€/unità
Costo specifico radiatori	0,46	€/W
Costo radiatori	26.220	€

Il costo della caldaia attualmente in funzione, da catalogo [136], è ridotto nel nuovo BP a seguito della detrazione fiscale “Ecobonus”, per comparare il sistema rinnovabile con uno altrettanto incentivabile. Tale detrazione è valida per caldaie a condensazione di tipo A abbinate a sistemi di termoregolazione evoluti [156] e ammonta al 65% del costo d’investimento; essa viene distribuita in 10 anni in egual rata [157].

Il costo della cisterna di gasolio a doppia parete da interro (4 cm di spessore), destinato tanto a sistemi per riscaldamento quanto a distribuzioni carburanti, è direttamente estrapolato da catalogo⁴ [17], letto per volumetria di 8 m³. Il costo per serbatoi ad una capacità fissa quadruplica se costituito in doppia camera [158] come in Figura 71:

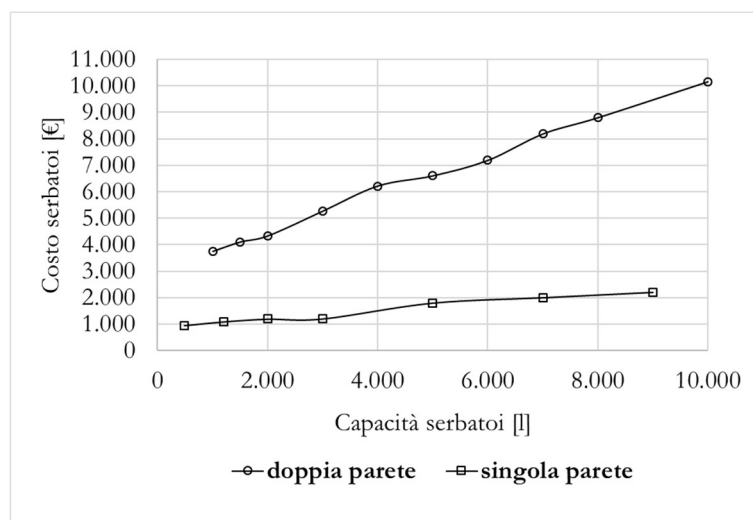


Figura 71 Costo serbatoi a semplice parete [158] e a doppia parete, [17].

Il costo dei radiatori è stato ricavato da quello di un elemento in ghisa con larghezza d pari a 0,6 m (Figura 40) che opera con differenza termica $\Delta T_{mf,a}$ di 40°C [159]. Il valore in Tabella 61 corrisponde a quello che si verifica alle condizioni di lavoro con $\Delta T_{mf,a}$ pari a 42,5 °C (Equazione

⁴ Alla stessa fonte sono disponibili costi su trattamenti in vetroresina per serbatoi monoparete e vasche di contenimento intese come azioni di prevenzione perdite del combustibile.

7). Il costo così espresso non dipende dalla lunghezza del radiatore ma solo dal potere emissivo associato al salto termico. Il valore specifico è poi moltiplicato per la potenza richiesta per riscaldamento di 57 kW.

L'integrazione di questi parametri all'interno del nuovo BP determina un nuovo flusso di cassa come da Equazione 67 e di conseguenza i risultati di Tabella 62.

Tabella 62 Confronto sostituzione dell'impianto a gasolio "Corrente" (CORR) o "Ex novo" (EXN) con uno geotermico.

Risultati	Tempo di ritorno [Anno]		Tasso di rendimento [%]		VAN al 25°anno [€]	
Confronti	DPP, +S		TIR, +S		VAN, +S	
Tipo di sostituzione	CORR	EXN	CORR	EXN	CORR	EXN
B/W	8°/9°	5°/6°	13,5	22,7	150.240	191.065
Multisplit	10°	6°/7°	12,0	18,6	150.398	191.222

Le analisi condotte sulla sostituzione ex-novo dell'impianto di riscaldamento a gasolio mostrano un netto incremento del VAN al 25° anno e del TIR. La differenza dei VAN tra le soluzioni "Corrente" ed "Ex novo" ammonta alla somma dei costi di investimento dell'impianto a combustione. Inoltre, il tempo di ritorno risulta quasi dimezzato rispetto all'analisi economica "Corrente".

Quest'ultimo scenario economico corrisponde alla soluzione più redditizia ottenuta comparando le proposte geotermiche con quella fossile. Inoltre, tale valutazione rappresenta allo stesso tempo un'indagine energetica sul tipo di impianto da installare in una nuova struttura edilizia.

Va considerato che ancora più vantaggiosa risulterebbero le valutazioni economiche se a questo modello fossero aggiunte le spese di manutenzione di serbatoi e condotte e quelle richieste per un'eventuale bonifica del sito.

3.4 Impatto ambientale

In questo paragrafo si quantifica l'impatto ambientale tenendo conto dell'emissioni di anidride carbonica equivalente (CO_2_{eq}), NO_x e SO_2 evitate, sostituendo l'impianto fossile con quello geotermico. Il valore di CO_2_{eq} è calcolato a partire dai Potenziali di Riscaldamento Globale (GWP) di anidride carbonica, metano e biossido di azoto, i gas climalteranti.

