



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Analisi tecnico-economica di un'abitazione civile: studio di scenari relativi a diverse tecnologie di conversione energetica per soddisfarne il fabbisogno termico

Technical-economic analysis of a residential house: energy scenarios related to different energy conversion technologies to satisfy thermal energy demands

Tesi di laurea di:

Vincenzo Maggitti

Relatore:

Prof. Ing. Gabriele Comodi

Correlatori:

Ing. Germano Verdecchia

Ing. Mosè Rossi

Anno Accademico 2021/2022

Dedico questa tesi a mia madre e mio fratello Umberto, senza i quali non sarei mai riuscito a raggiungere questo importante traguardo in questi anni così difficili.

Un pensiero in questo giorno per me così importante lo dedico a te papà che spero da lassù sarai sempre vicino a me. Ti voglio ricordare con questa frase che mi ricorda della tua genialità e della tua creatività che mettevi in ogni cosa che facevi.

*“Qualsiasi cosa sia la creatività,
è una parte nella soluzione di un problema”*

Brian Aldiss

Ringrazio il professor Comodi e l'ingegner Rossi per la disponibilità che mi hanno dato assegnandomi questo tirocinio e per i loro consigli affinché questo elaborato potesse giungere a termine.

Ringrazio il signor Verzilli titolare della Verclima s.r.l per avermi dato la possibilità di svolgere questo tirocinio nella sua azienda e a tutti i ragazzi che mi hanno accolto nel miglior modo possibile.

Un ringraziamento in particolare va all'ingegner Germano nonché il mio tutor aziendale che mi ha seguito in questo periodo lasciandomi un bagaglio di saperi tecnici nuovi con i suoi preziosi consigli e ad Alessandro per la sua disponibilità.

Un ringraziamento speciale:

ai miei nonni che sono stati per me come dei genitori e che mi hanno trasmesso quali sono i veri valori della vita.

a mia zia Roberta che mi ha insegnato a non mollare mai.

a Martina la mia compagna di avventure che mi ha sempre sostenuto nei momenti più difficili.

a tutti i miei amici che ho avuto la fortuna di conoscere e con cui ho condiviso i momenti più belli e difficili di questi anni di università.

Sommario

| | |
|--|----|
| 1. Introduzione | 6 |
| 1.1. Scopo del lavoro | 8 |
| 2. Descrizione delle tecnologie analizzate..... | 9 |
| 2.1. Caldaia a condensazione | 9 |
| 2.2. Pompa di calore | 13 |
| 2.2.1. Ciclo di Carnot..... | 14 |
| 2.2.2. Ciclo inverso di Carnot..... | 15 |
| 2.2.3. Pompa di calore | 29 |
| 2.2.3.1. I componenti della pompa di calore..... | 33 |
| a) Compressore..... | 34 |
| b) Condensatore ed evaporatore | 35 |
| c) Organo di laminazione..... | 38 |
| d) Fluido refrigerante..... | 38 |
| 2.2.3.2. Fattori che influenzano il COP e l'EER..... | 46 |
| a. Influenza della T dell'aria esterna..... | 47 |
| b. Influenza della T di mandata dell'acqua..... | 51 |
| c. COP a regime di carico parziale | 55 |
| d. Ciclo di sbrinamento..... | 57 |
| 2.2.3.3. Coefficienti di prestazione delle pompe di calore | 61 |
| a. Il coefficiente di prestazione stagionale invernale (SCOP) ed estivo (SEER) | 61 |
| b. Il COP medio effettivo | 62 |
| 2.2.3.4. Classificazione delle pompe di calore in base al tipo di sorgente termica | 63 |
| a. Pompe di calore aria-aria | 63 |
| b. Pompa di calore acqua-aria | 64 |
| c. Pompa di calore acqua-acqua | 65 |
| d. Pompa di calore terra-acqua | 66 |
| e. Pompa di calore aria-acqua | 67 |
| 2.2.3.5. Tipologie di pompe di calore aria-acqua | 70 |
| a. Pompa di calore monoblocco da esterno..... | 70 |
| b. Pompa di calore monoblocco da interno | 71 |
| c. Pompe di calore bi-bloc..... | 72 |
| d. Pompe di calore con modulo hydrosplit | 73 |
| 2.2.3.6. La produzione di acqua calda sanitaria | 74 |

| | | |
|----------|---|-----|
| 2.2.3.7. | La protezione antilegionella negli impianti a pompa di calore | 77 |
| 2.2.3.8. | Confronto economico tra pompa di calore e caldaia | 78 |
| 3. | Normative di riferimento ed incentivi | 82 |
| 3.1. | Normative a cui il gas refrigerante R32 è soggetto | 83 |
| 3.2. | Detrazione fiscale 65%: cos'è e come funziona..... | 83 |
| 3.2.1. | Ecobonus del 65%: chi può richiederlo | 84 |
| 3.2.2. | Ecobonus 2022: cessione del credito e sconto in fattura..... | 84 |
| 4. | Caso studio | 85 |
| 4.1. | HSN (Heating Solution Navigator) | 89 |
| 4.1.1. | Selezione unità | 89 |
| 4.1.2. | Strumento calcolo del carico termico ambiente per ambiente | 91 |
| 4.1.3. | Strumento di selezione solare | 92 |
| 4.1.4. | Studio di fattibilità economica | 93 |
| a. | Pompa di calore | 94 |
| b. | Caldaia | 94 |
| c. | Pompa di calore ibrida..... | 95 |
| d. | Prodotto da confrontare | 95 |
| 5. | Analisi dei vari scenari | 97 |
| 5.1. | Caldaia a condensazione | 97 |
| 5.2. | Caldaia a condensazione più solare termico | 101 |
| 5.3. | Caldaia a condensazione più pompa di calore | 106 |
| 5.4. | Pompa di calore (HT) più solare termico..... | 111 |
| 5.5. | Pompa di calore (LT) più solare termico..... | 116 |
| 6. | Risultati e commenti (analisi degli aspetti energetici, economici ed ambientali)..... | 123 |
| 6.1. | Caldaia a condensazione | 124 |
| 6.2. | Caldaia a condensazione più solare termico | 124 |
| 6.3. | Caldaia a condensazione più pompa di calore | 125 |
| 6.4. | Pompa di calore (HT) più solare termico..... | 128 |
| 6.5. | Pompa di calore (LT) più solare termico..... | 131 |
| 7. | Conclusioni | 134 |
| | Bibliografia..... | 136 |

1. Introduzione

Sempre di più in questi ultimi anni si sente parlare di efficienza energetica negli edifici edilizi così da renderli sempre più ad impatto zero. L'obiettivo primario riguarda la riduzione delle emissioni di CO₂ e degli altri gas serra che sono i principali responsabili dell'innalzamento della temperatura globale; inoltre, ciò viene imposto dagli accordi di Parigi che prevedono, entro il 2030, di limitare l'innalzamento della temperatura globale entro il 1.5°C. Avere un edificio efficiente vuol dire che chi ne usufruisce abbia sia un risparmio energetico che economico.

Il protocollo di Kyoto, entrato in vigore nel 2005, rappresenta il primo accordo internazionale tra Stati con l'obiettivo di contrastare il riscaldamento globale. Il Pacchetto Clima – contenuto nella Direttiva 2009/29/CE ed entrato in vigore nel giugno 2009 – prevedeva di ridurre le emissioni di gas serra del 20 % rispetto ai valori del 1990, di alzare al 20 % la quota di energia prodotta da fonti rinnovabili e di portare al 20 % il risparmio energetico rispetto all'evoluzione tendenziale. Il primo obiettivo del protocollo di Kyoto denominato "20-20-20" doveva essere raggiunto entro il 2020 e rappresentava il "Climate and Energy Package". Nonostante le misure messe in atto, i paesi Europei non sono riusciti a rispettare i vincoli imposti. I nuovi obiettivi chiave per il 2030 sono raccolti invece nel "Climate and Energy Framework" e si concentrano sulla riduzione del gas serra e sul regolamento per l'uso del suolo. Al momento i target fissati (o auspicati) dalla Commissione Europea sono più ambiziosi rispetto al passato: 30 % di riduzione dei gas serra entro il 2030, più del 50 % entro il 2050 (Accordo di Parigi sui cambiamenti climatici).

Questi obiettivi saranno raggiungibili anche attraverso una strategia di riqualificazione energetica degli edifici esistenti con orizzonte 2050 (Renovation Wave) basata sulle sinergie tra miglioramento dell'efficienza energetica e utilizzo delle rinnovabili, in questo contesto il ruolo delle pompe di calore sarà fondamentale. (Caleffi, 2021)

Inoltre, nel rapporto annuale dell'efficienza energetica (RAEE) del 2020 redatto da ENEA si è visto che il patrimonio edilizio dell'Unione Europea risulta tra i maggiori responsabili delle emissioni di gas serra a causa degli elevati consumi in quanto la maggior parte risulta essere antecedente agli anni 60, quindi non conformi agli attuali concetti di efficienza energetica. (ENEA "Ente nuove Tecnologie per l'Energia e l'Ambiente")

Pertanto, anche il settore dell'edilizia è fondamentale per raggiungere gli obiettivi energetici e ambientali imposti dagli accordi di Parigi. Per questo è stato istituito dalla commissione Europea un quadro legislativo che include la direttiva sulla prestazione energetica degli edifici, l'EPBD (Energy Performance of Buildings Directive). Questa direttiva mira a incentivare i paesi Europei a migliorare le prestazioni energetiche del patrimonio edilizio entro il 2050. (Caleffi, 2021)

Affinché possano essere raggiunti questi obiettivi sarà necessaria una strategia che preveda, oltre alla riqualificazione energetica degli edifici esistenti, anche l'utilizzo delle fonti rinnovabili per contribuire alla decarbonizzazione. (Caleffi, 2021) Ovviamente, si è ancora lontani da questo scenario in quanto il gas naturale è ampiamente utilizzato dalle famiglie Italiane, basti pensare che nell'anno 2020 da questa fonte sono stati prodotti 2448407 TJ (IEA "International Energy Agency") di energia elettrica.

Attraverso incentivi e regolamenti nazionali si sta quindi cercando di spingere su questa tecnologia in modo da sostituire le caldaie a condensazione.

La Commissione europea, con l'iniziativa *REPowerEU* punta a 30 milioni di nuove pompe di calore installate entro il 2030: l'idea è quella di raddoppiare il tasso di installazioni odierno per i prossimi 5 anni. Con uno sviluppo simile si potrebbero infatti risparmiare 35 miliardi di metri cubi di gas all'anno. In Italia attualmente le pompe di calore installate come impianto principale sono circa 1,3 milioni e si stima che bisogna arrivare ad almeno 3,5 milioni di unità per raggiungere gli obiettivi di risparmio energetico del PNIEC "Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima. (ASSOCLIMA s.r.l. Associazione dei costruttori di Sistemi di Climatizzazione)

1.1. Scopo del lavoro

Lo scopo di questa analisi è quello di dimostrare quali sono i vantaggi dell'impiego di una tecnologia di conversione energetica alimentata a fonti rinnovabili, in particolare le pompe di calore, che sono l'oggetto di studio del presente elaborato, rispetto a una macchina a fonti fossili come le caldaie a condensazione.

Per fare ciò è stato preso come caso studio un'abitazione già esistente ed in fase di ristrutturazione di cui sono noti i consumi annuali di metano e le caratteristiche dell'impianto termico. Si è calcolato quindi il fabbisogno energetico (termico) annuo mediante il software HSN (Heating Solution Navigator) della Daikin che, in base ai consumi, permette di scegliere la migliore soluzione per sostituire una caldaia a condensazione con una pompa di calore o con un sistema ibrido composto da pompa di calore e caldaia a condensazione. In particolare, è stato svolto un confronto per valutare quali tra queste tecnologie sia la migliore tenendo conto dei seguenti vincoli:

- 1) rendimento della caldaia;
- 2) COP ("Coefficient Of Performance") della pompa di calore;
- 3) costo del metano;
- 4) costo dell'elettricità;
- 5) costo installazione;
- 6) manutenzione;
- 7) emissioni di CO₂.

Sono stati analizzati quindi quattro diversi scenari in modo tale da avere per ognuno di essi un riscontro a lungo termine dal punto di vista energetico (consumi) ed ambientale (emissioni); in particolare:

- 1) utilizzo caldaia a condensazione;
- 2) utilizzo della caldaia e del solare termico;
- 3) utilizzo della caldaia e di una pompa di calore (sistema ibrido);
- 4) utilizzo della pompa di calore e del solare termico.

2. Descrizione delle tecnologie analizzate

2.1. Caldaia a condensazione

La caldaia a condensazione è costituita principalmente da un bruciatore all'interno di una camera stagna ermeticamente chiusa, che garantisce ai fumi di combustione di non entrare in contatto con l'aria dell'ambiente (stanza) in cui è installata oltre che a mantenere in pressione la camera stessa. Attraverso la combustione di un combustibile si sfrutta il calore di reazione, identificato con il Potere Calorifico Inferiore (PCI) [MJ/kg], per riscaldare un fluido termovettore (acqua) che scambia a sua volta il calore acquisito con i terminali dell'edificio. Le caldaie possono essere suddivise in base al calore che queste usano:

- 1) Caldaie non in grado di utilizzare il calore del vapore acqueo disperso nei fumi, comunemente chiamate caldaie tradizionali che non vengono più utilizzate;
- 2) Caldaie in grado di utilizzare il calore del vapore acqueo contenuto nei fumi dette caldaie (a condensazione) che sono oggi le più utilizzate in quanto consentono un maggior recupero energetico e sono quindi più efficienti.

Rispetto alle caldaie tradizionali, quelle a condensazione sfruttano il calore latente generato dal cambiamento di fase del vapore acqueo contenuto nei fumi della combustione per preriscaldare l'acqua di ritorno dai radiatori. In questo modo è possibile sfruttare il massimo rendimento della fonte energetica primaria che per il gas naturale corrisponde a circa l'11% del suo PCI e il 6% per il gasolio (Fig. 1). (Caleffi, 2008)

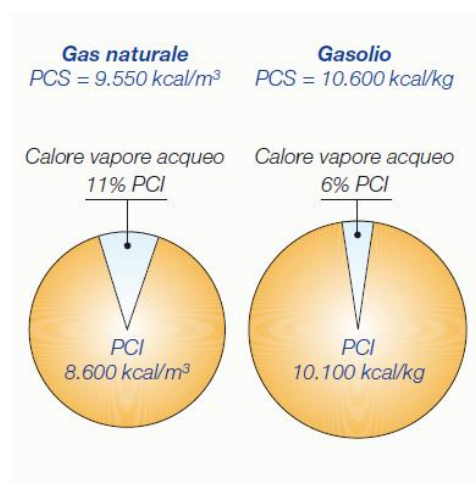


Fig. 1 Contenuto di energia termica nei combustibili (Caleffi, 2008)

Per confrontare il consumo energetico dei generatori alimentati da fonti diverse si prende come riferimento il consumo di energia primaria, ossia si confronta quanta energia presente nel combustibile viene consumata dalla caldaia per produrre l'energia termica. (Caleffi, 2021)

$$\eta = \frac{E_{TERMICA}}{E_{PRIMARIA}} \quad (2.1)$$

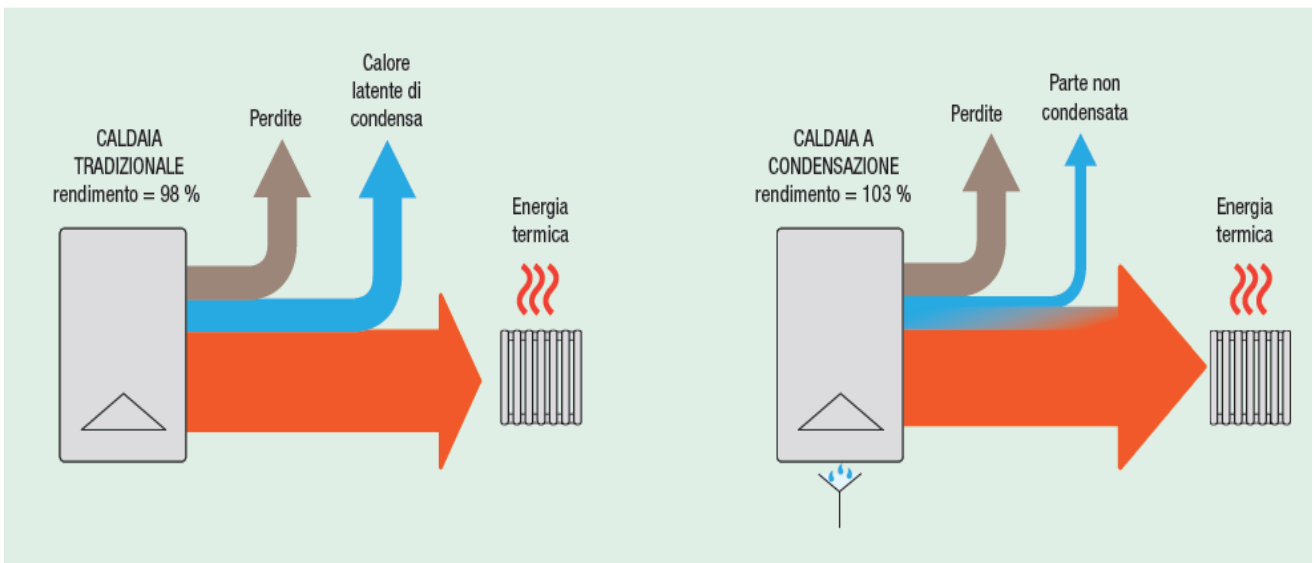


Fig. 2 Rendimento di una caldaia tradizionale e di una a condensazione (Caleffi, 2021)

La caldaia a condensazione lavora in controcorrente: per massimizzare lo scambio termico tra fluido termovettore e i fumi, i loro flussi sono opposti come mostrato in Fig. 3:

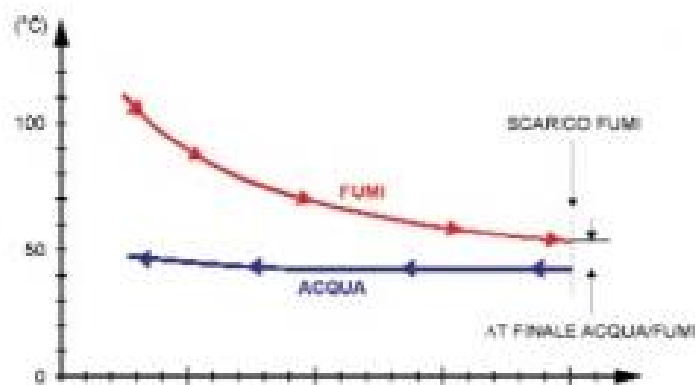


Fig. 3 Scambio in controcorrente (Cengel, 1998)

$$\eta = \frac{\dot{m}_{water} * c_{p,water} * (T_A - T_B)}{\dot{m}_{fuel} * PCI} \quad (2.2)$$