Il parametro di riferimento per l'impianto a combustione corrisponde al primo fattore dell'Equazione 63, mentre i consumi di energia elettrica sono ricondotti ai valori di SPF di 4 per la

soluzione BW e 4,8 per quella Multisplit come nella valutazione economica “corrente”. I parametri d’emissione in Tabella 63 sono estrapolati dal prospetto “Fattori di conversione delle emissioni” elaborati dal settore Energia-Intesa San Paolo [160]. In particolare:

- il coefficiente di emissione per litro di gasolio corrisponde a quello trascritto nel documento “Monitoraggio 2011-2015 del P.E.A.R” [30], coerente col valore riferito per kWh di combustibile della guida di CENED+2.0 [57] e alla UNI 11300-4;
- il coefficiente per le soluzioni rinnovabili rispecchia il valore registrato da Terna nel 2016 per “la produzione termoelettrica lorda” [161] calcolato su kWh elettrico.

Tabella 63 Parametri d’impatto ambientale.

Parametri Impianto	Parametro di riferimento	Parametro d'emissione specifico	
		kg _{CO2}	kg _{CO2eq}
Impianto a combustione [l]	25.255	2,634	2,660
PdC [kWh _e]	56.277	0,465	0,471
	46.897		

I risultati sono riassunti in Tabella 64 e Tabella 65:

Tabella 64 Riduzione di CO₂ e CO_{2eq} per le soluzioni rinnovabili.

Confronti		Impianto a combustione	PdC B/W	PdC Multisplit
Risultati	ton _{CO2}	66,5	26,2	21,8
	ton _{CO2eq}	67,2	26,5	22,1
Risparmio CO₂ [ton]		-	40,4	40,7
Risparmio CO_{2eq} [ton]		-	44,7	45,1

Tabella 65 Fattori e risultati per le emissioni in atmosfera di NO_x e SO₂.

Confronti		Impianto a combustione	PdC B/W	PdC Multisplit
NO _x		1,79 g/litro	0,204 g/kWh _e	
SO ₂		1,678 g/litro	0,274 g/kWh _e	
Risultati	NO_x	45,3 kg	11 kg	4 kg
	SO₂	42,3 kg	9 kg	3 kg

In conclusione all’analisi è dimostrato che la sostituzione con pompa di calore determina un risparmio consistente di circa 40 tonnellate di anidride carbonica annua, pari ad una riduzione di circa il 60%, mentre le emissioni in aria di NO_x e SO₂ sono ridotte rispettivamente del 75% e del 90%.

4 CONCLUSIONI

Nel seguente paragrafo si riportano le principali considerazioni e risultati emersi nel lavoro di tesi ricordando l'obiettivo del progetto: valutare la fattibilità di una sostituzione di un impianto fossile a gasolio con uno rinnovabile a fonte geotermica in un edificio situato in Valle d'Aosta.

In Valle d'Aosta a causa della scarsa metanizzazione, (solo 24 Comuni su 74 dotati di distribuzione) si registra il maggior consumo pro-capite annuo di gasolio e GPL nel panorama italiano, rispettivamente di 96 litri/abitante e 103 l/abitante. I 4921 impianti termici a gasolio (20% degli impianti regionali) e le 94 stazioni di rifornimento necessitano di stoccaggio in loco del combustibile generalmente sotterraneo. Sebbene i punti vendita carburanti siano adeguatamente sostenuti da normativa (DM 12 febbraio 2015 n.31), la conduzione dei serbatoi destinati al riscaldamento resta vaga e imprecisata, infatti vi è solo il Decreto Legislativo n.152 che regola l'iter di indagine ambientale e di bonifica in caso di sversamenti da questi serbatoi.

La rottura di serbatoi e i rilasci accidentali determinano contaminazioni che nel 14,7% conducono a bonifiche ambientali. Dato il gravoso impatto ambientale ed economico causato, tra 30.000 e 190.000 euro per le attività di bonifica, si valuta la sostituzione di un impianto a gasolio con uno rinnovabile. Le soluzioni geotermiche studiate utilizzano una pompa di calore indiretta idronica B/W ed una diretta multisplit a flusso variabile di refrigerante.

Le analisi economiche, energetiche e progettuali sulle due soluzioni proposte nel capitolo 3, evidenziano un lieve vantaggio della soluzione con pompa di calore geotermica collegata a ventilconvettori rispetto a quella multisplit nel caso studio. L'edificio studiato è stato soggetto a bonifiche in seguito ad un rilascio accidentale di gasolio nel 2009. Il costo complessivo delle operazioni di ripristino del suolo ammonta a circa 50.000 euro.

La determinazione dei fabbisogni della struttura oggetto di rilascio è condotta con software CENED+2.0 e i risultati ottenuti rispecchiano i valori tipici per una struttura non residenziale: l'indice di energia primaria $EP_{H,nd}$ pari 106 kWh/m³ rientra nel 33% delle strutture situate nei Comuni con gradi giorno maggiore di 4000.

Nella simulazione la struttura è presentata con migliori tecniche rispetto alla situazione reale, quali la presenza di un cappotto termico esterno di 10 cm in sughero sulle pareti perimetrali e doppie finestre sulla quasi totalità dell'involucro. Il fabbisogno di acqua calda sanitaria, secondo normativa, è determinato dalla portata d'acqua giornaliera richiesta dall'intero edificio.

Il consumo annuo di 25 m³ di gasolio, strettamente dipendente dal fabbisogno termico dell'edificio, risulta la principale spesa di esercizio per l'impianto attuale. Tale valore diviene maggiore nella struttura reale priva di interventi sull'involucro considerando l'ulteriore incremento delle emissioni di CO₂ e dei costi della materia prima. Pertanto, la scelta della soluzione rinnovabile risulta più valorizzata con l'aumento del consumo di gasolio per l'impianto di riscaldamento.

In aggiunta, la simulazione di un edificio energeticamente non minimizzato nelle dispersioni comporterebbe un incremento della taglia del sistema di generazione.