Dalla formula del rendimento del generatore di calore si può osservare come a parità della potenza del focolare, al denominatore, e della portata d'acqua si possa ottenere un maggior rendimento andando a massimizzare la differenza di temperatura dell'acqua tra ingresso e uscita. Il ΔT tra la temperatura di ingresso dell'acqua, che corrisponde alla temperatura di ritorno dal circuito, e la temperatura di scarico dei fumi dipende dalla potenza al focolare e dalla capacità che le superfici di scambio termico dei terminali hanno con l'ambiente. All'aumentare della potenza termica sprigionata dalla combustione si avrà che la curva dei fumi (Fig. 3) si sposta verso l'alto, il che significa avere una maggiore temperatura dell'acqua in uscita e, allo stesso tempo, un minor recupero del calore latente dei fumi che quindi verrebbero rilasciati in atmosfera ad una temperatura maggiore, andando così a penalizzare il rendimento. Quindi, il mancato incremento del rendimento è dovuto all'aumento della temperatura di scarico dei fumi che si sposta a valori di temperatura per i quali non si riesce ad ottenere la condensazione (temperatura di rugiada) degli stessi all'interno della caldaia, con la conseguente impossibilità di estrarne il calore latente. (Cengel, 1998)

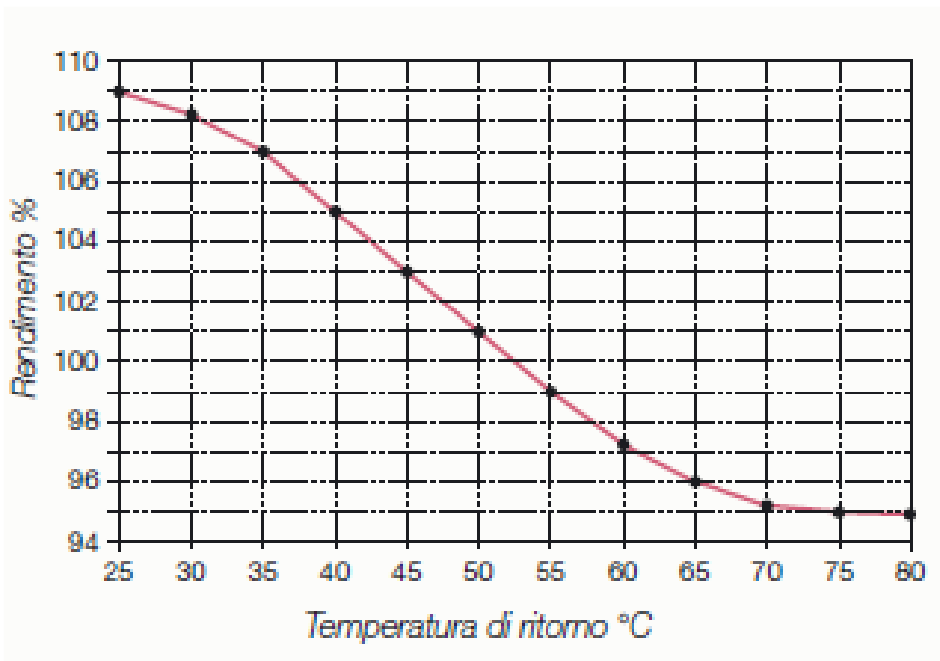


Fig. 4 Rendimento caldaie a condensazione (Caleffi, 2008)

Fig. 4 mostra come il rendimento della caldaia a condensazione tenda a diminuire all'aumentare della temperatura di ritorno dell'acqua in caldaia. Una più alta temperatura di ritorno del fluido termovettore dai terminali non permette ai fumi di scendere al di sotto della temperatura di rugiada a cui essi condensano. Le temperature dipendono da diversi fattori, tra i quali il tipo di combustibile e la percentuale di anidride carbonica presente nei fumi. Ad esempio, per il gas naturale questi valori si aggirano tra i 53 e i 58°C; pertanto, è fondamentale mantenere la temperatura di ritorno dall'acqua in caldaia bassa.

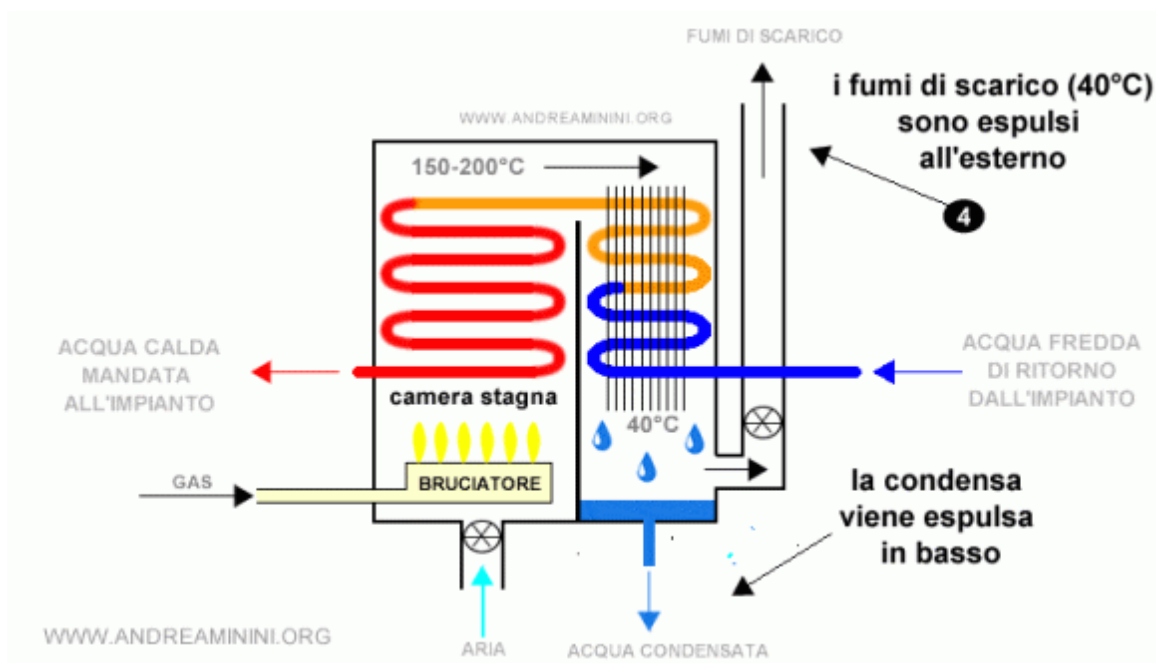


Fig. 5 Funzionamento caldaia a condensazione (5)

Nelle caldaie tradizionali questo processo non è possibile in quanto i fumi condensati, a causa della loro acidità, sono molto corrosivi e possono quindi danneggiare il camino. Per questo motivo i fumi venivano rilasciati in atmosfera a una temperatura maggiore così da non avere questo problema, andando però a penalizzare il rendimento energetico. Inoltre, con le caldaie tradizionali le emissioni di sostanze inquinanti come monossido di carbonio e ossidi di azoto non sono controllati, mentre nelle caldaie a condensazione questo è possibile grazie all'elettronica che gestisce il rapporto della miscela aria-gas. L'insieme di questi miglioramenti tecnologici ha permesso alle caldaie a condensazione di raggiungere rendimenti irraggiungibili per una normale caldaia tradizionale e quindi di contribuire a proteggere l'ambiente attraverso una riduzione delle emissioni di CO₂. Nei paragrafi successivi si vedrà come le caldaie possono

lavorare con diversi tipi di configurazione, sia per quanto riguarda la produzione di acqua calda sanitaria che del riscaldamento dell'ambiente interno. (5)

2.2. Pompa di calore

La pompa di calore è una tecnologia innovativa che consente, tramite lo sfruttamento dell'energia disponibile in ambiente esterno (acqua, aria, terra) di realizzare risparmi energetici, limitare l'inquinamento atmosferico e l'effetto serra. La pompa di calore coniuga diversi aspetti vantaggiosi come l'utilizzo di fonti energetiche rinnovabili, l'elevata efficienza energetica, l'assenza di emissioni inquinanti localizzate e il basso consumo di energia primaria. Inoltre, questa permette, grazie all'inversione del ciclo termodinamico, di lavorare sia per effettuare raffrescamento che riscaldamento.

Oggi, il 65% - 70% di tutta l'energia elettrica prodotta è di origine termoelettrica e la sua produzione avviene bruciando soprattutto petrolio, gas naturale e in quantità minori il carbone. Per quanto riguarda quest'ultima fonte fossile, in Italia a partire dal gennaio 2022 è stata prevista la riconversione di queste centrali con il gas naturale per ridurre le emissioni di CO₂ e quindi contenere l'effetto serra da questo prodotto. Il processo di transizione ecologica stoppato dall'avvio della guerra in Ucraina con la conseguente riapertura in caso di bisogno nazionale di queste centrali che ha mostrato quindi la difficoltà di arrivare a produrre energia elettrica pulita, una conseguenza da non trascurare sta nel fatto che per ogni kWh prodotto per via termoelettrica vengono immessi in atmosfera circa 361,4 grammi di CO₂ (European Environment Agency, s.d.), gas che contribuisce all'aumento dell'effetto serra. L'aumento di efficienza delle macchine e degli impianti che fanno uso di energia elettrica comporta quindi, oltre a un minor consumo di energia primaria, anche minori emissioni in ambiente di gas serra.

L'aumento di efficienza ed i perfezionamenti della tecnologia intervenuti negli ultimi anni costituiscono ulteriori ragioni per preferire le pompe di calore alle caldaie a gas negli impianti di riscaldamento e condizionamento. Inoltre, non vi sono limitazioni di esercizio poiché le pompe di calore ad aria possono funzionare anche con temperature esterne molto basse (fino a -15°C) seppure con una minima diminuzione di resa.

Di seguito viene spiegato il principio termodinamico con cui la pompa di calore lavora.

2.2.1. Ciclo di Carnot

Dalla termodinamica sappiamo che nessuna macchina reale può avere come rendimento quello corrispondente alla macchina di Carnot (Fig. 6) che opera fra sistemi a temperature T_1 e T_0 (con $T_0 < T_1$) il cui rendimento, ossia il rapporto fra il lavoro utile fornito dalla macchina e la quantità di calore ceduta dal sistema a più alta temperatura, è funzione delle sole temperature assolute dei due sistemi:

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{T_1 - T_0}{T_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1} \quad (2.3)$$

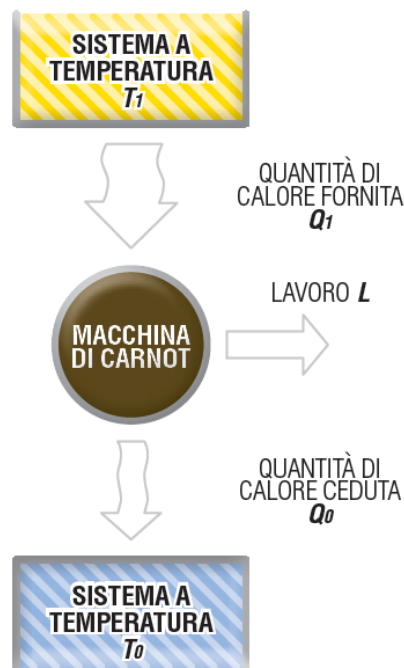


Fig. 6 Macchina di Carnot (Lazzarin)

Una macchina termica che esegue un ciclo di Carnot (macchina motrice) assorbe una certa quantità di calore e produce del lavoro. Per l'esattezza, la macchina assorbe calore Q_1 da una sorgente a temperatura $T_1 > T_0$ e cede il calore Q_0 alla sorgente a temperatura T_0 , trasformando in lavoro la quantità $L = Q_1 - Q_0$ [J] (Fig. 6).

Il teorema di Carnot fa riferimento ad una macchina reversibile, ossia una macchina per la quale è possibile invertire il senso di tutte le trasformazioni: espansione isoterma (AB), espansione adiabatica (BC), compressione isoterma (CD) e infine compressione

adiabatica (DA) che è possibile rappresentare graficamente sul piano p-V come in Fig. 7. (Lazzarin)

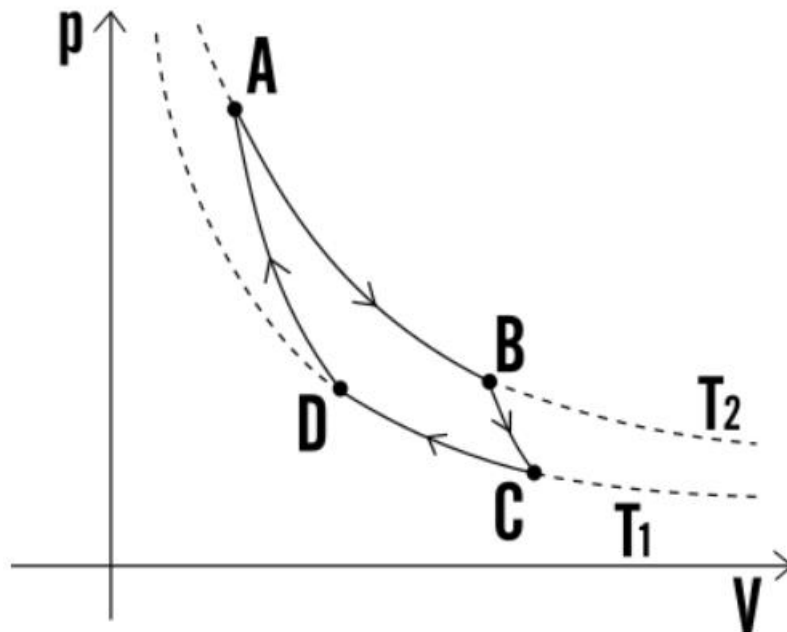


Fig. 7 Ciclo di Carnot nel piano di Clapeyron

2.2.2. Ciclo inverso di Carnot

Una macchina frigorifera è una qualsiasi macchina termodinamica che realizza il ciclo frigorifero, ossia un ciclo di Carnot inverso in cui l'ambiente esterno compie lavoro sul sistema in modo che la macchina sottragga calore alla sorgente più fredda per cederlo a quella più calda. Affinché questo calore fluisca spontaneamente verso la sorgente a temperatura più alta, il secondo principio della termodinamica (enunciato di Clausius) enuncia che tale processo non può essere spontaneo e deve essere realizzato tramite una macchina termica operatrice (Fig. 8).

Poiché il ciclo di Carnot è reversibile, tutte le trasformazioni che esso comprende possono essere invertite. Così facendo si ottiene il ciclo inverso di Carnot che è uguale a quello diretto, tranne che nel verso delle trasformazioni che vengono invertite (Fig. 11). Il risultato è che, oltre a cambiare il verso delle trasformazioni, cambia anche il verso del calore e del lavoro, il quale in questo caso diventa negativo in quanto è la macchina a fornire lavoro (l'area nel piano P-V rappresenta un lavoro negativo, cioè fatto dall'esterno sulla massa del fluido, mentre nel piano T-S rappresenta una quantità negativa di calore che viene trasmesso dal sistema all'esterno): la macchina a ciclo

inverso (Fig. 8) riceve il lavoro L , sottrae la quantità di calore Q_2 dalla sorgente a temperatura più bassa, trasferendo la quantità di calore $Q_1 = L + Q_2$ alla sorgente a temperatura più alta. Con quest'ultima trasformazione si ha che la macchina reversibile diventa una pompa di calore.

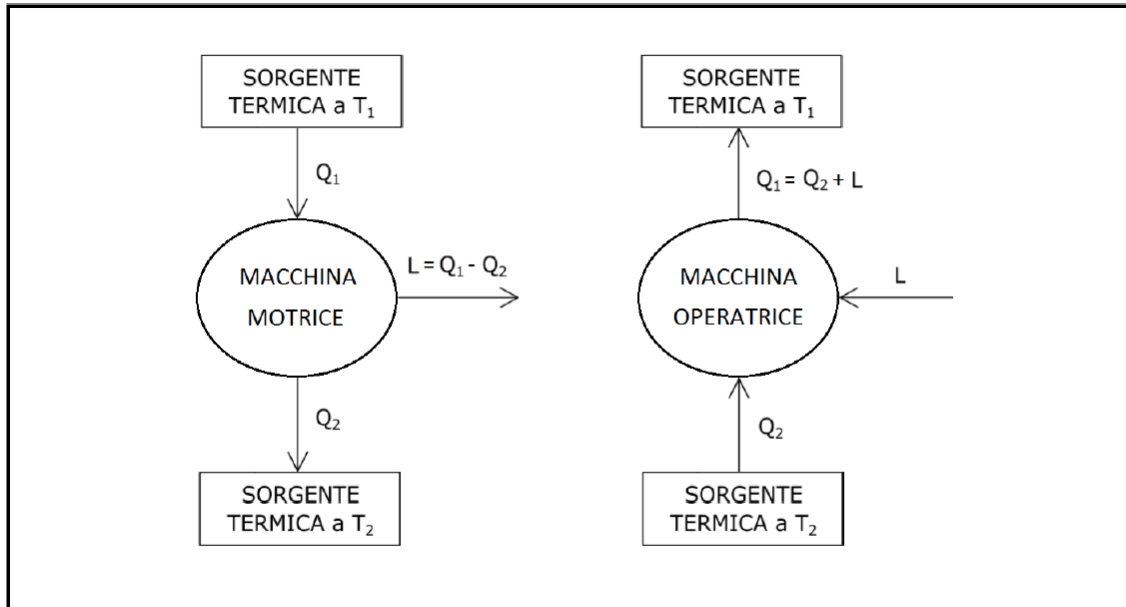


Fig. 8 Schema concettuale di una macchina motrice e una operatrice (Lazzarin)

La Fig. 9 mostra come tale macchina operatrice può soddisfare due esigenze:

- 1) La prima consiste nel trasferire con continuità calore da una sorgente (A) ad una temperatura T_A ad una sorgente (B) che si trova ad una temperatura $T_B > T_A$ (Fig. 9a). L'apparato che opera in tal senso costituisce una macchina frigorifera. Un'applicazione è rappresentata dalla climatizzazione estiva. In questo caso la macchina frigorifera sottrae calore ad un ambiente abitato ($T = T_A$) e lo riversa nell'aria esterna che si trova ad una temperatura $T_B > T_A$.
- 2) La seconda consiste nel riversare calore ad una sorgente (A) ad una assegnata temperatura T_A superiore a quella, T_B , della sorgente (B) da cui il calore viene prelevato (Fig. 9b). L'apparato che opera in tal senso si dice pompa di calore. La pompa di calore viene attualmente ritenuta la più probabile alternativa ai tradizionali sistemi di combustione nella climatizzazione anche per le sue caratteristiche di flessibilità – produzione di caldo e di freddo - come sistema di climatizzazione per l'intero anno.

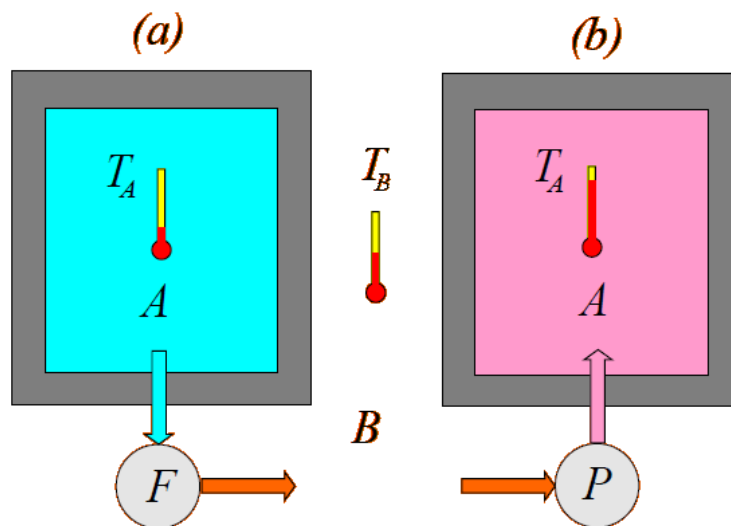


Fig. 9 Macchina frigorifera e pompa di calore (Marcotullio, 2008)

Come si vede, sebbene ci si riferisca sostanzialmente alla medesima macchina, sono tuttavia diverse le finalità e quindi saranno diversi i criteri di valutazione della relativa efficienza ovvero i rispettivi coefficienti di prestazione che nel primo caso verrà chiamato EER (Efficiency Energy Ratio) mentre nel secondo COP (Coefficient Of Performance).

La macchina frigorifera, così come la macchina di Carnot, è qualificata dal rendimento dato dal rapporto tra l'effetto utile ottenuto e la spesa energetica fatta. Mentre il rendimento della macchina a ciclo diretto (Form. 2.4) è il rapporto fra lavoro reso disponibile e calore ad alta temperatura utilizzato, l'efficienza con la quale le pompe di calore trasferiscono il calore è definita tramite il COP (Coefficient Of Performance) se lo scopo è quello di fornire calore. Il suo valore è dato dal rapporto fra il calore ceduto (Q_1) al fluido caldo (energia termica resa all'utenza) e il totale dell'energia elettrica (L) assorbita (energia richiesta sia dal compressore sia dai mezzi ausiliari integrati nella pompa di calore: dispositivi antigelo, apparecchiature di regolazione e controllo, circolatori e ventilatori).

$$COP = \frac{Q_1}{L} \quad (2.4)$$

Poiché le pompe di calore possono lavorare con inversione di ciclo tramite l'utilizzo di una valvola a quattro vie che permette al fluido di percorrere le tubazioni in senso

inverso a seconda della stagione, durante il funzionamento estivo (in raffrescamento) il parametro che rappresenta il rendimento della macchina è identificato come Efficiency Energy Ratio (EER). Questo si calcola come rapporto tra l'energia termica sottratta all'utenza e il totale dell'energia elettrica assorbita che, come nel caso del COP, corrisponde all'energia elettrica assorbita dal compressore e da tutti i mezzi ausiliari integrati nella pompa di calore.

$$EER = \frac{Q_2}{L} \quad (2.5)$$

dove:

- Q_2 è l'energia termica asportata alla sorgente fredda (effetto frigorifero) dall'evaporatore [J]
- L è il lavoro speso per la compressione del vapore [J].

I massimi valori dei coefficienti di prestazione appena visti si ottengono da una macchina operante secondo il ciclo di Carnot. In questo caso, il COP e l'EER possono essere espressi in funzione delle sole temperature delle sorgenti. Infatti, le quantità di calore scambiate lungo le isoterme T_1 e T_2 valgono rispettivamente:

$$Q_1 = T_1 \Delta S \quad (2.6)$$

$$Q_2 = T_2 \Delta S \quad (2.7)$$

Ne consegue che COP e EER teorico sono l'inverso del rendimento del ciclo diretto di Carnot, ossia:

$$COP = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (2.8)$$

$$EER = \frac{Q_2}{L} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (2.9)$$

Dalle ultime due formule si può osservare come i coefficienti di prestazione per un ciclo inverso reversibile di Carnot sono tanto più elevati quanto più è piccola la differenza tra le temperature delle due sorgenti e a parità di questa quanto più è elevata la temperatura della sorgente fredda (T_2) o limitata quella della sorgente calda (T_1) rispettivamente per l'EER e il COP.

Come accade nel ciclo diretto di Carnot, anche quello inverso potrebbe essere realizzato soltanto all'interno della campana di saturazione dove si sfrutta il fatto che le isoterme sono anche isobare. Dato che il fluido deve asportare calore dalla sorgente fredda, la temperatura T_F dovrà essere leggermente inferiore a quella della sorgente fredda (pozzo freddo) T^* . Per lo stesso motivo, dovendo il fluido cedere calore alla sorgente calda (pozzo caldo), la sua temperatura superiore T_C deve essere leggermente superiore a quella della sorgente calda stessa, ossia quella ambiente T_a (Fig. 10).

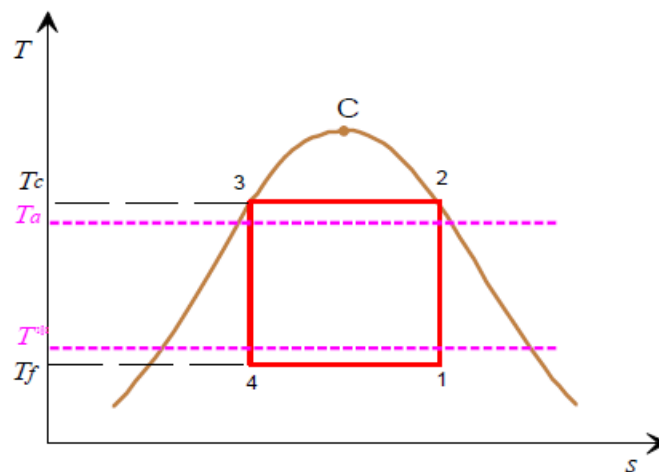


Fig. 10 ciclo inverso di Carnot a vapore saturo nel piano T-s

Nella Fig. 11 è riportato lo schema funzionale di una macchina operante secondo un ciclo inverso reversibile di Carnot a vapore saturo unitamente ai diagrammi T-s e p-h di questo ciclo. In esso sono individuabili le seguenti trasformazioni.

Un liquido saturo, punto 1, alla temperatura T_1 e alla pressione p_1 viene fatto espandere e raffreddare attraverso una trasformazione adiabatica reversibile (isoentropica) in un opportuno espansore fino a raggiungere la temperatura T_2 e la pressione p_2 (punto 2). Il lavoro di espansione (positivo) è il seguente:

$$L = |h_2 - h_1| \quad (2.10)$$

Il vapore umido attraversa uno scambiatore di calore (evaporatore) portandosi, a temperatura e pressione costanti (T_2 e p_2) alle condizioni del punto 3 rappresentate da vapore saturo ad elevato titolo di vapore. Il calore latente (positivo) q necessario alla vaporizzazione viene fornito dalla sorgente a bassa temperatura e rappresenta il freddo prodotto (positivo) in una installazione frigorifera, e viene espresso dalla seguente relazione:

$$q = |h_3 - h_2| \quad (2.11)$$

Il vapore ad alto titolo uscente dall'evaporatore entra nel compressore dove, adiabaticamente, viene portato dalla pressione p_2 alla pressione p_1 mentre la temperatura passa da T_2 a T_1 . Nel corso di questa trasformazione il titolo del vapore aumenta, cosicché all'uscita dal compressore si ha vapore saturo secco (punto 4). Il lavoro del compressore (negativo) vale:

$$L = |h_4 - h_3| \quad (2.12)$$

Il vapore saturo viene posto a contatto con la sorgente calda e fatto totalmente condensare isotermicamente (e isobaricamente) nel condensatore fino a riportarsi nelle condizioni iniziali (punto 1). Durante questa fase viene ceduto calore (negativo) q alla temperatura della sorgente calda T_1 e vale:

$$q = |h_4 - h_1| \quad (2.13)$$

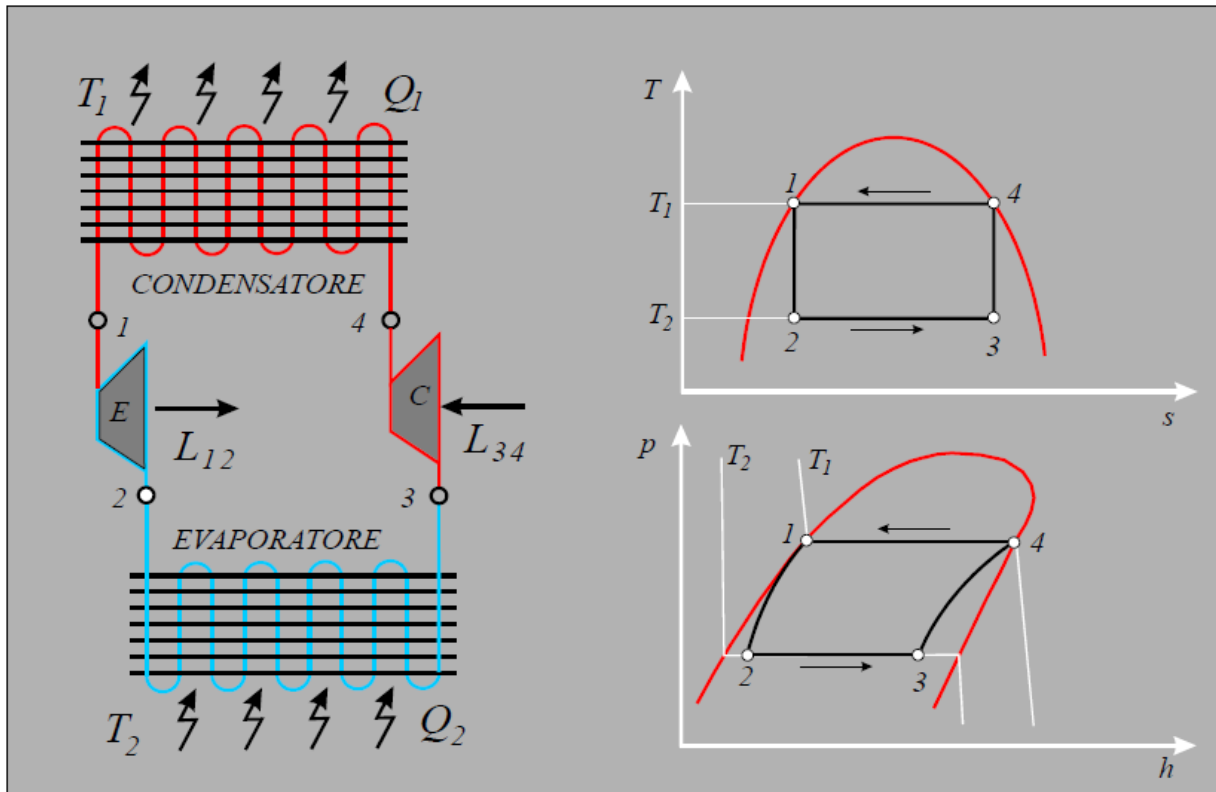


Fig. 11 Macchina operante secondo un ciclo inverso di Carnot (Marcotullio, 2008)

Attraverso le equazioni viste è possibile esprimere i coefficienti di prestazione per un ciclo reversibile di Carnot in termini di entalpie specifiche:

$$EER = \frac{q_{freddo}}{L_{compressore} - L_{turbina}} = \frac{|h_3 - h_2|}{|h_4 - h_3| - |h_2 - h_1|} \quad (2.14)$$

$$COP = \frac{q_{caldo}}{L_{compressore} - L_{turbina}} = \frac{|h_4 - h_1|}{|h_4 - h_3| - |h_2 - h_1|} \quad (2.15)$$

Le macchine frigorifere e le pompe di calore, come ogni altra macchina termica, sono caratterizzate dalla rispettiva potenza P (W). Per una macchina frigorifera essa rappresenta la potenza termica sottratta alla sorgente fredda, per una pompa di calore la potenza termica resa alla sorgente calda. Nel primo caso vale la:

$$P_f = \dot{m} * q_{freddo} \quad (2.16)$$

mentre nel secondo caso si può scrivere:

$$P_p = \dot{m} * q_{caldo} \quad (2.17)$$

Così, assegnate le temperature delle sorgenti ed il fluido frigorifero, all'incremento della potenza si associa sempre un incremento della portata massica (\dot{m}) e di conseguenza delle dimensioni (e quindi del costo) della macchina. Assegnate, al contrario, le temperature di lavoro e la potenza, la portata massica di fluido circolante nella macchina e, con essa, le dimensioni ed il costo della macchina stessa, variano con il fluido frigorifero impiegato (scelto tra quelli compatibili con le temperature delle sorgenti). Dalla relazione del calore per la macchina frigorifera $q_{freddo} \left(\frac{KJ}{kg} \right)$:

$$q_{freddo} = T_2 |s_3 - s_2| \quad (2.18)$$

si vede che il freddo prodotto, a parità di temperatura della sorgente fredda, è tanto più elevato quanto più è grande il salto entropico tra l'ingresso e l'uscita dall'evaporatore ossia quanto più è largo il ciclo e quindi quanto più è ampia la differenza $|s_4 - s_1|$. Questa vale:

$$|s_4 - s_1| = \frac{r}{T_1} \quad (2.19)$$

dove r è il calore di vaporizzazione che il fluido frigorifero presenta alla temperatura T_1 . Così, tanto più è elevato il calore di trasformazione tanto più è elevata la potenza frigorifera a parità di portata oraria di fluido trattato, che permette di avere per una potenza P assegnata una macchina più compatta. Per questo motivo il calore di vaporizzazione costituisce un utile parametro nella scelta di un fluido refrigerante.

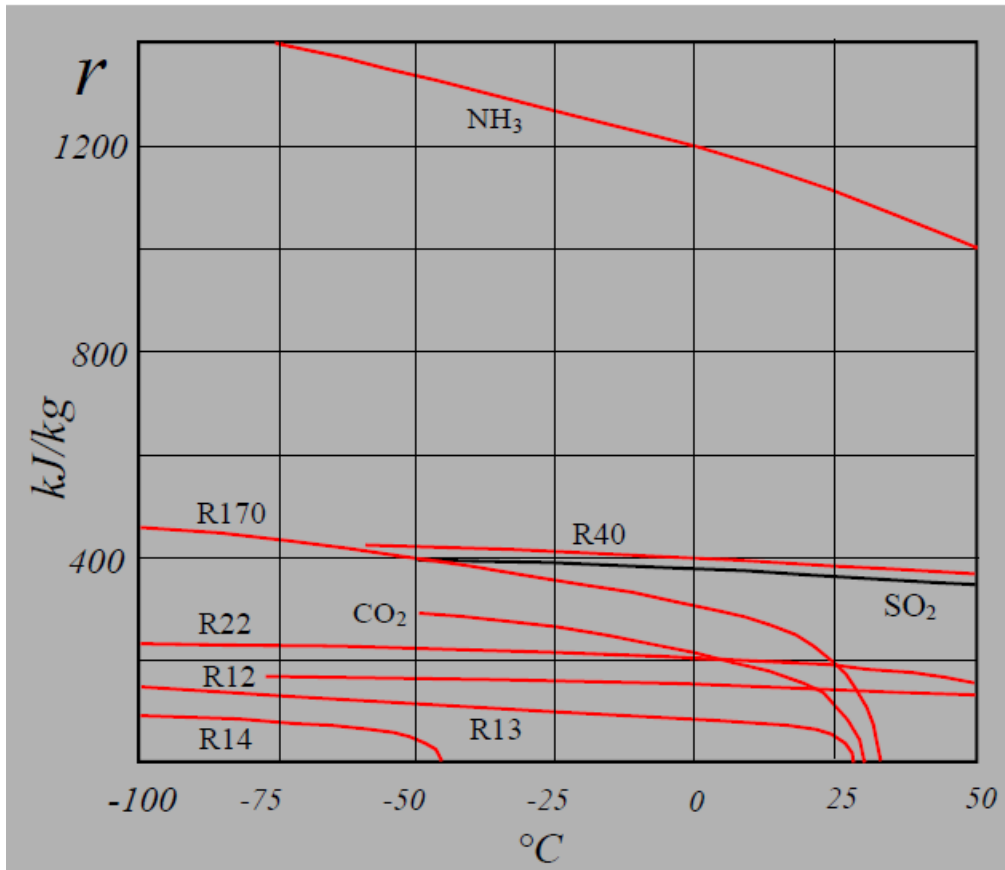


Fig. 12 Calore di trasformazione relativo ad alcuni fluidi frigoriferi (Marcotullio, 2008)

La figura 12 riporta, nell'intervallo $-100 \div 50^{\circ}\text{C}$ il calore di vaporizzazione relativo ad alcuni comuni fluidi frigoriferi ormai banditi, ma comunque utile per capire come viene fatta la scelta. Tra tutti è l'ammoniaca che di gran lunga consente di ottenere una limitata portata di fluido a parità di potenza frigorifera richiesta.