Nel lavoro di tesi il dimensionamento della pompa di calore è basato sul solo fabbisogno annuale di riscaldamento della struttura ottimizzata con gestione intelligente della produzione di ACS con accumulo.

Il dimensionamento del campo sonde, con il metodo ASHRAE, ha come risultato un campo sonde con 10 scambiatori da circa 160 metri ciascuno, risultato simile per le soluzioni B/W e multisplit. L'analisi parametrica sul sistema di estrazione del calore dimostra che utilizzando la geometria a doppia U è possibile ridurre del 25% la lunghezza totale delle sonde rispetto alla configurazione a singola U.

Il nuovo impianto geotermico assume differenti configurazioni a seconda del tipo di pompa di calore da installare. In particolare, quella idronica garantisce lo scambio termico ai terminali attraverso acqua tecnica, mentre quella multisplit lo attua con la circolazione diretta di fluido frigorifero. Tuttavia, la soluzione diretta richiede un costo aggiuntivo per la progettazione e posa in opera di tubature in rame coibentate, spesa che si evita sfruttando il sistema di distribuzione attualmente installato e adatto alla soluzione B/W. Coerentemente al sistema di distribuzione quello di emissione varia tra le scelte studiate: la PdC VRF impiega uno split a parete che funge da condensatore direttamente in ambiente, mentre quella ad acqua utilizza un ventilconvettore. La soluzione B/W può essere integrata con un serbatoio tampone che ne garantisce una migliore gestione. Infine, la produzione di acqua calda sanitaria è garantita da un bollitore per entrambe le soluzioni rinnovabili, tuttavia quella multisplit esige un ulteriore componente, l'Hydrokit, per accoppiare il fluido frigorifero e l'acqua tecnica circolante nello scambiatore dell'accumulo ACS.

La soluzione rinnovabile, a seguito dei risultati del lavoro, risulta conveniente sia dal punto di vista economico che ambientale. Infatti, il costo di approvvigionamento del gasolio, circa 30.000 euro annui, risulta decisamente maggiore rispetto alla spesa di energia elettrica di alimentazione al sistema geotermico.

Le soluzioni rinnovabili sono economicamente comparabili poiché entrambe segnano tempi di ritorno a circa metà della vita dell'impianto (circa 9° anno) e assumono circa lo stesso

valore del VAN al 25-esimo anno (150.000 euro). Le scelte impiantistiche differiscono per il valore del tasso interno di rendimento, leggermente a favore della soluzione idronica B/W. La soluzione multisplit inoltre, risente poco del contributo del Conto Termico 2.0 data l'esigua quota annuale dell'incentivo.

Gli esiti dell'analisi ambientale dimostrano un risparmio di 40 tonnellate annue di anidride carbonica e di 40 kg di anidride solforosa per ciascuna proposta rinnovabile.

In conclusione, il lavoro di tesi dimostra che la sostituzione dell'impianto a gasolio con uno geotermico è sempre vantaggiosa. In particolare, si consiglia l'utilizzo di una pompa di calore idronica dato il riutilizzo dell'infrastruttura dell'impianto di distribuzione esistente, il valore maggiore del TIR (13,5%) e l'affidabilità del sistema ampiamente diffuso in commercio.

Il lavoro di tesi presentato può rappresentare uno stimolo per l'installazione di impianti per geotermici, eventualmente in sostituzione di quelli alimentati a combustibili fossili, soprattutto in zone montane o prive di rete di metanizzazione. Il lavoro svolto ha dei margini di ulteriore sviluppo e miglioramento, quali:

- un'analisi più approfondita dei dati di input per la modellazione della struttura edilizia in CENED+2.0 considerando, ad esempio, l'inserimento di ponti termici e perdite di carico nelle condotte;
- uno studio termo-fluido dinamico, anche tramite software, sulla circolazione dell'acqua glicolata all'interno degli scambiatori verticali in modo da quantificare le perdite di carico e ottimizzare la disposizione dei pozzi nel campo sonde;
- data la limitatezza delle fonti presenti in letteratura, si propone uno studio più approfondito dell'applicazione geotermica VRF. In particolare la costruzione delle curve Resa termica e COP al variare della temperatura di ingresso della sorgente renderebbe il confronto con la soluzione tradizionale GCHP più efficace;
- una valutazione di eventuali sistemi integrativi rinnovabili per la produzione di ACS, disaccoppiata dalla pompa di calore, in modo da soddisfare pienamente la richiesta di acqua calda anche nei periodi di maggiore occupazione della struttura ricettiva.