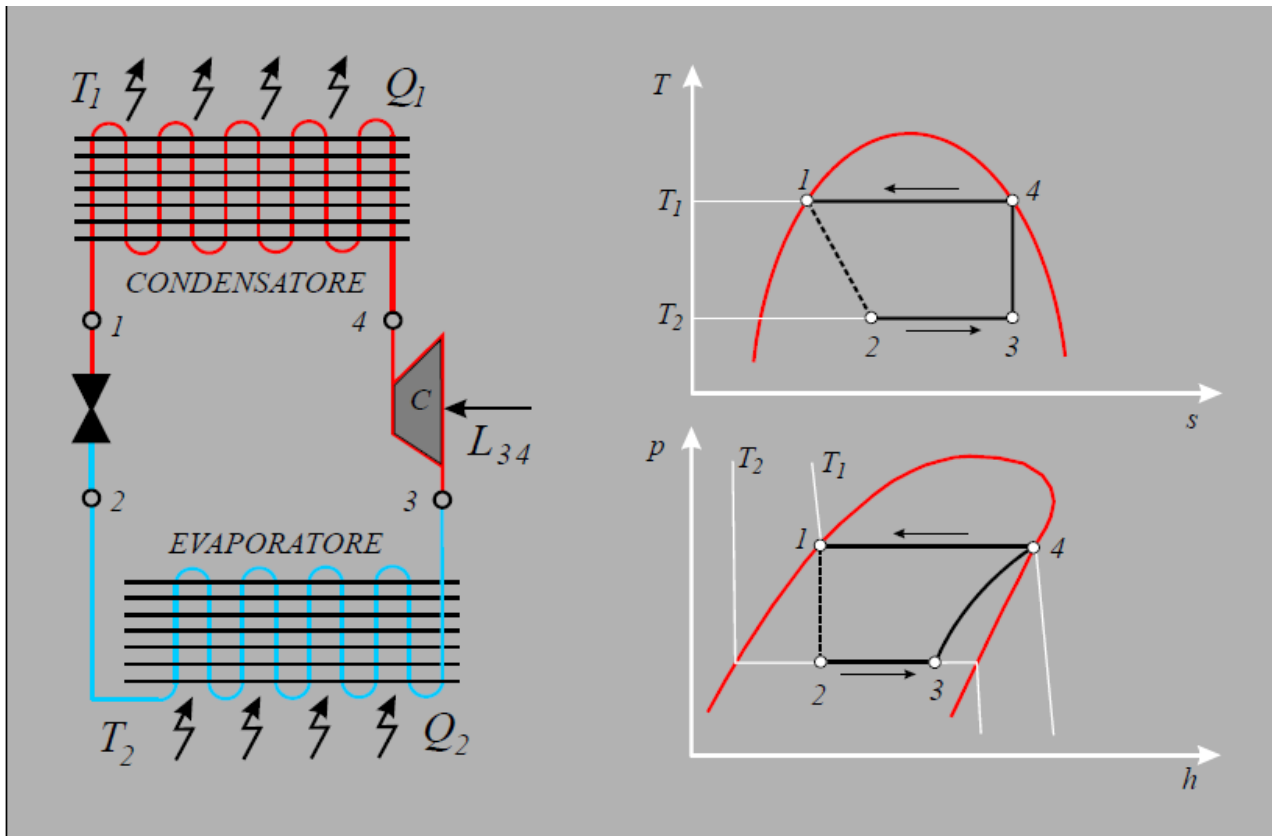


Fig. 13 Macchina a ciclo inverso priva dell'espansore (Marcotullio, 2008)

Considerazioni di tipo termodinamico, tecnologico ed economico fanno sì che il ciclo di riferimento per installazioni frigorifere e per pompe di calore a compressione non sia quello di Carnot appena descritto. In effetti, si comprende bene che, al di là delle complicazioni costruttive, non è economico prevedere un organo preposto a raccogliere l'esiguo lavoro di espansione di un sistema bifase ad elevato tenore in liquido (trasformazione 1-2). Si preferisce, perciò, sostituire all'espansore una strozzatura (valvola di laminazione) e, quindi, passare da una trasformazione isoentropica reversibile ad una isoentalpica irreversibile. Lo schema dell'impianto così modificato e il rispettivo ciclo termodinamico vengono mostrati in Fig. 13.

L'equazione dell'energia nel caso della valvola di laminazione si riduce a $h_2 - h_1 = 0$ ($h = \text{cost}$), di conseguenza le equazioni 2.14 e 2.15 diventano:

$$EER = \frac{q_{freddo}}{L_{compressore}} = \frac{|h_3 - h_2|}{|h_4 - h_3|} \quad (2.20)$$

$$COP = \frac{q_{caldo}}{L_{compressore}} = \frac{|h_4 - h_1|}{|h_4 - h_3|} \quad (2.21)$$

da cui è evidente che entrambi i coefficienti di prestazione si sono ridotti a causa dell'aumento del lavoro speso. Quello del ciclo frigorifero, in particolare, risulta ulteriormente penalizzato a causa della diminuzione del freddo prodotto rappresentato dal numeratore della (2.20).

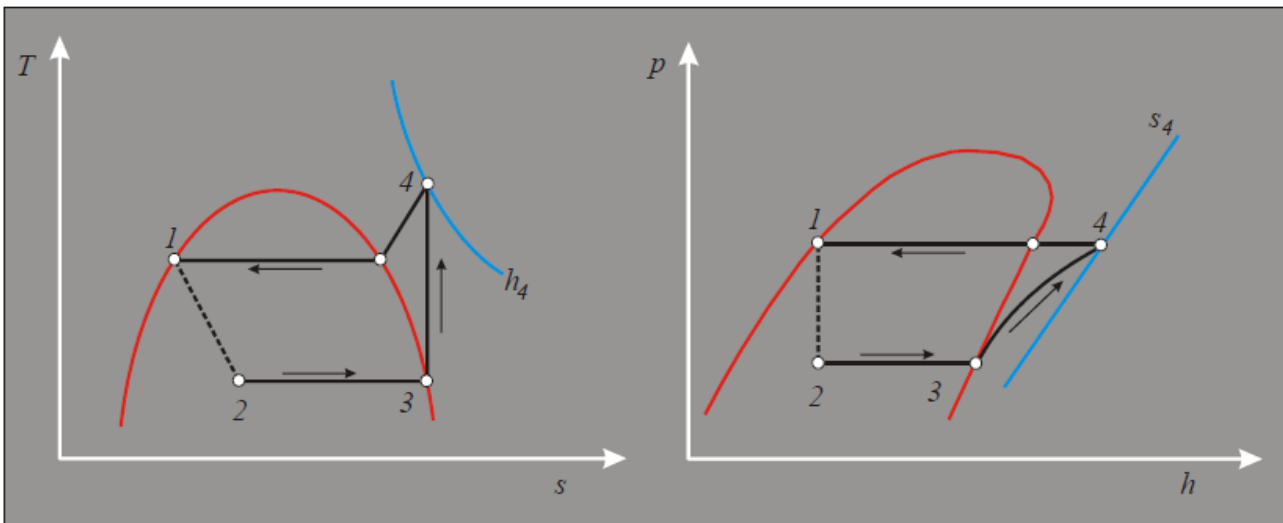


Fig. 14 Ciclo di riferimento per macchine frigorifere e pompe di calore (Marcotullio, 2008)

Un ulteriore modifica allo schema di Fig. 11 è imposta dalla oggettiva difficoltà di operare una evaporazione parziale nonché una compressione su di un vapore umido. È per tale motivo che si preferisce, in pratica, spingere la trasformazione di evaporazione fino alla curva limite superiore (vapore saturo secco), in modo che la successiva fase di compressione adiabatica avvenga nel campo dei vapori surriscaldati come si vede in Fig. 15. Sebbene il coefficiente di prestazione subisca una diminuzione a causa dell'accresciuto intervallo tra le temperature medie a cui il ciclo scambia calore con le sorgenti, è questo il ciclo di riferimento correntemente adottato nelle macchine frigorifere e nelle pompe di calore. Un recupero di efficienza può essere ottenuto procedendo ad un leggero sottoraffreddamento del liquido in uscita dal condensatore, il quale comporta, come ovvio, un aumento del freddo prodotto. Se per il sottoraffreddamento del liquido viene impiegato, in uno scambiatore rigenerativo, il vapore in uscita dall'evaporatore, si associa al miglioramento del coefficiente di

prestazione, peraltro molto modesto, la garanzia che, in ogni punto della compressione, sia totalmente assente la fase liquida nel compressore (Fig. 15).

Dunque, il ciclo reale si discosta da quello ideale a causa della presenza delle irreversibilità. Se ci si riferisce per primo alle cause di irreversibilità che si manifestano all'interno del ciclo, esse sono riconducibili:

- alle perdite di carico presenti negli scambiatori di calore (l'evaporatore e il condensatore). Queste fanno sì che le trasformazioni di scambio termico non siano isobare ma si svolgano con una diminuzione di pressione nel verso del moto. Ne deriva che la pressione del fluido in ingresso agli scambiatori presenta un valore più alto che all'uscita. Ciò nonostante, questa caduta di pressione è molto piccola se paragonata alle variazioni di pressione a cui è sottoposto il fluido nel percorrere il ciclo ed i relativi effetti possono in genere essere trascurati;

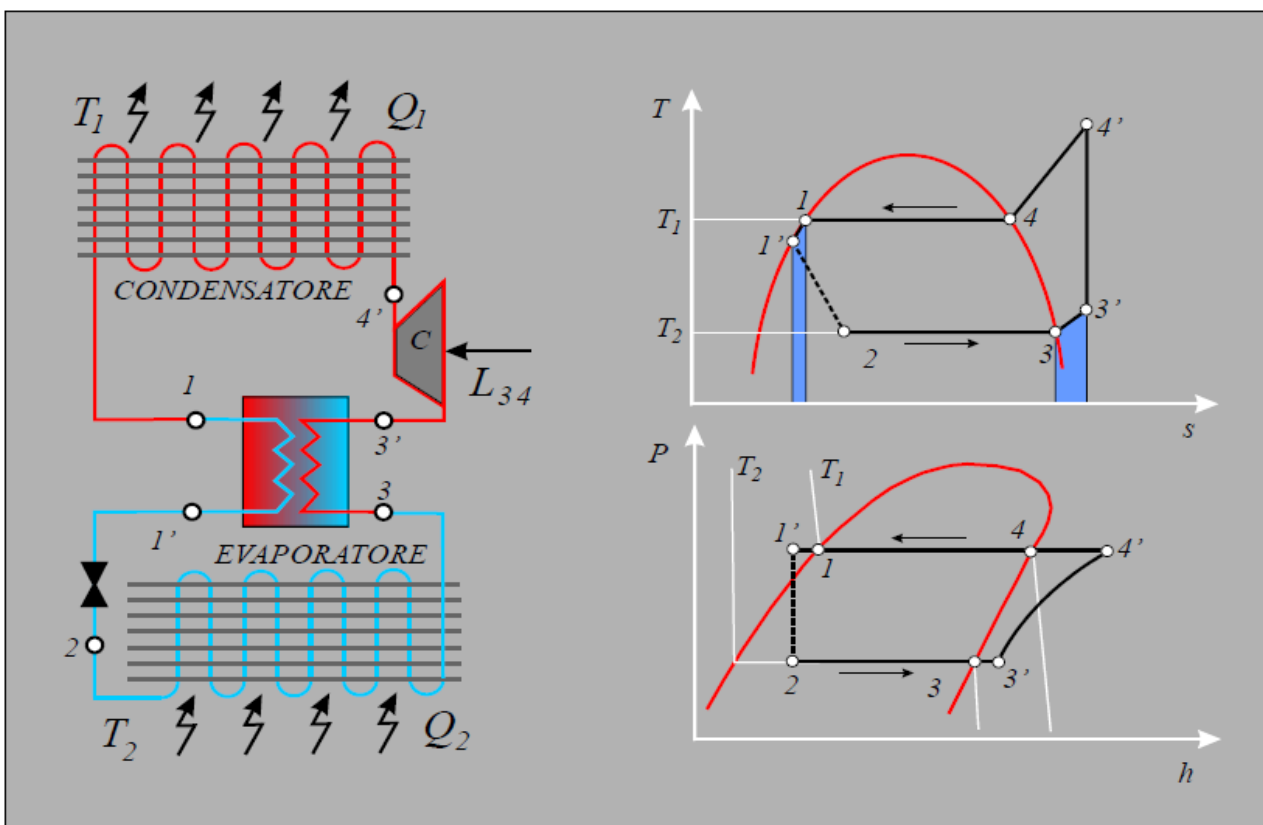


Fig. 15 Ciclo inverso con sottoraffreddamento del liquido (Marcotullio, 2008)

- agli effetti dissipativi presenti nella compressione adiabatica attraverso la quale si trasferisce lavoro tecnico al fluido. La trasformazione reale, sebbene continui

ad essere adiabatica, non è isoentropica con la conseguenza che il lavoro necessario alla compressione sarà più elevato di quello teorico (Fig. 15). Il punto finale della trasformazione può essere valutato facendo riferimento al rendimento termodinamico di compressione η_c del compressore definito come:

$$\eta_c = \frac{L_{id}}{L_r} = \frac{|h_4 - h_3|}{|h_{4'} - h_3|} \quad (2.22)$$

Se è noto il rendimento di compressione è possibile ricavare l'entalpia $h_{4'}$ del fluido in uscita dall'espansore e quindi il punto rappresentativo sul diagramma di stato come intersezione dell'isoentalpica $h = h_{4'}$ e l'isobara $p = p_s$ (Tc). Il rendimento di compressione varia in funzione del tipo di macchina e di fluido. Valori correnti sono compresi tra 0.6 e 0.85. Con riferimento alla Fig. 15, i coefficienti di prestazione *EER* e *COP* diventano:

$$EER = \frac{q_{freddo}}{L_{compressore}} = \frac{|h_3 - h_2|}{|h_{4'} - h_3|} \quad (2.23)$$

$$COP = \frac{q_{caldo}}{L_{compressore}} = \frac{|h_{4'} - h_1|}{|h_{4'} - h_3|} \quad (2.24)$$

i quali presentano valori più bassi di quelli calcolati con riferimento al ciclo ideale essendo aumentato il lavoro di compressione. Si nota come questo effetto penalizza maggiormente *EER* rispetto a *COP*. Infatti, nella pompa di calore all'aumento del lavoro di compressione si associa l'aumento del calore riversato ad alta temperatura.

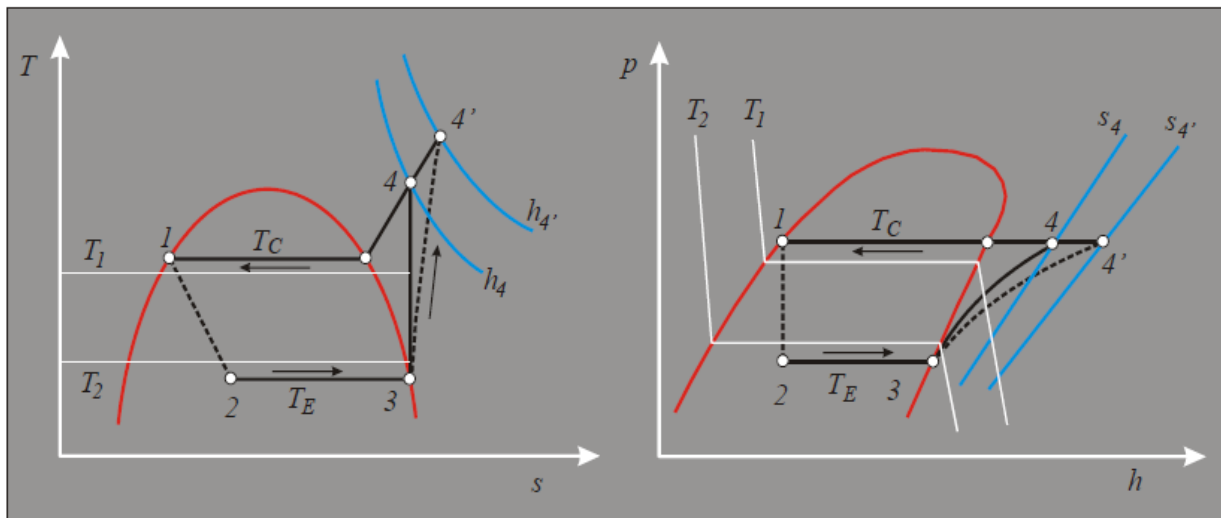


Fig. 16 Effetto delle irreversibilità sul ciclo di riferimento (Marcotullio, 2008)

Significative sono anche le cause di irreversibilità che si presentano all'esterno del ciclo. Si è già accennato al fatto che la potenza termica q_1 che il fluido cede condensando viene riversata in un fluido disponibile nell'ambiente naturale. In genere questo fluido è costituito dall'aria o dall'acqua di falda, di fiume, di lago. Come si vede in Fig. 16, pur nell'ipotesi favorevole che la temperatura T_1 di tale agente si mantenga costante (ossia la portata massica disponibile sia molto elevata), essa deve essere più alta di quella (T_c) a cui il fluido di lavoro condensa. Anzi, tale differenza deve essere tanto più alta, a parità di q_1 , quanto più deve essere ridotto il tempo richiesto per lo scambio (maggiore è la potenza della macchina) e/o più compatto deve essere lo scambiatore di calore. Ragionamento analogo può essere ripetuto per l'evaporatore dove, questa volta, è la temperatura del fluido frigorifero che deve raggiungere un valore T_E sensibilmente più basso di T_2 . Ne consegue un peggioramento dei coefficienti di prestazione essendo aumentata la differenza tra le temperature estreme del ciclo. Una limitazione di questo effetto negativo si può ottenere, qualora le condizioni e le valutazioni di natura economica lo giustifichino, aumentando le superfici di scambio termico ovvero migliorando i coefficienti di trasmissione del calore. (Marcotullio, 2008)

2.2.3. Pompa di calore

Dalla termodinamica si sa che non è possibile trasferire energia, sotto forma di calore, da una sorgente termica a bassa temperatura (pozzo freddo) ad una sorgente termica a temperatura più elevata (pozzo caldo) in modo spontaneo. Fornendo lavoro alla macchina è possibile invertire il senso del trasferimento del calore dalla sorgente più fredda a quella più calda (Fig. 17) (Cengel, 1998). In questo modo lavorano le macchine frigorifere che, a seconda dell'effetto utile che si vuole ottenere, cioè il riscaldamento o il raffrescamento della sorgente interna (abitazione), vengono definite pompe di calore o macchine frigorifere. La distinzione tra le due macchine non esiste nel concreto in quanto entrambe eseguono lo stesso processo. Se lo scopo è quello di mantenere la temperatura di un sistema al di sotto di quella dell'ambiente, dovendo quindi estrarre una quantità di calore da un'ambiente che si trova già a bassa temperatura, allora si avrebbe un impianto frigorifero. Se invece la finalità del ciclo è quello di cedere calore ad un'ambiente più caldo, estraendolo da un ambiente più freddo, si ha la pompa di calore. (Caleffi, 2021)

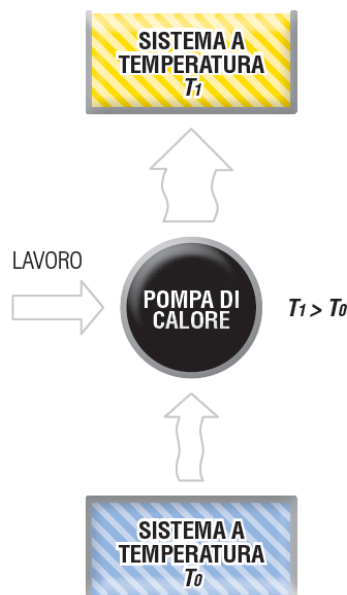


Fig. 17 Schema di funzionamento di una pompa di calore (Lazzarin)

Il ciclo termodinamico alla base del funzionamento di una pompa di calore (aria-acqua) è il ciclo a compressione di vapore (Fig. 18), ossia un ciclo in cui il fluido frigorifero (o refrigerante) opera fra due livelli di pressione diversi.

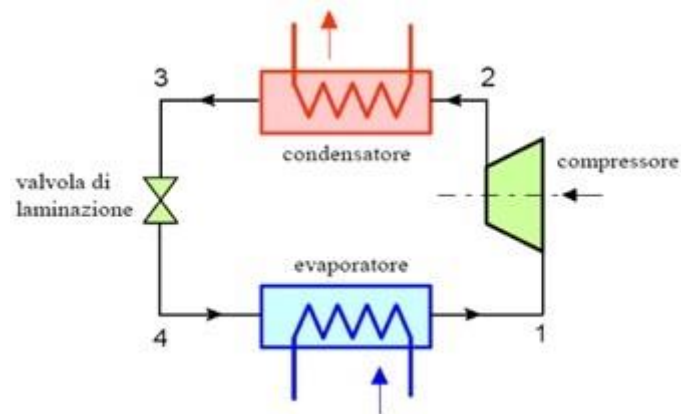


Fig. 18 Ciclo a compressione di vapore

Il circuito elementare è costituito da quattro componenti principali: un condensatore, una valvola termostatica di laminazione, un evaporatore e un compressore. I componenti sono collegati attraverso delle tubazioni contenenti un apposito fluido frigorifero, scelto in maniera opportuna, che trasporta il calore. Per aumentare gli scambi termici il condensatore e l'evaporatore vengono dotati di ventilatori.

In regime estivo (macchina frigorifera) si fa passare il fluido attraverso il compressore che lo convoglia nel condensatore e ne aumenta la pressione. Il fluido, comprimendosi, tende ad aumentare di temperatura. Il condensatore scambia calore con l'esterno e il fluido torna allo stato liquido (nell'unità esterna). Una volta diventato liquido, questo passa attraverso una valvola di laminazione che ne riduce drasticamente temperatura e pressione rendendolo idoneo all'ingresso nell'evaporatore dove la bassa pressione ne permette l'espansione. Nell'evaporatore il fluido frigorifero (ormai freddo) viene messo in scambio termico con l'ambiente in cui è installato e ne sottrae il calore aumentando di temperatura così da tornare allo stato di vapore. A questo punto il ciclo riparte nuovamente dal compressore.

Il ciclo, mantenendo gli stessi componenti può essere invertito così da lavorare anche in regime invernale. In questo caso non parliamo più di ciclo frigorifero ma di ciclo termodinamico a pompa di calore dove condensatore ed evaporatore vengono scambiati. Il condensatore viene inserito nell'ambiente interno e l'evaporatore in

quello esterno. L'evaporatore, raffreddandosi, sottrae calore dall'ambiente esterno, invia il fluido al compressore che comprimendosi aumenta di temperatura. Il fluido caldo entra nel condensatore e scambia calore con l'ambiente confinato da riscaldare e compie il passaggio di stato tornando allo stato liquido. A questo punto il fluido entra nella valvola di laminazione che ne consente l'espansione e viene aspirato dalla zona a maggior pressione (condensatore), alla zona a minor pressione (evaporatore), raffreddandosi e tornando allo stato gassoso. Da qui il ciclo riparte nuovamente.

Per permettere l'inversione di ciclo in maniera agevole viene inserita una valvola a quattro vie, che permette al fluido di percorrere le tubazioni in senso inverso a seconda dell'effetto utile voluto. Ciò consente di utilizzare l'unità interna e quella esterna di una pompa di calore sia come condensatore che come evaporatore.

È utile rappresentare queste trasformazioni in un diagramma di stato del fluido frigorifero (Fig. 19). Tale diagramma consente di identificare attraverso due variabili di stato tutte le altre proprietà che caratterizzano il fluido in una determinata condizione. È possibile tracciare sul diagramma pressione-entalpia il ciclo termodinamico descritto. Il liquido saturo lascia il condensatore (punto 1) e viene laminato. In tale processo non si manifesta variazione di entalpia. Si ha quindi una linea verticale che dal punto 1 raggiunge la pressione più bassa nell'evaporatore (punto 2). Qui a pressione costante si ha la progressiva evaporazione del fluido frigorifero fino alle condizioni di vapore saturo (punto 3). Successivamente, il vapore entra nel compressore e il processo subito, se condotto idealmente, è ad entropia costante. Seguendo la curva dell'entropia e passando per il punto 3 si raggiunge il punto 4 (uscita dal compressore) che si trova alla pressione di lavoro del condensatore. La condizione del punto 4 è al di fuori della campana del vapore umido: questo è infatti vapore surriscaldato e si trova ad una temperatura più alta di quella di condensazione. Esso viene prima raffreddato (desurriscaldato) dal condensatore, poi condensa a temperatura costante e si ritorna al punto 1. L'effetto utile è la variazione di entalpia dal punto 4 al punto 1 (calore scambiato al condensatore Q_c). Il lavoro necessario per ottenere questo effetto utile è la variazione di entalpia dal punto 4 al punto 3 (lavoro del compressore L). L'energia resa disponibile dalla sorgente fredda è la variazione di entalpia dal punto 3 al punto 2 (calore scambiato all'evaporatore Q_e).

$$Q_c = Q_e + L \quad (2.25)$$

Nel diagramma è segnato il ciclo più semplice; difatti, mancano le cadute di pressione (irreversibilità) attraverso il condensatore e l'evaporatore. Anche il processo di compressione viene considerato ideale. Si preferisce avere quasi sempre un leggero surriscaldamento all'aspirazione del compressore, teso ad evitare l'eventuale ingresso di goccioline di liquido al compressore. Dal momento che il liquido è praticamente incomprimibile, tale eventualità potrebbe danneggiare il compressore o comunque abbreviarne la vita. Il surriscaldamento viene realizzato a spese di un sotto raffreddamento del liquido all'uscita del condensatore; infatti, all'uscita dell'evaporatore (punto 3) si suppone di avere vapore saturo. Questo viene surriscaldato in uno scambiatore di calore, sottraendo calore al liquido che esce dal condensatore (Fig. 20).

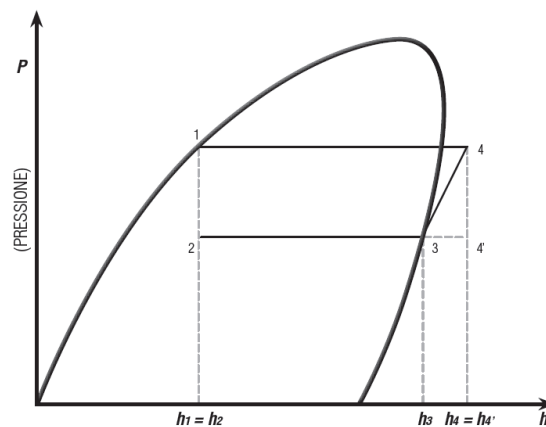


Fig. 19 Diagramma di stato p-h di un fluido refrigerante (Lazzarin)

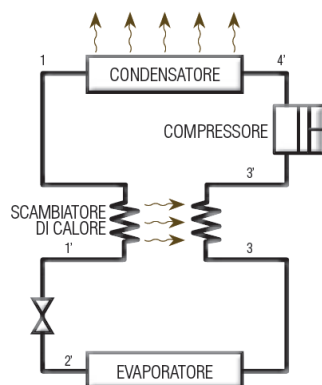


Fig. 20 Ciclo termodinamico di una pompa di calore con scambiatore interposto (Lazzarin)

Un effetto molto importante è dovuto alle differenze di temperatura che si devono avere fra il fluido operativo, il fluido frigorifero e la sorgente calda e fredda perché

avvenga lo scambio di calore. Infatti, la trasmissione del calore da un sistema ad un altro può avvenire soltanto se esiste una differenza di temperatura fra i due sistemi. Tanto più grande è la differenza di temperatura, tanto maggiore è la quantità di calore trasmessa e quindi la potenza termica scambiata. Tale potenza termica Q è data dalla seguente relazione:

$$Q = U * A * \Delta T \quad (2.26)$$

dove:

- Q è la potenza termica [W];
- U è il coefficiente globale di scambio termico [W/m²k];
- A è l'area della superficie di scambio termico [m²];
- ΔT è la differenza di temperatura tra i due fluidi [k];

Quindi, se si vuole scambiare una certa potenza termica con una determinata area di scambio è necessario prevedere un adatto salto di temperatura. In tal modo, nella pompa di calore la sorgente fredda deve trovarsi ad una temperatura superiore a quella dell'evaporatore perché possa cedere calore ad esso, mentre la sorgente calda deve trovarsi a temperatura inferiore a quella del condensatore per ricevere calore.

2.2.3.1. I componenti della pompa di calore

Dallo schema (Fig. 18) si nota che i componenti fondamentali di una pompa di calore a compressione sono:

- il compressore che ha il compito di mantenere il salto di pressione fra l'evaporatore ed il condensatore in modo da ottenere i corretti valori delle temperature dei cambiamenti di stato nei suddetti scambiatori;
- la valvola di laminazione che consente di tornare, attraverso una trasformazione assolutamente irreversibile, dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione;

- il condensatore in cui il fluido in uscita dal compressore (vapore surriscaldato) subisce prima un de-surriscaldamento e, successivamente, il passaggio di stato da vapore saturo secco a liquido;
- l'evaporatore in cui avviene la completa evaporazione della miscela proveniente dalla laminazione fino all'aspirazione del compressore.

a) Compressore

Il compressore è il cuore di una macchina frigorifera in quanto è quell'organo che permette al gas evaporato, che ha assorbito il calore dalla sorgente fredda, di essere compresso e raggiungere così la pressione alla quale scarica il calore al pozzo caldo. Il compressore permette di vincere il Δp tra evaporatore e condensatore, ma è penalizzato da due fattori:

- Rendimento isoentropico: indice di quanta potenza fornita all'albero viene convertita in lavoro utile e quanta potenza scade per effetto Joule il compressore. Questo rendimento va a penalizzare i compressori scroll (compressore volumetrico), particolarmente utilizzati nelle pompe di calore per gli edifici residenziali per i loro vantaggi come la resa, gli spazi e i costi;
- Rendimento volumetrico: indice di quanto del gas aspirato dal compressore partecipa alla compressione e quanto rimane nel compressore stesso togliendo spazio ai gas nuovi che vengono compressi (non è cioè detto che tutto il volume che aspira viene trattato dal compressore). Questo rendimento penalizza in particolar modo i compressori alternativi.

I compressori vengono distinti in due famiglie:

- Compressori volumetrici: sono quelli maggiormente impiegati. Questi aumentano la pressione del refrigerante riducendo il volume della camera di compressione attraverso l'applicazione di un lavoro meccanico. Si differenziano a loro volta in alternativi, rotativi e orbitanti. I compressori volumetrici vengono utilizzati in una gamma di potenzialità che va da pochi kW (a volte poche centinaia di W) fino ad alcune centinaia di kW.
- Compressori centrifughi nei quali l'effetto di compressione è dovuto alla forza centrifuga esercitata sul gas da un elemento girante a velocità relativamente elevata all'effetto di spinta centrifuga. Inoltre, si aggiunge la trasformazione, a

valle della girante, dell'energia cinetica acquistata dal gas in energia di pressione per progressiva riduzione di velocità in un elemento diffusore. Perciò, questi trasferiscono l'energia cinetica, proveniente dal movimento rotatorio delle palette, al refrigerante con conseguente innalzamento della pressione. I compressori centrifughi trovano impiego nelle macchine di grande potenzialità (ordine di grandezza di 1 MW).

Le prestazioni del compressore sono caratterizzate dal suo rendimento isoentropico, così definito:

$$\eta_{is} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4'} - h_3} \quad (2.27)$$

Il rendimento isoentropico della compressione η_{is} è il rapporto fra il lavoro ideale che si avrebbe ottenuto con una compressione adiabatica reversibile e quella che invece si ha nel processo reale. Tanto migliore sarà il rendimento isoentropico, tanto minore sarà il lavoro di compressione che si deve fornire alla macchina a parità di servizio.

Un parametro che viene influenzato dal tipo di regolazione fatta dai compressori e che merita un approfondimento è il COP come vedremo nel paragrafo d del capitolo 2.2.3.2.

b) Condensatore ed evaporatore

L'evaporatore ed il condensatore sono scambiatori di calore che permettono lo scambio di energia termica tra ambiente interno (pozzo freddo) e ambiente esterno (pozzo caldo). Come già detto in precedenza, le pompe di calore possono lavorare a ciclo inverso e quindi nel caso invernale avremo un funzionamento opposto dei due scambiatori, ed inverse saranno quindi anche le sorgenti: il pozzo freddo sarà l'ambiente esterno, mentre il pozzo caldo l'ambiente interno da climatizzare. In inverno l'effetto termico utile lo si ha al condensatore dove il fluido termovettore per il riscaldamento dell'ambiente assorbe il calore di condensazione rilasciato dal fluido refrigerante. In estate, l'effetto utile è all'evaporatore nel quale il fluido termovettore

per il raffrescamento dell'ambiente cede calore al fluido refrigerante affinché evapori. Lo scambio termico nel condensatore è il seguente: il fluido frigorifero cede al pozzo caldo sia il calore prelevato dalla sorgente fredda che l'energia fornita dal compressore. Il vapore surriscaldato rilascia quindi l'energia termica al fluido termovettore a temperatura inferiore (es., acqua di riscaldamento). Sulla base di questa differenza di temperatura il refrigerante trasmette calore al fluido termovettore, riscaldandolo. A questo punto, il gas refrigerante passa dallo stato gassoso a quello liquido rimanendo ad alta pressione. Le caratteristiche costruttive degli scambiatori dipendono principalmente dalla natura delle sorgenti calda e fredda; ovvero se viene utilizzata l'aria o l'acqua. Le famiglie di scambiatori di calore vengono suddivise in:

- Scambiatori refrigerante/aria: vengono utilizzate batterie a tubo alettato che garantiscono un maggior coefficiente di scambio termico dovuto alla maggiore superficie di contatto tra i due fluidi. Gli scambiatori di questa tipologia sono comunemente raggruppati in batterie a pacco dove il fluido refrigerante scorre all'interno di uno o più ranghi di tubi, mentre l'aria attraversa trasversalmente la superficie alettata. La geometria e il materiale delle alette variano a seconda dell'applicazione e del tipo di refrigerante utilizzato all'interno del ciclo; queste possono essere in alluminio, in rame o con rivestimento in stagno nel caso di problemi di corrosione;
- Scambiatori refrigerante/acqua: nel caso in cui lo scambio termico avviene tra due liquidi si possono impiegare scambiatori a piastre. Questi componenti sono costituiti da piastre saldate in modo da creare due circuiti separati percorsi in controcorrente dai fluidi. Sono sistemi compatti e con una buona efficienza di scambio. Negli impianti di grandi dimensioni possono essere anche impiegati gli scambiatori a fascio tubiero costituiti da un mantello percorso all'interno da tubi in parallelo.

Nell'evaporatore, invece, circola fluido a bassa temperatura e a bassa pressione proveniente dalla valvola di laminazione. Questo scambiatore preleva il calore dall'ambiente facendo evaporare il refrigerante. Il fluido refrigerante esce dallo scambiatore, collegato all'aspirazione del compressore sempre leggermente surriscaldato per essere sicuri che in quest'ultimo organo entri sempre e solo vapore ("sub-cooling"). In condizioni invernali, in cui lo scambiatore esterno agisce da evaporatore, sulle alettature dei tubi della batteria e, al limite sugli stessi tubi, si può

formare ghiaccio per effetto dell'umidità dell'aria esterna e della bassa temperatura: si tenga presente che l'evaporatore è ad una temperatura di alcuni gradi, anche di 10°C, inferiore all'esterno. Il fenomeno si manifesta con temperature esterne anche superiori a 5 o 6°C se l'umidità relativa esterna va oltre il 60%. Il ghiaccio, fungendo da isolante, peggiora le condizioni di lavoro dell'evaporatore riducendo le prestazioni dell'intera pompa di calore. È quindi fondamentale intervenire al momento giusto e per un tempo che permetta di eliminare tutto il ghiaccio eventualmente formatosi. Il metodo più efficiente per determinare il momento in cui effettuare lo sbrinamento ("defrosting") è quello di dotare la macchina di sensori che rilevino la temperatura dell'aria ed il suo flusso sulla batteria e, contemporaneamente, la pressione del fluido refrigerante che cambia di stato. In questo modo si effettua lo sbrinamento quando è realmente necessario e della durata che serve (Fig. 22) poiché l'incidenza energetica dei cicli di sbrinamento è sicuramente non trascurabile.

| | | | | |
|-----|------|------|------|------|
| 0°C | 70% | 80% | 90% | 100% |
| | 220' | 100' | 50' | 30' |
| 5°C | 70% | 80% | 90% | 100% |
| | 360' | 220' | 160' | 120' |

Fig. 21 Valori indicativi dell'intervallo di tempo espresso in minuti fra due sbrinamenti successivi in funzione della temperatura e dell'umidità relativa esterna.

I metodi tradizionali per attuare questi cicli consistono o nel mantenere attiva una resistenza elettrica che intervenga quando le alette della batteria esterna giungono in prossimità di 0°C o con inversioni delle funzioni fra evaporatore e condensatore per il tempo necessario. Quest'ultimo metodo provoca però disagio agli utenti per la conseguente variazione delle condizioni di benessere. È anche possibile intervenire iniettando del vapore surriscaldato, proveniente dalla compressione, direttamente nell'evaporatore tramite un'apposita valvola di sbrinamento evitando di raffreddare l'interno, ma sottraendogli comunque una quota della potenza necessaria. In ogni modo si deve tenere presente che lo sbrinamento può incidere sugli impieghi di energia per quantità che possono anche eccedere il 10% in dipendenza dal tipo di soluzione adottata e delle condizioni d'impiego.

c) Organo di laminazione

La valvola di espansione ha il compito di riportare il fluido dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione in modo da mantenere le temperature di condensazione adeguate a quelle delle sorgenti. Le vecchie soluzioni di questo elemento non erano in grado di far fronte alle variazioni di carico a causa della loro struttura elementare (a spirale). Si è quindi intervenuti adottando sistemi che permettono di avere una luce di scarico della valvola variabile con la potenza che viene effettivamente richiesta. La logica del funzionamento è la seguente: ad una riduzione della potenza richiesta dai locali, ad esempio nel periodo del riscaldamento mantenendo la portata costante, si ottengono cambiamenti nella fase di condensazione che tende a spostare il suo punto finale nella zona liquida, mentre quella di evaporazione che termina nella zona di vapore surriscaldato a valori di surriscaldamento tanto più grandi quanto maggiore è lo sbilanciamento fra potenza fornita e potenza richiesta. Si deve, quindi, modificare il valore della portata di fluido che transita negli scambiatori diminuendola. Si chiude parzialmente la luce della valvola in modo da ottenere il risultato voluto. Il segnale di comando a questo tipo di valvole termostatiche proviene dalla misura del grado di surriscaldamento all'uscita dall'evaporatore.

d) Fluido refrigerante

Il fluido frigorifero, o refrigerante, che scorre nei tubi degli impianti di climatizzazione è il fluido di lavoro che consente lo scambio termico nel ciclo di una pompa di calore. Più precisamente si sfrutta il calore di scambio durante i processi di evaporazione e di condensazione del fluido, processi che avvengono a temperatura e pressione costante. Il fluido assorbe calore da un ambiente durante la fase di evaporazione, per poi riversarlo in un altro, durante quella di condensazione.