5 BIBLIOGRAFIA

- 1] | Agenzia Nazionale Stampa Associata, «ANSA Valle d'Aosta,» 12 11 2018.
[Online]. Available: http://www.ansa.it/valledaosta/notizie/2018/11/12/arpa-falda-contaminata-da-idrocarburi_60d5deca-357e-4c50-b03c-14ce62174351.html.
- 2] | M. V. Roberto Spalvieri, «Quadro normativo per la Geotermia a Bassa Entalpia,» 2012.
- 3] | Regione Autonoma Valle d'Aosta, «Piano Energetico Ambientale Regionale, versione integrale,» 2013.
- 4] | P. C. F. S. R. S. Alessandro Casasso, «Environmental and Economic Benefits from the Phase-out of Residential Oil Heating: A Study from the Aosta Valley Region (Italy),» *sustainability*, 2019.
- 5] | B. P. R. S. J. P. S. P. M. B. G. G. P. Z. V. D. R. V. P. C. M. O. A. B. C. M. F. K. Z. Alessandro Casasso, «The GRETA project: the contribution of near-surface geothermal energy for the energetic self-sufficiency of Alpine regions,» *Acque Sotterranee - Italian Journal of Groundwater*, 2017.
- 6] | A. C. P.G., «Aosta: Qualità aria migliora ma resta inquinamento da caldaie a gasolio,» 2017. [Online]. Available: http://www.valledaostaglocal.it/index.php?id=806&tx_ttnews%5Byear%5D=2017&tx_ttnews%5Bmonth%5D=03&tx_ttnews%5Bday%5D=.
- 7] | Ministero dello Sviluppo Economico, «Consumi petroliferi,» [Online]. Available: <http://dgsaie.mise.gov.it/dgerm/consumipetroliferi.asp>.
- 8] | V. d. Agenzia Regionale per la Protezione Ambiente, «Catasto degli impianti energetici,» 2018.
- 9] | Ministero dello Sviluppo Economico, «Ambiti territoriali del settore della distribuzione del gas naturale, Ambito 20,» 2012. [Online]. Available: https://www.mise.gov.it/index.php/it/energia/gas-naturale-e-petrolio/gas-naturale/distribuzione/elenco-ambiti-territoriali#page_top.

- 10] | Regione Autonoma Valle d'Aosta, «Valutazione Ambientale Strategica per il Piano Energetico Ambientale Regionale,» 2013.
- 11] | Decreto Ministeriale 28 aprile 2005 , «Approvazione della regola tecnica di prevenzione incendi per la progettazione, la costruzione e l'esercizio degli impianti termici alimentati da combustibili liquidi,» 2005.
- 12] | Decreto Ministeriale 29/11/2002, «Requisiti tecnici per la costruzione, l'installazione e l'esercizio dei serbatoi interrati destinati allo stoccaggio di carburanti liquidi per autotrazione, presso gli impianti di distribuzione.,» 2002.
- 13] | UNI 12285, «Serbatoi in acciaio fabbricati in officina - Parte 1: Serbatoi cilindrici orizzontali a singola pelle e doppia pelle per lo stoccaggio sotterraneo di liquidi, infiammabili e non infiammabili che inquinano l'acqua [...] degli edifici,» 2018.
- 14] | Agenzia Nazionale di Protezione Ambiente, «Proposta Linee Guida sui Serbatoi Interrati».
- 15] | Agenzia Regionale per la Protezione dell'Ambiente-Lombardia, «Linee Guida sui Serbatoi Interrati,» 2013.
- 16] | Agenzia Regionale per la Protezione dell'Ambiente -Valle d'Aosta, «Linee Guida sui Serbatoi Interrati riguardanti la rete di distribuzione carburanti in Valle d'Aosta,» 2017.
- 17] | Cordivari-Catalogo Listino, «Serbatoi e trattamento acque,» 2018.
- 18] | Istituto Superiore per la Prevenzione e la Ricerca Ambientale, [Online]. Available: <http://www.isprambiente.gov.it/files2018/controlli-ambientali>.
- 19] | WOLFTANK, «DOPA: Trasformazione e realizzazione doppi fondi,» 2019. [Online]. Available: <http://www.wolftank.com/it/top-navigation/dopa-trasformazione-e-realizzazione-doppi-fondi/11-110.html>.
- 20] | D. L. n.152, «Norme in materia ambientale,» 3 Aprile 2006.
- 21] | Agenzia per la Protezione dell'Ambiente e per i Servizi Tecnici , «Criteri metodologici per l'applicazione dell'analisi assoluta di rischio ai siti contaminati,» 2008.

- 22] | Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale, «Matrice di screening delle tecnologia di bonifica,» [Online]. Available: <http://www.isprambiente.gov.it/files/temi/matrice-tecnologie-ispra-rev050908.pdf>.
- 23] | Ministero dell'Ambiente, «DESCRIZIONE DELLE TECNOLOGIE DI BONIFICA APPLICABILI NELLA ZONA INSATURA».
- 24] | Agenzia per la protezione dell'ambiente e per i servizi tecnici Servizio Interdipartimentale Emergenze Ambientali , «Stato di attuazione delle tecnologie di bonifica sui siti d'interesse nazionale».
- 25] | Regione Toscana, «Allegato di Piano 7 – Bonifiche: aspetti tecnici e progettuali».
- 26] | S. B. R. L. K. T. P. S. Alistair Beames, «Sustainability appraisal tools for soil and groundwater remediation: How is the choice of remediation alternative influenced by different sets of sustainability indicators and tool structures?,» in *Science of The Total Environment*, 2014, pp. 954-966.
- 27] | X. Z. Q. Z. Qiong WU, «Current situation and control measures of groundwater pollution in gas station,» *Earth and Environmental Science n.94*, 2017.
- 28] | C.W.Fetter, « Site Remediation,» in *Contaminant Hydrogeology*, pp. 576-577.
- 29] | R. M.Dowd, «Leaking underground storage tanks,» *Environmental Science Technology*, vol. 18, n. 10, 1984.
- 30] | Regione Autonoma Valle d'Aosta-COA, «Monitoraggio 2011-2015-PEAR».
- 31] | Relazione tecnica-Adeguamento funzionale, «Allegato-A Computo dei volumi esistenti e delle volumetrie realizzabili,» Cogne, 1988.
- 32] | Viessmann, «Scheda Tecnica Vitoplex 300-TX3A,» 2009.
- 33] | Viessmann, «Oil/gas boilers for medium and high output-Heating systems,» 2015.