La scelta del fluido dipende dal miglior compromesso tra le proprietà termofisiche dello stesso e le esigenze del ciclo e dei vari componenti. In generale, un refrigerante deve possedere la proprietà di condensare anche a temperature ambiente e pressioni relativamente basse. Nello specifico, le sue caratteristiche devono essere le seguenti:

- temperatura critica elevata sensibilmente maggiore della temperatura di condensazione che si verifica nel ciclo;
- bassa temperatura di solidificazione per non solidificare durante il regolare funzionamento;
- calore di evaporazione molto alto, in modo da realizzare un elevato effetto frigorifero;
- composizione chimica stabile;
- devono essere compatibili con gli oli lubrificanti usati nei compressori;
- assenza di caratteristiche tossiche o infiammabili. A riguardo di questo punto verrà approfondito il discorso nel prossimo capitolo (Capitolo 3) riguardante le normative di riferimento sui gas refrigeranti.

La tecnica industriale del freddo iniziò poco dopo che il fisico francese Carnot a inizi dell'Ottocento formulò le sue teorie sul ciclo frigorifero; con i fluidi naturali, come ad esempio l'ammoniaca (NH_3), i quali, ad eccezione dell'anidride carbonica (CO_2), non sono innocui: alcuni sono esplosivi, altri invece tossici. (Paolo Tuscano)

- **1890:** si registra una maggiore richiesta di ghiaccio a causa di inverni sempre più miti; si crea dunque l'interesse generale per il "mercato del freddo". Prime sostanze refrigeranti utilizzate: Ammoniaca (NH_3), Anidride Solforosa (SO_2), Cloruro di Metile (CH_3Cl), Etere Etilico ($(\text{C}_2\text{H}_5) \text{O}$), Etere Metilico (CH_3OCH_3), Anidride Carbonica (CO_2), Etano (C_2H_6), Propano (C_3H_8), Protossido di Azoto (N_2O). Purtroppo, questi sono tutti gas tossici e/o infiammabili;

In seguito alla richiesta di maggiore sicurezza furono sviluppati i primi fluidi sintetici CFC (clorofluorocarburi) e solo dopo arrivarono gli HCFC (idroclofluorocarburi), le miscele (come l'R407C o l'R410A) e infine i fluidi di nuova generazione HFC (idrofluorocarburi), meno pericolosi da maneggiare per gli operatori.

La ricerca di fluidi più stabili chimicamente, non infiammabili e sensibilmente meno tossici, portò all'introduzione sul mercato nel 1931 del R12 e a seguire nel 1932 del R11. L'utilizzo massiccio dei CFC fu dovuto alle loro promettenti caratteristiche; infatti, questi fluidi oltre ad essere stabili chimicamente, non infiammabili e non tossici presentavano una bassa temperatura di ebollizione alla pressione atmosferica e non mostravano particolari problemi di compatibilità con i componenti del sistema; come ultimo parametro, non meno importante, erano caratterizzati da costi di produzione contenuti. I clorofluorocarburi e gli

idroclorofluorocarburi sono derivati di metano, etano e propano. Essi sono identificati con la lettera R seguita da due o più cifre che permettono di valutare il numero di atomi di idrogeno, fluoro e cloro presenti nel composto (eventuali isomeri sono identificati dall'aggiunta di una "a" a seguito delle cifre);

- **1928:** si cerca di eliminare la pericolosità, soprattutto l'infiammabilità, nelle sostanze utilizzando fluidi CFC (Cloro-Fluoro-Carburi con $GWP \approx 8100$ e $ODP \approx 1$). Ci si indirizza quindi verso l'utilizzo di sostanze che possano garantire maggiore sicurezza per gli operatori;
- **1930:** le industrie si orientano verso la produzione di fluidi chimicamente stabili, con buone proprietà termodinamiche, eliminando l'infiammabilità e la tossicità; cloro e fluoro che erano gli elementi che potevano garantire tali caratteristiche. Nasce così la *1° generazione di gas refrigeranti*. Dopo la comparsa del gas Freon 11, nasce da un brevetto della DuPont e General Motors il gas R12 tipo CFC (Freon 12 - CCl_2F_2). Si sviluppano parallelamente altre tipologie di fluidi con caratteristiche termodinamiche più interessanti del tipo HCFC (Idro-Cloro-Fluoro-Carburi con $GWP \approx 90 \div 1500$ e $ODP \approx 0,005$) di cui il famoso R22 è il più rappresentativo (*2° generazione di gas refrigeranti*);

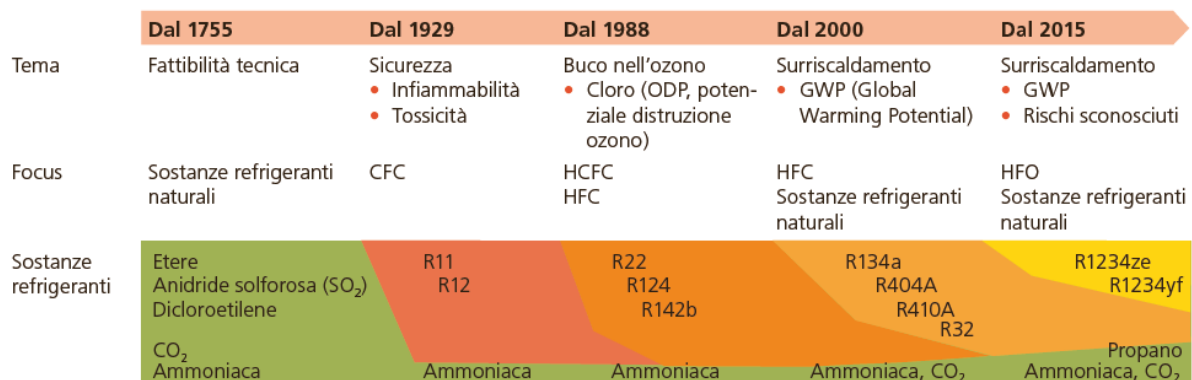


Fig. 22 Evoluzione e dismissione dei gas refrigeranti (Svizzera Energia, 2020) (Paolo Tuscano)

Solo in seguito, si scoprì che erano una minaccia per l'atmosfera: si scoprì che all'altezza di circa 30 km i fluidi con la presenza di cloro (CFC) si disgregavano a contatto con la radiazione ultravioletta solare liberando cloro deleterio per lo strato d'ozono, mentre quelli contenenti fluoro incrementavano il surriscaldamento globale secondo una scala di valori misurata dall'indice GWP (Global Warming Potential) (Fig. 28). I fluidi che distruggono l'ozono (es., CFC, HCFC) sono stati

proibiti (Fig. 26) con il protocollo di Montreal nel 1987. Si iniziò quindi a ragionare sulla scelta dei fluidi tenendo in considerazione il parametro: impatto ambientale;

- **1987:** Protocollo di Montreal: ci si accorge di una diretta corrispondenza tra l'utilizzo di gas refrigeranti e la riduzione della fascia di ozono stratosferico e vengono quindi proposte delle normative per la diminuzione dell'effetto serra (dovuto ad alcuni elementi presenti nei gas refrigeranti); di conseguenza sono banditi i fluidi tipo CFC ed HCFC. Il mercato e la ricerca si orientano verso refrigeranti HFC (Idro-Fluoro-Carburi con $GWP \approx 1300$ e $ODP = 0$) definendo così la *3° generazione di gas refrigeranti*;
- **1994:** viene approvato il regolamento europeo 3093/94 che fissa definitivamente l'arresto della produzione dei gas CFC dal 31 dicembre 1994 e si gettano le basi per la messa al bando dei gas HCFC.

Vengono di seguito spiegati i due parametri ODP e GWP essenziali per la scelta del fluido refrigerante e allegata una tabella (Tab. 1) delle caratteristiche dei gas di cui si sta parlando:

- 1) Il Potenziale di eliminazione dell'ozono (Ozone Depletion Potential o ODP) di un composto chimico è il valore relativo di degrado della fascia di ozono che esso può causare. È definito come la misura dell'effetto distruttivo sull'ozono da parte di una sostanza comparato con una sostanza di riferimento. Come standard è assunto il gas R11 (triclorofluorometano), cui viene dato il valore di ODP pari a 1,0.
- 2) Il Potenziale di Riscaldamento Globale (Global Warming Potential o GWP) di un composto è la misura di quanto una molecola di un certo gas serra (biossido di carbonio, metano, protossido d'azoto, idrofluorocarburi, perfluorocarburi ed esafluoruro di zolfo) contribuisce all'effetto serra. L'indice si basa su una scala relativa che confronta ogni gas con il biossido di carbonio, il cui GWP ha per definizione il valore 1.

Tab. 1 Caratteristiche gas refrigeranti per pompe di calore residenziali (Caleffi, 2021)

| REFRIGERANTE | DENSITÀ (kg/m ³ a 25 °C) | TIPOLOGIA | GLOBAL WARMING POTENTIAL (*1) | OZONE DEPLETION POTENTIAL (*2) |
|--------------|--|-----------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| R22 | 1191 | HCFC | 1810 | 0,05 |
| R717 | 603 | Naturale | 0 | 0 |
| R134a | 1202 | HFC | 1430 | 0 |
| R410A | 1061 | HFC | 2088 | 0 |
| R32 | 961 | HFC | 675 | 0 |
| R290 | 493 | Naturale | 3 | 0 |

La tabella in basso (Tab. 2) mostra come quest'ultimo regolamento normi la riduzione sul mercato o l'uso dei HCFC e fissa la loro messa al bando al 31 dicembre 2015, tra cui l'R22.

Tab. 2 ALLEGATO IV Quantitativi totali massimi per l'immissione sul mercato o l'uso per proprio conto da parte di produttori e importatori degli idroclorofluorocarburi nella Comunità (CE)

Quantitativi totali massimi per l'immissione sul mercato o l'uso per proprio conto da parte di produttori e importatori degli idroclorofluorocarburi nella Comunità

| Per periodo di 12 mesi dal 1° gennaio al 31 dicembre | Gruppo VIII ⁽¹⁾ | |
|---|----------------------------|-----------------------|
| | Tetto in tonnellate di ODP | Percentuale del tetto |
| 1995 | 7 655 | 100 % |
| 1996 | 7 655 | 100 % |
| 1997 | 7 655 | 100 % |
| 1998 | 7 655 | 100 % |
| 1999 | 7 655 | 100 % |
| 2000 | 7 655 | 100 % |
| 2001 | 7 655 | 100 % |
| 2002 | 7 655 | 100 % |
| 2003 | 7 655 | 100 % |
| 2004 | 4 975 | 65 % |
| 2005 | 4 975 | 65 % |
| 2006 | 4 975 | 65 % |
| 2007 | 3 062 | 40 % |
| 2008 | 3 062 | 40 % |
| 2009 | 3 062 | 40 % |
| 2010 | 1 531 | 20 % |
| 2011 | 1 531 | 20 % |
| 2012 | 1 531 | 20 % |
| 2013 | 383 | 5 % |
| 2014 | 383 | 5 % |
| 2015 | 0 | 0 % |

⁽¹⁾ Il tetto è costituito dal 2,6 % dei CFC immessi sul mercato e utilizzati per proprio conto dai produttori nel 1989 e dal 100 % degli HCFC immessi sul mercato e usati per conto proprio dai produttori nel 1989.

La sostituzione completa delle molecole di cloro con quelle di idrogeno dalla composizione dei refrigeranti ha portato alla nascita della 3° generazione di gas refrigeranti, gli idrofluorocarburi (HFC), che hanno effetto nullo per quanto riguarda il buco dell'ozono e che non sono tossici, mentre negli HCFC la sostituzione del cloro con idrogeno è soltanto parziale, il che, come è stato detto, li rendeva nocivi all'ozono a causa del cloro. Ed è per questo che nel 2010 è stata vietata la commercializzazione di climatizzatori con questi gas (HCFC), anche per gli interventi di manutenzione. Al suo posto sono stati introdotti altri fluidi più ecologici come l'R410A (HFC), una miscela quasi azeotropica avente un elevato indice di prestazione energetica, utilizzato negli impianti di nuova generazione per la sua adattabilità in quei sistemi come le pompe di calore che prevedono l'inversione di ciclo. A differenza del R22 che ha un valore di ODP = 0.05 (Tab. 1), l'R410A ha un ODP pari a 0, che lo rende idoneo alla sostituzione dell'R22 e allo stesso tempo non è dannoso per lo strato di ozono.

Questo gas refrigerante appartiene alla famiglia delle miscele pluricomponente della serie R400. Si tratta di miscele zeotropiche in cui il numero è caratteristico dei componenti della miscela, mentre diverse combinazioni degli stessi componenti sono distinte con lettere maiuscole successive. In una miscela non tutti i componenti sono caratterizzati da eguale volatilità; ad ogni pressione può esistere una zona dove il comportamento della miscela è azeotropo: ossia si comporta come una sostanza pura; altrove il comportamento è, invece, zeotropo. Quando viene riscaldata una miscela zeotropica si ha inizialmente un incremento di temperatura, poi, al raggiungimento della linea di bolla, la miscela comincia ad evaporare, ma con una composizione del vapore diversa da quella iniziale, poiché il vapore si arricchisce del componente più volatile della miscela. Di conseguenza, la miscela liquida sarà invece più ricca del componente meno volatile. Quando poi tutta la miscela è passata alla fase vapore riacquisisce la composizione iniziale. Andamento analogo si riscontra a ritroso nel processo di condensazione della miscela. Per una miscela zeotropica il cambiamento di fase ad una certa pressione non avviene a temperatura costante, bensì con una differenza di temperatura (glide) che può essere di alcuni gradi. Lo svantaggio di tali miscele è dovuto al fatto che un'eventuale perdita di refrigerante ha luogo con composizione prevalente nel componente più volatile e quindi risulta alterata la proporzione originaria.

Nonostante ciò, nel 1997 in occasione della conferenza mondiale di Kyoto sui cambiamenti climatici fu stabilito di includere anche i refrigeranti HFC fra le sostanze da bandire in quanto, anche se queste non hanno effetti sullo strato di ozono (ODP=

0), contribuiscono comunque alla formazione dell'effetto serra, dovuto a un valore di GWP troppo elevato.

- **1997:** Protocollo di Kyoto: si comprende che il problema del surriscaldamento globale è legato soprattutto all'emissione di alcuni gas refrigeranti in atmosfera; quindi, si impostano dei limiti di emissione riguardo ai gas serra presenti negli HFC. Appartengono a questa categoria i refrigeranti sintetici attualmente in uso come R410a, R134a, R407c, R32. Comincia così la ricerca su ulteriori gas per il raffreddamento che non contengano cloro nella loro composizione, gli HFO (*Idro-Fluoro-Olefine - 4a generazione di gas refrigeranti*);
- Nel 2001 il Ministero dell'Ambiente emana il decreto D.M. Ambiente – 3/10/2001, in cui si stabilisce la necessità di provvedere a disciplinare il recupero e la distruzione dei clorofluorocarburi utilizzati negli impianti esistenti;
- **1° gennaio 2004:** viene vietato l'utilizzo dei gas HCFC (dannosi per l'ozono stratosferico) per le macchine frigorifere di nuova produzione che dovranno utilizzare necessariamente solo gas di tipo HFC con basso GWP;
- nel 2006 l'Unione europea emana il **Regolamento 842 F-Gas**, che impone il controllo periodico degli impianti per limitarne il rischio di fughe e stabilisce il limite per il "phase-out" di HFC con valore di GWP > 150 nel condizionamento auto.
- Il nuovo Regolamento Europeo **517/2014** impone una drastica riduzione nell'emissione di gas a effetto serra, con un target di riduzione del 79% entro il 2030 (utilizzando come riferimento la media di emissioni nel periodo 2009-2012).

Quest'ultimo regolamento (la normativa F-Gas sarà trattata nel capitolo delle normative) sancisce la fine di tutti i gas refrigeranti per gli impianti di climatizzazione residenziale entro il 2025 che abbiano carica gas <3kg e GWP>750. Tra i gas refrigeranti attualmente in uso l'R410A rientra in questa categoria e per tale motivo nel 2025 sarà vietato il suo utilizzo per impianti di piccole dimensioni. (Daikin, s.d.)

Si è arrivati così all'attuale R32 (sostanza pura) che appartiene alla stessa famiglia (HFC) del R410A (miscela composta da R32 e R125 in proporzione pari al 50%) ma che a differenza possiede GWP 3 volte inferiore (675 vs 2088) (Daikin, s.d.) il che, come si vedrà nel prossimo capitolo, lo rende un refrigerante a più basso impatto ambientale che gli consente di rispettare la normativa F-Gas. Tra gli altri vantaggi, l'utilizzo di

questo nuovo refrigerante consente di ridurre il quantitativo dello stesso per il funzionamento dell'impianto oltre a garantire un'efficienza energetica maggiore.

Tuttavia, anche tali fluidi non sono perfettamente eco-compatibili, in quanto la loro liberazione in atmosfera contribuisce ad aumentare l'effetto di surriscaldamento della Terra (effetto serra). Per tale ragione l'Unione Europea ha deciso per una graduale loro eliminazione, soprattutto in quei circuiti dove possono essere sostituiti da altre tipologie di refrigeranti meno inquinanti (ossia che presentano un valore del GWP molto più basso). Nel 2030 la quantità di HFC immessa in commercio potrà essere il 21% di quella relativa al 2015.

- Il protocollo di Montreal è stato concordato nel 1987 ed è entrato in vigore nel 1989. È stato modificato diverse volte. Il suo emendamento più recente, l'emendamento Kigali, richiede la graduale riduzione graduale degli HFC.
- Le emissioni degli HFC sono regolamentate dall'accordo di Parigi, approvato dalla decisione (UE) 2016/1841. Pertanto, il protocollo di Montreal aiuta a raggiungere l'obiettivo di mantenere l'aumento della temperatura globale ben al di sotto dei 2 °C al di sopra dei livelli preindustriali e di proseguire gli sforzi per limitare l'aumento della temperatura anche a 1,5 °C al di sopra dei livelli preindustriali.

L'uso dei fluidi con un elevato potenziale effetto serra (GWP) sarà fortemente limitato in futuro. La crescente preoccupazione per la tutela e la sostenibilità ambientale ha riportato l'interesse sui fluidi naturali, innocui nei confronti della biosfera, come gli idrocarburi (propano, butano e propilene), l'ammoniaca e l'anidride carbonica. Si stanno inoltre studiando nuovi gas refrigeranti a basso GWP (4° generazione di gas refrigeranti) gli HFO (IdroFluoroOlefine) una famiglia di refrigeranti derivati dal propano e come gli HFC sono composti da idrogeno, fluoro e carbonio. In virtù della loro struttura chimica sono sostanze che risultano essere instabili (Fig. 24) una volta rilasciate in atmosfera e che quindi si decompongono rapidamente. A differenza dei refrigeranti HFC, perciò, non si accumulano in atmosfera e provocano un effetto serra molto basso. Poiché non contengono cloro non provocano nemmeno danni all'ozono atmosferico. Per tali ragioni vengono considerati refrigeranti ecologici. Attualmente sono in fase di sperimentazione e alcuni già disponibili, ma la presenza di idrogeno li rende leggermente infiammabili e quindi ancora poco sicuri.

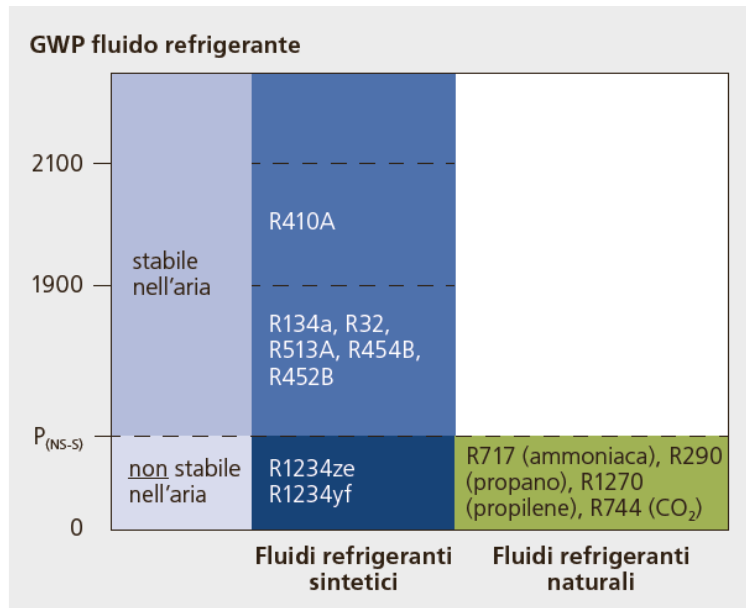


Fig. 23 Classificazione fluidi refrigeranti stabili e instabili (Svizzera Energia, 2020)

Nel capitolo successivo vedremo che nella valutazione di un nuovo refrigerante i fattori più importanti messi in evidenza dalle normative sono quelli sull'impatto ambientale e sulla sicurezza.

2.2.3.2. Fattori che influenzano il COP e l'EER

Mentre il rendimento della macchina a ciclo diretto è il rapporto fra lavoro reso disponibile e calore ad alta temperatura utilizzato (Formola 2.30) l'efficienza con la quale le pompe di calore trasferiscono il calore è definita tramite il COP (Coefficient Of Performance). Il suo valore è dato dal rapporto fra il calore ceduto al fluido caldo (energia termica resa all'utenza) e il totale dell'energia elettrica assorbita (energia richiesta sia dal compressore sia dai mezzi ausiliari integrati nella pompa di calore: dispositivi antigelo, apparecchiature di regolazione e controllo, circolatori e ventilatori).

$$COP = \frac{Q_{caldo}}{W_{compressore} + W_{mezzi ausiliari}} \quad (2.30)$$

Poiché le pompe di calore possono lavorare con inversione di ciclo tramite l'utilizzo di una valvola a quattro vie che permette al fluido di percorrere le tubazioni in senso

inverso a seconda della stagione, durante il funzionamento estivo (in raffrescamento) il parametro che rappresenta il rendimento della macchina è identificato come Efficiency Energy Ratio (EER). Questo si calcola come rapporto tra l'energia termica sottratta all'utenza e il totale dell'energia elettrica assorbita che, come nel caso del COP, corrisponde all'energia elettrica assorbita dal compressore e da tutti i mezzi ausiliari integrati nella pompa di calore.

(2.31)

$$EER = \frac{Q_{freddo}}{W_{compressore} + W_{mezzi\ ausiliari}}$$

Il COP/EER non è un valore costante e, soprattutto nelle pompe di calore aria-acqua, può variare (Fig. 25) considerevolmente in base a:

- 1) temperatura dell'aria esterna;
- 2) temperatura di produzione dell'acqua calda o fredda;
- 3) fattore di carico della macchina;
- 4) incidenza dei cicli di sbrinamento.

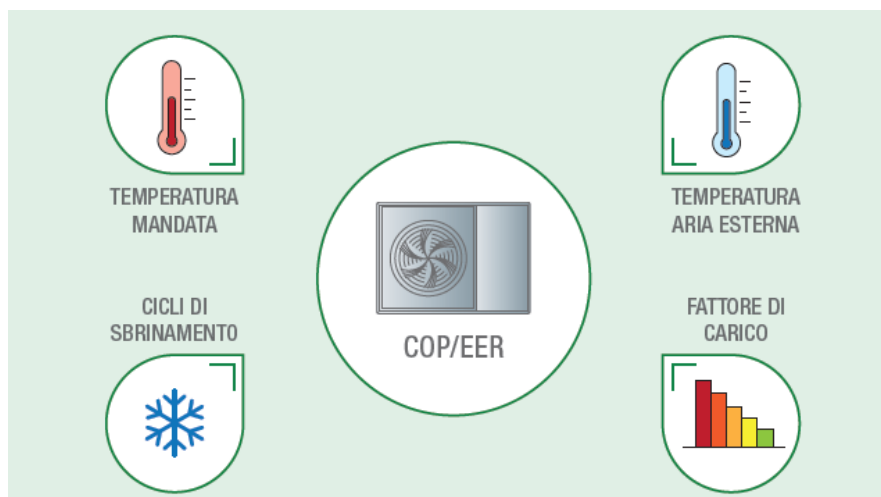


Fig. 24 Parametri che influenzano il rendimento (Caleffi, 2021)

a. Influenza della T dell'aria esterna

La regolazione a compensazione climatica permette di avere benefici in termini di consumi. Infatti, essa consiste nel diminuire la temperatura di condensazione all'aumentare della temperatura esterna in maniera tale da incrementare l'efficienza

senza compromettere il comfort. Per quanto riguarda la modalità raffrescamento, si possono fare commenti analoghi, ribaltando però il punto di vista: l'efficienza aumenta incrementando la temperatura di evaporazione e al diminuire della temperatura della sorgente esterna (condensazione).

Di conseguenza a seconda della temperatura ambiente esterna, il COP di funzionamento di una pompa di calore verrà fortemente influenzato, poiché anche la temperatura di mandata dell'acqua per il riscaldamento verrà influenzata dal clima esterno. È fondamentale, quindi, progettare impianti che siano in grado di funzionare con basse temperature di mandata, associati a sistemi di regolazione che possano mantenerle più basse possibili in base alle condizioni di effettivo carico dell'impianto. Risulta, dunque, opportuno impostare la temperatura di mandata delle pompe di calore in base a curve climatiche. Il risparmio ottenibile, rispetto ad una regolazione tradizionale, è considerevole. Nella figura sotto (Fig. 26) sono riportati i valori di $COP_{MEDI0\ EFFETTIVO}$ risultati da una simulazione numerica (Caleffi, 2021), per un impianto a pompa di calore aria-acqua, al variare della temperatura di mandata di progetto e del tipo di regolazione. I dati sono riferiti ad una situazione climatica tipica del Nord Italia e si tratta di un esempio. Come riportato dal grafico, i vantaggi di una regolazione climatica rispetto a una a punto fisso sono tanto più consistenti quanto più è elevata la temperatura di mandata ai terminali, in condizioni di progetto. Ad esempio, nelle applicazioni di pompe di calore con radiatori a media temperatura (circa 50°C) si possono ottenere risparmi fino al 30%; il più delle volte ad investimento nullo, in quanto la maggior parte delle pompe di calore in commercio può essere regolata attraverso curve climatiche senza l'acquisto di componenti aggiuntivi.

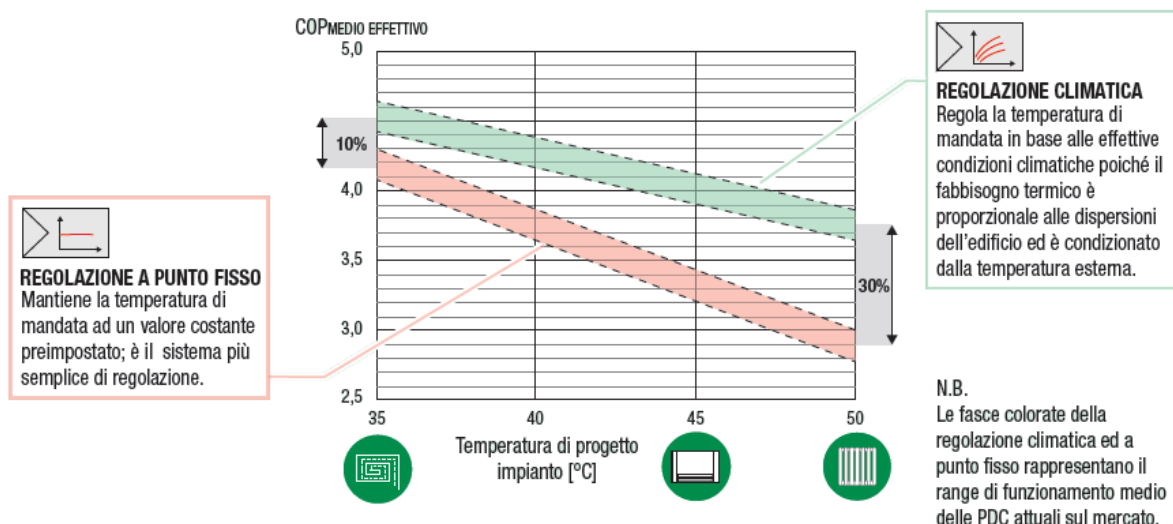


Fig. 25 Andamento del COP in funzione della temperatura di progetto di un impianto e del tipo di regolazione (Riferimento: Caleffi)

Le prestazioni che si hanno con le pompe di calore quindi, poiché influenzate dal clima esterno, sono variabili a seconda del tipo di clima e del luogo in cui ci si trova. Il che determina un differente fabbisogno termico e frigorifero, e influisce in maniera positiva o negativa sui parametri caratteristici (COP e EER) di queste macchine. Di conseguenza il clima incide, anche, sulla quantità di energia consumata: climi più rigidi con prolungate stagioni invernali determinano consumi maggiori per il riscaldamento. Al contrario, zone più calde portano ad un incremento dei consumi relativi al condizionamento. Il suolo italiano si estende in modo diversificato da Nord a Sud ed è possibile definire sei zone climatiche (Fig. 27-28) differenti:



Fig. 26 Panorama clima Italiano (Caleffi, 2021)

- A: clima torrido
- B: clima caldo
- C: clima caldo mite
- D: clima freddo mite
- E: clima freddo
- F: clima rigido

Fig. 27 Zone climatiche (Caleffi, 2021)



Fig. 28 Prestazioni medie delle pompe di calore aria-acqua nelle differenti zone climatiche (Caleffi, 2021)

Le diverse condizioni climatiche come si può notare influenzano una serie di fattori (Fig. 29) che risultano determinanti nella progettazione delle pompe di calore:

1) COP medio effettivo (riscaldamento).

Nelle zone climatiche più fredde le performance medie in riscaldamento risultano scarse a causa delle temperature esterne di progetto molto basse, che toccano addirittura i -15 °C in zona climatica F. Le stesse macchine avranno prestazioni decisamente migliori, invece, in località del Sud Italia con $3\text{--}5\text{ °C}$ di progetto.

2) EER medio effettivo (raffrescamento).

Contrariamente al COP, l'efficienza delle macchine in raffrescamento è influenzata negativamente nelle località più calde come quelle del Sud Italia.

3) Risparmio di energia in riscaldamento.

Climi freddi richiedono un maggiore assorbimento elettrico che si tramuta in un elevato consumo energetico per via del cospicuo numero di ore annue necessarie per il riscaldamento. Impiegando sistemi a pompa di calore aria-acqua, rispetto a quelli più tradizionali come le caldaie, il risparmio energetico risulta ancora più rilevante se questi impianti vengono accesi per più tempo.

4) Risparmio di energia in raffrescamento.

Allo stesso modo, l'utilizzo di un sistema a PDC aria-acqua rispetto a uno aria-aria datato (il tipico condizionatore residenziale in uso qualche anno fa) garantisce notevoli risparmi energetici soprattutto nelle zone più calde dove vengono impiegati in modo continuativo durante la stagione estiva.

5) CO₂ non emessa.

La quantità di anidride carbonica che viene emessa in ambiente è direttamente correlata all'utilizzo dell'impianto (tempo di attività) ed alla sua stessa efficienza. La maggiore concentrazione di inquinanti, come la CO₂, si verifica in inverno quando i sistemi sono a regime: pertanto un impianto a PDC aria-acqua, con maggiori rendimenti rispetto a sistemi costituiti da caldaia, permetterà di abbattere sensibilmente le emissioni.

b. Influenza della T di mandata dell'acqua

Riprendendo le formule viste nel ciclo inverso di Carnot (Formule 2.8 e 2.9) si osserva come COP ed EER aumentano al diminuire del ΔT (Fig. 31) e quindi risultano maggiori nel caso di temperature di evaporazione elevate e temperature di condensazione ridotte. Questo è vero non solo per un ciclo ideale ma anche per una macchina reale.

Da tale considerazione si comprende l'attenzione rivolta alla scelta della sorgente termica. Infatti, in modalità riscaldamento, specialmente nei climi freddi, può risultare conveniente ricorrere a sorgenti alternative all'aria esterna quali, ad esempio, il terreno o l'acqua di mare o di lago, che consentono di avere una temperatura di evaporazione più elevata. Inoltre, si intuisce il vantaggio del collegamento con sistemi di emissione a bassa temperatura, che permettono di ridurre la temperatura di condensazione, come i pannelli radianti.

Nel grafico vengono riportati più valori di COP (o EER) in funzione delle diverse temperature sia dell'aria esterna sia dell'acqua di mandata. La figura 30 mostra, a titolo esemplificativo, l'evoluzione del coefficiente di prestazione (COP) a pieno carico di una pompa di calore aria-acqua in funzione di tali parametri. Nell'esempio riportato si nota come per temperature esterne superiori a 7°C, una riduzione della temperatura di mandata da 55 a 35°C consente di migliorare il COP di oltre un punto. (Caleffi, 2021)

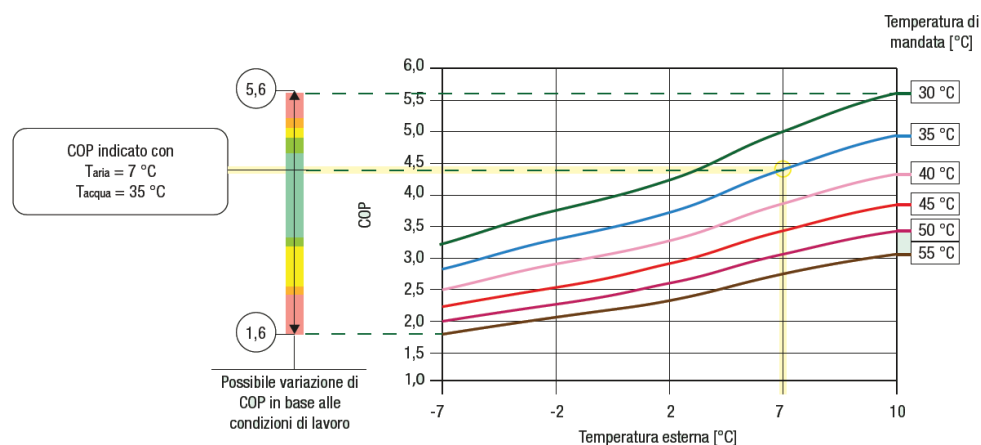


Fig. 29 COP puntuale e possibili variazioni che può assumere in base alle sorgenti calde e fredde (Caleffi, 2021)

Come si può notare, le prestazioni:

- peggiorano in funzione della temperatura esterna; minore è la temperatura esterna, minore è il COP.
- diminuiscono a seconda della temperatura di mandata; maggiore è la temperatura di mandata minore è il COP.