- 34] | Dielle S.r.l-Fuoco tecnologico, «Scheda tecnica-Grecale 50».
- 35] | Vulcanica S.r.l, «Stufa a Pellet All Stone canalizzata lamiera e ceramica- Libretto uso e manutenzione,» 2013.
- 36] | Viessmann-Solar Cell, «Bollitori e accumuli speciali / grandi impianti,» 2011.
- 37] | UNI 11300-1, «Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale,» 2008.
- 38] | Bosonin Vittorio & C. s.n.c., «Analisi di Rischio e Progetto Operativo di Bonifica, presso XXXXX,» Gennaio 2011.
- 39] | Europa EU, «Azione per il clima. Quadro 2030 per il clima e l'energia,» [Online]. Available: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_it.
- 40] | Europa EU, «Azione per il clima. Strategia a lungo termine per il 2050,» [Online]. Available: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2050_it.
- 41] | European Heat Pump Association , «European Heat Pump Market and Statistics Report 2014».
- 42] | C. M. Invernizzi, Considers the interaction between working fluids, the thermodynamic behaviour of the cycle using them and the technological design aspects of the machines, 2013.
- 43] | B. K. M. Madhu Sruthi Emani, «The Use of Natural Refrigerants in Refrigeration and Air Conditioning Systems: A Review,» *Materials Science and Engineering*, n.377 , 2018.
- 44] | Department of Industrial Engineering (DIN) University of Bologna, «Impianti Frigoriferi».
- 45] | Ferroli, «Pompe di calore, parte teorica, parte applicativa,» 2010.
- 46] | A. U. P. d. Torino, «Technology for renewable energy sources».

- 47] | UNI 11300-4, «restazioni energetiche degli edifici - Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria,» 2016.
- 48] | D. B. N. B. A. H. Iain Staffel, «A review of domestic heat pump,» *Energy and Environmental Science*, 2012.
- 49] | International Energy Agency, 1974-2014, «Heating Without Global Warming- Market Developments and Policy,» 2014.
- 50] | G. L. M. M. S. Pamela Vocalea, «Influence of outdoor air conditions on the air source heat pumps performance,» *Energy Procedia* , n. 45, pp. 653-662, 2014.
- 51] | D. L. 1. f. 2. n. 22, «Riassetto della normativa in materia di ricerca e coltivazione delle risorse geotermiche, a norma dell'articolo 27, comma 28, della legge 23 luglio 2009, n. 99,» 2010.
- 52] | K. L. Y. J. S. C. J. L. Y. H. Y. L. & D. L. Jaedo Song, «Heating performance of a ground source heat pump system installed in a school building,» *Technological Sciences China*, 2009.
- 53] | P. Marcia Karr, «Ground Source Variable Refrigerant Flow Heat Pumps,» 2011.
- 54] | C. D. W. Y. P. N. S. a. J. L. Nina Khanna, «Market Assessment of Multi-split Air Conditioning Systems in the Chinese and Global Market,» 2019.
- 55] | W. Goetzler, «Variable Refrigerant Flow Systems,» *Ashrae Journal* , 2007.
- 56] | CENED+2.0, «Caso studio n.2 - Albergo con piano interrato,» 2018.
- 57] | DECRETO N. 6480, «Disposizioni in merito alla disciplina per l'efficienza energetica degli edifici e per il relativo Attestato di Prestazione Energetica,» *ALLEGATO H-metodo di calcolo al DDUO 2456/2017*, 30 LUGLIO 2015.
- 58] | UNI 10349-1, «Riscaldamento e raffrescamento degli edifici-Dati Climatici,» 2015.

- 59] | «D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412,» *"Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia"*.
- 60] | Vortice, «Scheda Tecnica-Vort Micro S».
- 61] | UNI 8627-1, «Edilizia - Sistemi di copertura - Parte 1: Definizione e classificazione degli schemi funzionali, soluzioni conformi e soluzioni tecnologiche delle coperture discontinue,» 2019.
- 62] | A. Capozzoli, «“Corso di Energetica dell'edificio”-appunti,» Non pubblicato, 2013.
- 63] | «UNI TS 11300-1,» *"Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale"*, 2014.
- 64] | UNI EN 422-2, «Radiatori e convettori – Parte 2: Metodi di prova e valutazione,» 2015.
- 65] | Tiemme, Original Italian Trademark, «Faq 393- Modalità di calcolo della potenzialità termica di un radiatore».
- 66] | UNI EN ISO 13790, «Prestazione energetica degli edifici -Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento,» 2008.
- 67] | Corso di Tecnica del Controllo Ambientale, Università di Venezia, «Bilancio energetico dell'edificio,» 2013.
- 68] | UNI EN ISO 6946, «Componenti ed elementi per edilizia - Resistenza termica e trasmittanza termica - Metodi di calcolo,» 2018.
- 69] | UNI 11300-2, «Prestazioni energetiche degli edifici,» 2014.
- 70] | UNI 11466, «Sistemi geotermici a pompa di calore-Requosoti per il dimensionamento e la progettazione».
- 71] | Caleffi, Impianti a pompe di calore geotermiche, 38, Giugno 2010.

- 72] | S. D. V. (. A. F. D. F. (. P. C. (. R. C. (. R. G. (. &. R. S. (. Alessandro Casasso (a),
Ground Source Heat Pumps in Aosta Valley (NW Italy): assessment of existing systems
and planning tools for future installations, 2017.
- 73] | Interreg Alpine Space GRETA in Valle d'Aosta, «Geotermia a bassa entalpia:
aspetti ambientali, energetici ed economici,» 2018.
- 74] | M. Philippe e P. P. M. Michel Bernier, «Vertical Geothermal Borefields».
- 75] | H. G., «Ground Heat Storage—Thermal Analyses of Duct Storage Systems.,»
1991.
- 76] | Roefix- Geotermica, «CreteoInject CC 854-Malta per cavità,» 2012.
- 77] | PFP PEDRINI s.r.l. , «Termoplast PLUS,».
- 78] | Celsius, «Physical Data of Thermal Fluids MEG 25%,» www.celsius-process.com.
- 79] | M. P. E. S. Alessandro Baietto, in *Progettazione impianti geotermici*, 2010, p. Capitolo
3.
- 80] | Antonio Capozza Università degli Studi di Padova – Michele De Carli, Antonio
Galgaro, Angelo Zarrella , «Linee Guida per la progettazione dei campi geotermici per
pompe di calore,» 2012.
- 81] | ALB Sistemas, «SONDA GEOTÉRMICA ALB DE CAPTACIÓN VERTICAL,
PE 100-RC y PE 100-RT».
- 82] | DM, Ministeri dello Sviluppo Economico, dell'Ambiente e delle Infrastrutture,
«Requisiti minimi,» 2015.
- 83] | UNI 5364, «Appendice A. dati climatici».

- 84] | Regione Lombardia, DDUO 2456, «Disposizioni in merito alla disciplina per l'efficienza energetica degli edifici ed al relativo attestato di prestazione energetica,» 8/03/2017.
- 85] | K. V. Ulrike Jordan, «Realistic Domestic Hot-Water Profiles,» 2001.
- 86] | Caleffi-Idraulica, «Produzione di acqua calda ad accumulo,» vol. 16.
- 87] | UNI 9182, «Impianti di alimentazione e distribuzione d'acqua fredda e calda - Progettazione, installazione e collaudo,» 2014.
- 88] | Ente per le Nuove Tecnologie, l'Energia e l'Ambiente-ENEA, «Ricerca Sistema Elettrico,» *Caratterizzazione energetica del settore alberghiero in Italia*, 2009.
- 89] | Decreto Ministeriale, 26/06/09, «Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici,» 2009.
- 90] | Dimplex, «Manuale di progettazione e di installazione,» *Pompe di calore per il riscaldamento e la preparazione di acqua calda*, 2009.
- 91] | Enercome, «Il serbatoio inerziale-Energie Rinnovabili,» [Online]. Available: <http://enercomb.it/news/realizzazioni/il-serbatoio-inerziale>.
- 92] | Caleffi-Quaderno n.33, «Le pompe di calore,» 2007.
- 93] | Hoval, «Dimensionamento componenti dell'impianto».
- 94] | Ochsner Karl, «Geothermal Heat Pump- A guide to Planning & Installing,» 2012.
- 95] | Hoval, «Descrizione prodotto, Hoval EnerVal (200-2000),» 2015.
- 96] | «UNI TS 11300-2,» in *"Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria.."*, 2014.

- 97] | Alpha Innotec, «Geotermiche/Acqua Pompe di Calore Professionali, Istruzioni di esercizio-SWP,» 2015.
- 98] | UNI EN 1264-4, «Riscaldamento a pavimento - Impianti e componenti - Installazione,» 2003.
- 99] | Quaderni Caleffi, «Gli impianti a pannelli radianti».
- 100] | Watts Industries, «Resa termica di pavimenti radianti caldi».
- 101] | U. L. S. Francesco Mancini, «ELEMENTI COSTITUTIVI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE».
- 102] | Riello, «Heliotherm Inverter- Ventilconvettori con mobiletto e per incasso».
- 103] | UNI EN 1397, « Scambiatori di calore - Ventilconvettori ad acqua - Procedimenti di prova per la determinazione delle prestazioni,» 2016.
- 104] | Alpha-Innotec, «LUXTRONIK 2.0-Regolazione del riscaldamento e della pompa di calore».
- 105] | LG-Business Solutions, «Guida Prodotti-Linea Multi V-Aggiornamento 2018,» 2018.
- 106] | LG, Modello ARNU05GSJN4, «Scheda tecnica».
- 107] | SAT, «RIFUNZIONALIZZAZIONE EDIFICI STAZIONE -Progetto Definitivo,» 2018.
- 108] | LG-Engineering Product Data Book, «Total HVAC solution provider».
- 109] | Preventivone.it, «Costo cappotto esterno al mq,» [Online]. Available: <https://www.preventivone.it/blog/costo-cappotto-esterno-al-mq/>.
- 110] | Beton Wood, «Listino prezzi sughero,» 2019.

- 111] | «Guida cappotto termico,» 2019. [Online]. Available:
https://www.guidaedilizia.it/cappotto-termico/quanto-costa/.
- 112] | Thermoscotty, «Catalogo listino serramenti in PVC persiane alluminio grate in ferro».
- 113] | Agenzia delle entrate, «Le agevolazioni fiscali per il risparmio energetico,» Febbraio 2019.
- 114] | D. d. M. d. s. economico, «Aggiornamento del decreto 11 marzo 2008 in materia di riqualificazione energetica degli edifici.,» 26 Gennaio 2010.
- 115] | Decreto legislativo n.3116, «Disposizioni correttive ed integrative al decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, recante attuazione della direttiva 2002/91/CE.,» 29 dicembre 2006.
- 116] | Ochsner Heat Pump, «Price List 2012,» 2012.
- 117] | Rossato-I professionisti del comfort, «Listino prezzi 04-2017,» 2017.
- 118] | Alpha Innotec, «Listino prezzi e modelli-valido a partire da marzo 2016,» 2016.
- 119] | Viessmann-2017, «Sole/Wasser-Wärmepumpen,» 2017.
- 120] | CHEAP-GSHPs projec, «Cheap and efficient application of reliable ground source heat exchangers and pumps,» 2018.
- 121] | W. K. J. C. U. o. T. Joseph W. Birchfield IV, «Design and Economic Analysis of a Geothermal Vertical Coupled Heat Pump System for the University of Tennessee, Knoxville Campus,» 2014.
- 122] | M.-E. Rajandrea Sethi, «Efficiency Analysis of the Main Components of a Vertical Closed-Loop System in a Borehole Heat Exchanger,» 2016.
- 123] | Altraenergia, «Perforazioni verticali con sonde cementate e pozzi di prelievo e rimmissione acqua,» [Online]. Available: <http://www.altraenergia.com/geotermico3.asp>.

- 124] | Risparmio Energetico, «Quanto costa un impianto geotermico?-Incentivi,»
[Online]. Available: <http://www.risparmio-energetico.com/Quanto-costa-un-impianto.html>.
- 125] | Haka Gerodur, «Sistema di sonde geotermiche PE100-RC/FLUX/VARIO, Listino prezzi 2017-2018,» 2018.
- 126] | ALB Sistemas, «SISTEMAS INTEGRALES DE ALTA EFICIENCIA ENERGÉTICA -Catálogo de producto Tarifa de precios 5/2018,» 2018.
- 127] | Jansen-Plastic solutions, «Erdwärmesonden- Geothermal probes 2018,» 2018.
- 128] | Rehau-Unlimited Polymer Solutions, «Sistema Raugeo-Per riscaldare e raffreddare in modo innovativo ed economico-Listino prezzi 827300/5,» 2008.
- 129] | Perito Industriale-Claudio Crudo, «Una tecnologia innovativa per un'energia antica: le sonde geotermiche,» 2007.
- 130] | VRM, «Geothermal-AARDWARMTELUSSEN,» [Online]. Available: https://www.vrm.nl/en-us/aardwarmtelussen/material=pe100-rc/diameter-mm=40/?sort=Title_desc&count=20.
- 131] | Hurner, «Informazioni generali sul polietilene».
- 132] | LG-Business Solutions, «Lista Oficial de precios Marzo 2018,» 2018.
- 133] | Comune di Niscemi, «Elenco prezzi impianto climatizzazione,» 2014. [Online]. Available: <http://www.comune.niscemi.cl.it/wp-content/uploads/2014/07/6B.-ELENCO-PREZZI-CLIMATIZZAZIONE.pdf>.
- 134] | Idroven, «Listino Prezzi-gruppo 19-Tubazioni,» 2017.
- 135] | Caleffi S.p.A., «Vasi d'espansione, serie 556 - 568 - 5557,» 2016.

- 136] | Viessmann-2017, «Listino prezzi 2017-IT-Riscaldamento,» 2017.
- 137] | ARERA, «Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente,» Agosto 2019.
[Online]. Available: <https://arera.it/it/dati/eep35.htm>.
- 138] | EN 14825, «Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling — Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance,» 2016.
- 139] | International Energy Agency, Renewables for Heating and Cooling, 2007.
- 140] | Legge 28 Dicembre 1998, n.448, «Misure di finanza pubblica per la stabilizzazione e lo sviluppo».
- 141] | Legge 22 dicembre 2008, n. 203, «Disposizioni per la formazione del bilancio e pluriennale dello Stato».
- 142] | Agenzia delle Dogane e dei Monopoli, Protocollo 141035/RU, «Riduzione del costo dei combustibili per riscaldamento nelle zone svantaggiate. Rideterminazione dell'entità del beneficio fiscale.,» 2015.
- 143] | Ministero dello Sviluppo Economico, «Analisi e statistiche energetiche,» 2019.
[Online]. Available:
https://dgsaie.mise.gov.it/prezzi_carburanti_mensili.php?pid=3&fbclid=IwAR0vnwYItfYQWx-Qw647ioz-bwM-iWfEAedNREHRULaT'TTwURwAeO_cSeBY.
- 144] | D.P.R. 16 Aprile 2013, n°74, «Regolamento recante definizione dei criteri generali in materia di esercizio, conduzione, controllo, manutenzione e ispezione degli impianti termici [...] a norma dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e c), del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192.,» 2013.
- 145] | D.P.R. 16 Aprile 2013, n.74, «Regolamento recante definizione dei criteri di esercizio, conduzione, controllo, manutenzione e ispezione degli impianti termici per la climatizzazione invernale ed estiva degli edifici e per la preparazione dell'acqua calda per usi igienici sanitari.,» 2013.

- 146] | UNI 10435, «Impianti di combustione alimentati a gas con bruciatori ad aria
soffiata di portata termica nominale maggiore di 35 kW. Controllo e manutenzione,»
1995.
- 147] | UNI 8364-III, «Impianti di riscaldamento-Controllo e manutenzione,» 2007.
- 148] | UNI 10389, «Misurazioni in campo - Generatori di calore - Parte 1: Apparecchi
alimentati a combustibile liquido e/o gassoso,» 2019.
- 149] | CLIMASISTEM, «Contratto di Manutenzione dell'impianto termico centralizzato
di potenza nominale maggiore di 35 kW».
- 150] | Federalberghi, Federica Bonafaccia, Antonio Griesi, Incentivi per la
riqualificazione delle strutture ricettive, 2019-Settima edizione.
- 151] | Decreto interministeriale 16 febbraio 2016, « Aggiornamento Conto termico,»
Ministero dello Sviluppo Economico, Ministero dell'Ambiente e della Tutela del
Territorio e del Mare, Ministero delle politiche agricole alimentari e forestali , 2016.
- 152] | Ministro dello Sviluppo Economico, ministro dell'Ambiente e Tutela del
Territorio e del Mare, Ministro delle Politiche agricole alimentari e forestali, «Allegati I e
II al decreto interministeriale febbraio 2016,» 2016.
- 153] | G. Scellato, «Analisi e valutazione degli investimenti,» Unpublished, 2015.
- 154] | Stato Italiano, «Legge di Stabilità 2016, legge n. 208/2015,» 28/12/2015.
- 155] | Stato Italiano, «D.Lgs. 15 dicembre 1997, n. 446,» 1997.
- 156] | The Italian Times, «Ecobonus 2019: agenzia entrate guida, cos'è come funziona
e requisiti,» 23 Agosto 2019. [Online]. Available:
https://www.theitaliantimes.it/economia/legge-stabilita-ecobonus-65-spesa-detrazione-come-funziona_230819/.
- 157] | Stato Italiano, Legge di Bilancio, Legge 30/12/2018, 2019.

- 158] | Alta serbatoi.srl, «Listino Prezzi Serbatoio Monoparete - Evolution Tank fuel 626».
- 159] | ERCOS, Catalogo listino 2013/2014, «CALDO RADIATORI SCALDASALVIETTE ACCESSORI».
- 160] | Gruppo Intesa Sanpaolo 2018 , «ENERGIA - Fattori di conversione delle emissioni,» 2018.
- 161] | ISPRA, «Fattori di emissione atmosferica di gas a effetto serra nel settore elettrico nazionale e nei principali Paesi Europei,» 2019.
- 162] | ARPA-Valle d'Aosta, «Planimetria Lillaz, Cogne,» 2009.
- 163] | CENED+2.0, «Modulo C, Edificio Getsione Dati generale,» 2018.
- 164] | Caleffi, «Componenti per impianti a pompa di calore,» 2015.
- 165] | «UNI 11467,» *Sistemi geotermici a pompa di calore-Requisiti per l'installazione*, 11/2012.
- 166] | P. C. Isetti, «Corso di Impianti Tecnici-capitolo 6,» 2009/2010 .
- 167] | Rossato Group, «Guida alla progettazione,» *Pompe di calore per riscaldamento, raffrescamento, acqua calda sanitaria*.
- 168] | LG, «GUIDA PRODOTTI-LINEA MULTI V,» 2014.
- 169] | Camera di Commercio I.A.A., Belluno, «Ufficio Prezzi, Rilevazione al 15 aprile 2016,» 2016.
- 170] | Camera di Commercio I.A.A., Trento, «Media dei Prezzi relativi ai prodotti petroliferi,» 2017.
- 171] | UNI 10389-I, «Misurazioni in campo-Generatri di calore-Apparecchi alimentati a combustibile liquido e/o gassoso,» 2019.

- 172] | Politecnico di Torino, Marta Gandiglio, «Poly-generation and Advanced Energy Systems, Appunti Analisi economica , ",» 2016.
- 173] | Degrastore, «Le caldaie a condensazione: quando convengono,» 8 Maggio 2018. [Online]. Available: <https://www.degrasistemitermici.it/le-caldaie-a-condensazione-quando-convengono/>.
- 174] | «Guida Informativa sulle caldaie,» [Online]. Available: <http://www.caldaie.name/caldaie-a-condensazione.php>.
- 175] | A. Carpignano, «Risk Analysis, Dispense, Politecnico di Torino-DENERG,» 2009.
- 176] | Agenzia Regionale per Protezione Ambiente, Valle d'Aosta, «RSA 2016 - ENER_001 - Utilizzo del metano per riscaldamento e sua relazione con le temperature invernali-Numero di allacciamenti nei Comuni Raggiunti dalla Rete di Distribuzione di Metano,» 2016. [Online]. Available: http://www.arpa.vda.it/en/relazione-stato-ambiente/archivio-rsa%20http://www.arpa.vda.it/en/relazione-stato-ambiente/archivio-rsa/xi-relazione-sullo-stato-dell-ambiente-2016/1268-rsa-2016-energia-e-gas-climalteranti/2867-rsa-2016-ener_001-utilizzo-del-met.
- 177] | Q8, «Carburanti Scheda tecnica Gasolio Auto».
- 178] | Q8, Quaser s.r.l., «Specifiche di Marketing Gasolio da Riscaldamento,» 2015.
- 179] | UNI 6579, «Combustibili liquidi per usi termici industriali e civili - Classificazione e caratteristiche,» 2009.
- 180] | Decreto del Ministro, n.31 del 12 febbraio 2015, «Regolamento recante criteri semplificati per la caratterizzazione, messa in sicurezza e bonifica dei punti vendita carburanti, ai sensi dell'articolo 252, comma 4, del decreto legislativo 3 aprile 2006, n. 152.,» 2015.
- 181] | R. Bertani, «Geothermal Power Generation in the World 2010-2014 Update Report,» 2015.

- 182] | D. S. G. C. E. B. M. C. P. C. P. C. G. G. M. L. M. V. Adele Manzella, «Geothermal Energy Use, Country Update for Italy,» 2019.
- 183] | G. S. Energetici-GSE, «Mix Iniziale Nazionale,» 2018.
- 184] | Terna Group, «Produzione,» 2018.
- 185] | Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale, «Ridurre le emissioni climalteranti. Indicazioni operative e buone pratiche per gli Enti Locali.,» 2019.