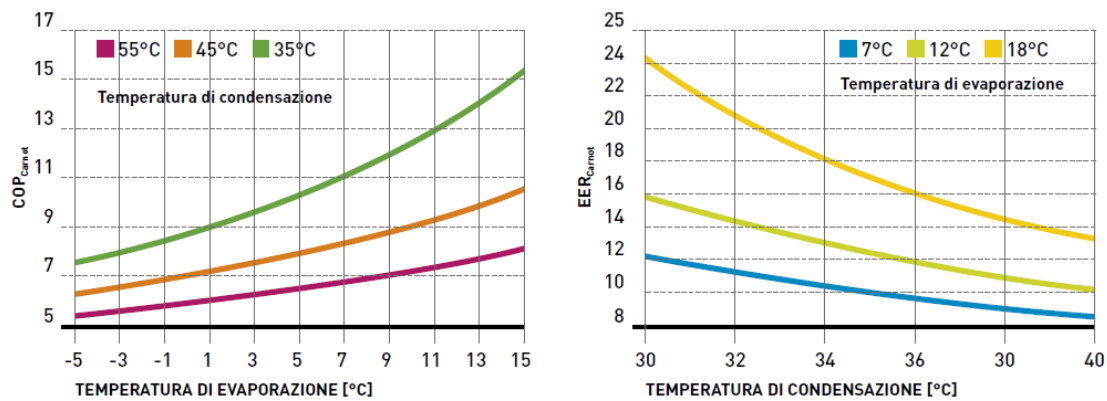


Fig. 30 Indici di prestazione COP ed EER in funzione delle T_{evap} e T_{cond} (RSEview)

Un modo per garantire questi minimi ΔT tra mandata e ritorno dell'impianto a pompa di calore in fase di riscaldamento è quello di dimensionare i terminali di emissione (corpi scaldanti) con la minima temperatura di mandata possibile. La scelta più semplice ricade sull'utilizzo di pannelli radianti, che siano a pavimento o a soffitto. I ventilconvettori non si abbinano molto bene alle pompe di calore poiché non è possibile abbassare la temperatura di mandata nelle mezze stagioni a causa della sensazione di aria fredda sulla pelle. I nuovi standard di mercato delle pompe di calore garantiscono una temperatura dell'acqua di riscaldamento fino a 60–65 °C, senza bisogno di supporto di resistenze elettriche, anche con una temperatura esterna molto bassa di -20 °C. Ciò consente di abbattere i costi energetici e integrare anche i radiatori (spesso già presenti nelle abitazioni) tra i possibili terminali di emissione. Le pompe di calore aria-acqua sono inoltre in grado di produrre acqua refrigerata alle temperature normalmente utilizzate negli impianti di raffrescamento. Non vi sono particolari limiti nella scelta progettuale dei sistemi di condizionamento ad acqua associati a queste macchine. I normali impianti di riscaldamento presentano i seguenti vantaggi e svantaggi: (Caleffi, 2021)

- **Radiatori a bassa temperatura:** Sono impianti adattabili dove non è possibile utilizzare i pannelli. Può essere, ad esempio, il caso di ristrutturazioni o di interventi di tipo conservativo. Il principale limite degli impianti a radiatori è dovuto al fatto che per poter funzionare a basse temperature richiedono soluzioni molto ingombranti. Un altro limite è dovuto all'impossibilità di raffrescare coi radiatori. Spesso, infatti, in presenza di una sostituzione di generatore si interviene anche sull'isolamento della struttura disperdente tramite la realizzazione di cappotto termico, coibentazione di tetti e piano pilotis ed eventualmente la sostituzione di serramenti. Solo con questi interventi è

possibile mantenere i radiatori esistenti con l'installazione di una pompa di calore.

- **Pavimento radiante:** Il sistema radiante, che sia a soffitto o a pavimento, rappresenta il connubio migliore con la pompa di calore ed è in grado di rendere l'impianto il più efficace ed economico possibile. La superficie estesa del sistema radiante garantisce il miglior comfort con una temperatura superficiale (e quindi di mandata della pompa di calore) più bassa rispetto a un radiatore. In riscaldamento le temperature tipiche di funzionamento sono tra i 35 e i 40 °C, ma talvolta ci si può spingere anche a temperature più basse infittendo il passo dei pannelli oppure utilizzando uno spessore ridotto del massetto. È possibile mantenere queste temperature di funzionamento solo se l'edificio è ben isolato, in quanto la potenza di emissione di un impianto radiante è legata alla superficie sulla quale è installato. In raffrescamento consente di produrre acqua refrigerata a temperature più prossime a quelle richieste in ambiente. Il raffrescamento radiante, abbinato al relativo sistema di deumidificazione, permette di mantenere una temperatura maggiore in mandata ai terminali (13/15 °C in confronto ai 7/9 °C di un sistema tradizionale). Questo permette una resa maggiore del ciclo frigorifero. I sistemi radianti in raffrescamento hanno però alcune limitazioni, tra cui una bassa potenza specifica, un'elevata inerzia e costi per il sistema di deumidificazione elevati che spesso non lo rendono economicamente vantaggioso.
- **Ventilconvettori:** Il ventilconvettore può svolgere la doppia funzione di riscaldamento e raffrescamento e per questo potrebbe apparentemente risultare l'integrazione ideale alla pompa di calore. Tuttavia, in riscaldamento, i modelli più vecchi, alimentati a 65 °C non possono essere abbinati alle pompe di calore e, quelli attuali con temperatura di mandata tra i 45 e i 55 °C, sacrificano qualche punto di rendimento della macchina soprattutto nella mezza stagione. In raffrescamento sfruttano l'acqua refrigerata per raffrescare e deumidificare in un'unica soluzione. Sono infatti dotati di un'apposita vaschetta che permette di raccogliere il vapore condensato durante la deumidificazione. Lavorano generalmente con una temperatura di mandata di 7 °C; è possibile innalzare le temperature dell'acqua entro un certo limite (fino alla temperatura di rugiada) in modo da garantire comunque una corretta deumidificazione degli ambienti.

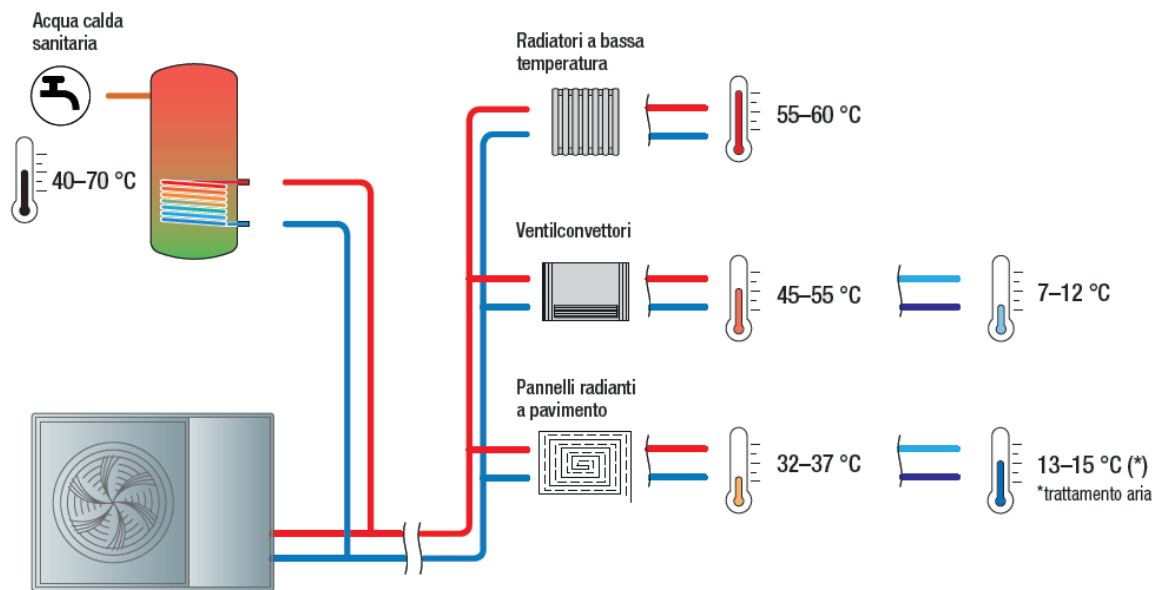


Fig. 31 Riepilogo temperature di esercizio dei terminali (Caleffi, 2021)

c. COP a regime di carico parziale

Le prestazioni delle pompe di calore non dipendono soltanto dalle temperature a cui opera il ciclo ma anche dal fattore di carico con cui la macchina lavora. Le curve di andamento del COP riportate nel grafico (Fig. 30), si riferiscono al funzionamento a pieno carico della pompa di calore, cioè quando la macchina eroga la massima potenza utile come, per esempio, nelle condizioni di temperature esterne più rigide o durante le fasi di avviamento degli impianti: un funzionamento poco rappresentativo delle reali condizioni di lavoro. Durante il normale funzionamento la potenza disponibile della pompa di calore è spesso maggiore della potenza da fornire all'edificio ed è lecito aspettarsi una diminuzione delle prestazioni che la macchina può erogare in continuo. Queste macchine lavorano quindi a carico parziale. Con il termine COP_{px} (COP a carico parziale) possiamo rappresentare meglio il rendimento reale della macchina come:

$$COP_{px} = COP_{max} * f_{CORR} \quad (2.32)$$

dove: $-f_{CORR}$ = fattore correttivo.

$-COP_{max}$ = COP a pieno carico

Il fattore correttivo dipende solo dal fattore di carico della macchina (FC) e non dalle condizioni di funzionamento. Quest'ultimo termine è dato:

$$FC = \frac{\text{Potenza istantanea richiesta}}{\text{Potenza massima erogabile}} \quad (2.33)$$

I grafici (Fig. 33) mostrano l'andamento del fattore di correzione (f_{CORR}) al variare del fattore di carico della macchina (FC), nel caso di macchina modulante ON-OFF oppure modulante.

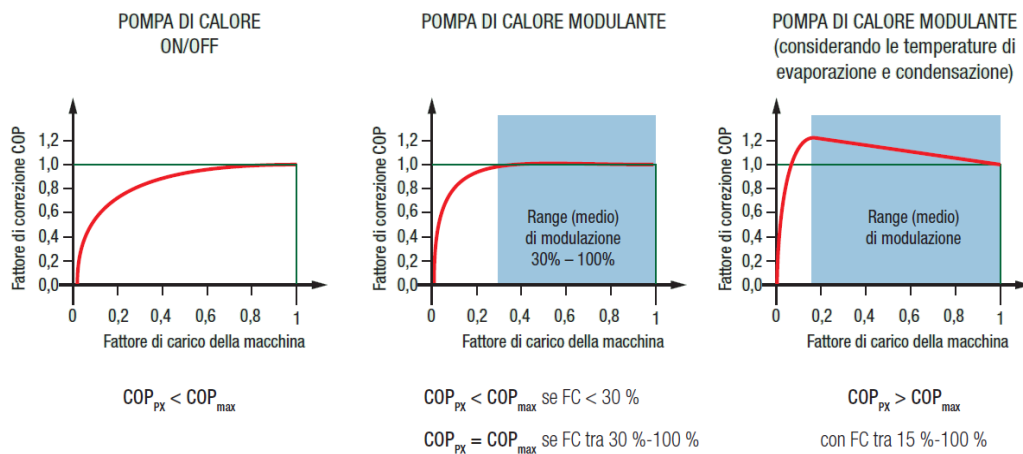


Fig. 32 Esempio di variazione del COP in base al fattore di carico (FC) della pompa di calore (Caleffi, 2021)

I modelli ON-OFF (vecchi modelli) di pompa di calore modulavano la potenza attraverso cicli di accensione e spegnimento. Questi cicli degradavano le prestazioni energetiche della macchina. Ogni accensione comportava perdite dovute all'erogazione delle correnti di spunto dei motori elettrici e per la messa a regime del ciclo frigorifero. Ecco spiegato il motivo per il quale il COP di questa tipologia di pompa di calore è sempre inferiore a 1 (Fig. 33), per qualsiasi fattore di carico della macchina. Il COP a carico parziale risulta sempre ridotto rispetto al COP_{max} .

Le macchine di nuova concezione (modulazione), invece, variano i giri del compressore (mediante inverter) e del ventilatore dello scambiatore esterno per adattarsi a carichi ridotti dell'involucro edilizio. Questo tipo di modulazione permette di ridurre il carico delle macchine fino al valore limite del 25-30% rispetto a quello massimo. Al di sotto di questo valore la pompa di calore, non riuscendo più a modulare, torna a regolare la potenza in modo analogo alle macchine ON-OFF.

Nelle pompe di calore modulanti si può arrivare ad ottenere un andamento del COP con un f_{CORR} superiore a 1, in un campo di modulazione compreso tra il 15 e il 100%. La pompa di calore è influenzata solamente dalle temperature di evaporazione e di condensazione, le quali determinano delle variazioni di pressione del fluido refrigerante che attraversa il compressore, e non dipende dalla temperatura esterna o da quella di ritorno dell'impianto. Quando il salto termico fra refrigerante e temperatura esterna si riduce (in tutte le condizioni di funzionamento a carico parziale), la differenza di pressione tra monte e valle del compressore diminuisce, così come l'assorbimento. In questo frangente la macchina lavora a carico parziale: si riduce la potenza termica emessa ma ancor di più l'assorbimento elettrico. Per questo motivo il COP aumenta.

d. Ciclo di sbrinamento

Altro fattore che influenza le prestazioni delle pompe di calore è rappresentato dai cicli di sbrinamento. Quando una macchina aria-acqua funziona in modalità riscaldamento può capitare che vi sia formazione di brina sulla superficie dello scambiatore esterno (evaporatore) favorito dalle basse temperature che il fluido refrigerante raggiunge (circa 10-15°C in meno) in certe condizioni di funzionamento rispetto all'aria esterna. L'evaporatore sottrae calore all'aria e, nel momento in cui la temperatura scende al di sotto del punto di rugiada, avviene la formazione di condensa dall'aria umida a contatto con lo scambiatore. La condensa, ad una temperatura compresa tra -5°C e +7°C si trasforma in brina: questo fenomeno riduce significativamente la portata d'aria che attraversa la batteria della macchina con conseguenti limitazioni nel funzionamento. Le prestazioni della pompa di calore si riducono notevolmente ma non il suo consumo elettrico in quanto la macchina continua a funzionare. Inoltre, maggiore è l'umidità contenuta nell'aria maggiore è la quantità di condensa che può trasformarsi in brina. Affinché la pompa di calore possa continuare a funzionare in modo efficiente è necessario effettuare regolarmente lo sbrinamento (detto anche "defrost" o "defrosting"). Durante lo sbrinamento il ciclo del refrigerante viene invertito (Fig. 34) temporaneamente attraverso una valvola di inversione di ciclo a quattro vie per forzare il passaggio della PDC dalla modalità riscaldamento a raffrescamento. Questo permette di sottrarre brevemente calore all'acqua dell'impianto per condurlo all'evaporatore (batteria di scambio con aria esterna). Per tale motivo, durante lo sbrinamento è necessario garantire alla pompa di calore una portata minima associata ad un certo contenuto d'acqua dell'impianto. Tali parametri sono

indicati dal produttore. La pompa di calore, per avviare lo sbrinamento, rileva automaticamente lo stato di congelamento della batteria dell'unità esterna mediante:

- 1) un timer che inverte il ciclo a intervalli fissi in base alla temperatura esterna misurata da un sensore;
- 2) un sistema di controllo più raffinato che monitora il flusso e la temperatura dell'aria esterna e le condizioni puntuali dell'evaporatore (stato di congelamento).

Il secondo metodo è quello più efficiente, in quanto consente di evitare sbrinamenti inutili, anche se il primo è di più semplice realizzazione e meno oneroso.

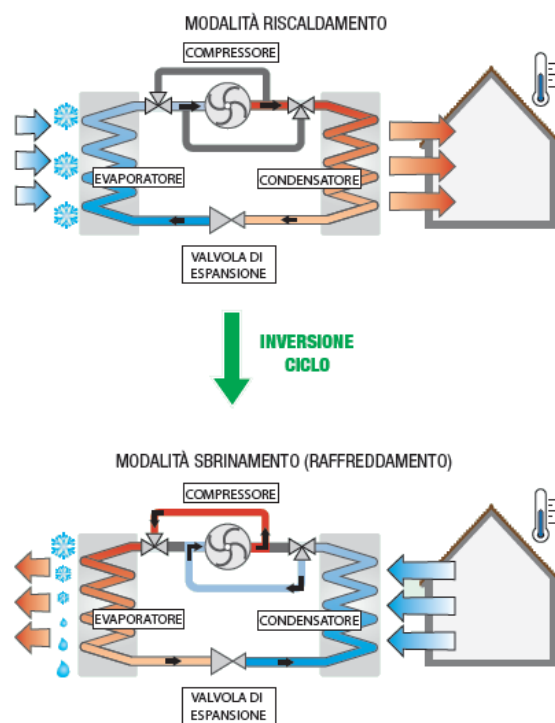


Fig. 33 Ciclo di sbrinamento (Caleffi, 2021)

L'acqua generata dallo scioglimento della brina defluisce dallo scarico disposto sul fondo dell'unità esterna; pertanto, è bene prevenirne il congelamento mediante un sistema di scarico e raccolta delle acque. Come si può vedere dal grafico in basso (Fig.9), lo sbrinamento influisce negativamente sulle prestazioni delle pompe di calore, in quanto parte della potenza sviluppata dal ciclo frigorifero è utilizzata per scongelare la batteria esterna invece che essere trasmessa al fluido. Durante lo sbrinamento si verifica:

- 1) un abbassamento del COP;

2) un calo della potenza termica emessa.

Tali fenomeni sono tanto più evidenti quanto più sono frequenti le condizioni che determinano la formazione di ghiaccio sullo scambiatore esterno (temperature esterne basse ed umidità assoluta alta). La combinazione peggiore di questi due fattori (Fig.9) si riscontra in un range di temperature comprese tra -4°C e $+4^{\circ}\text{C}$.

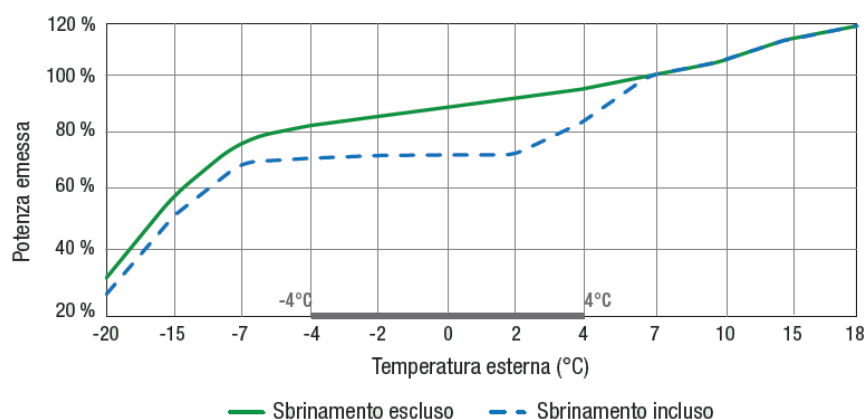


Fig. 34 Potenza emessa dalla pompa di calore in funzione della T esterna (Caleffi, 2021)

Come si può intuire il fenomeno dello sbrinamento dipende unicamente dalle condizioni termo-igrometriche dell'aria esterna e non può essere contrastato. Nella scelta e nel dimensionamento di queste macchine si deve quindi tener conto di questo fenomeno soprattutto quando la temperatura di progetto dell'aria esterna ricade nel campo (Fig. 9) maggiormente interessato da questo fenomeno. Chiaramente durante gli sbrinamenti la macchina non produrrà calore per riscaldare l'ambiente interno.

L'energia termica necessaria allo sbrinamento a seconda della tipologia impiantistica che si adotta può essere sottratta o dal circuito di riscaldamento (impianto radiante a pavimento) che va verso l'utenza oppure da un serbatoio tampone (impianto a ventilconvettore).

- Nel primo caso si parla di impianti ad elevata inerzia termica (Fig.10) ossia di impianti dove la momentanea interruzione di acqua calda non danneggia il confort interno in quanto il sistema non disperde velocemente calore se abbinato a una corretta coibentazione dell'edificio. Come si vede in figura lo sbrinamento preleva il calore dall'impianto radiante a pavimento per una durata di 8-10 min.

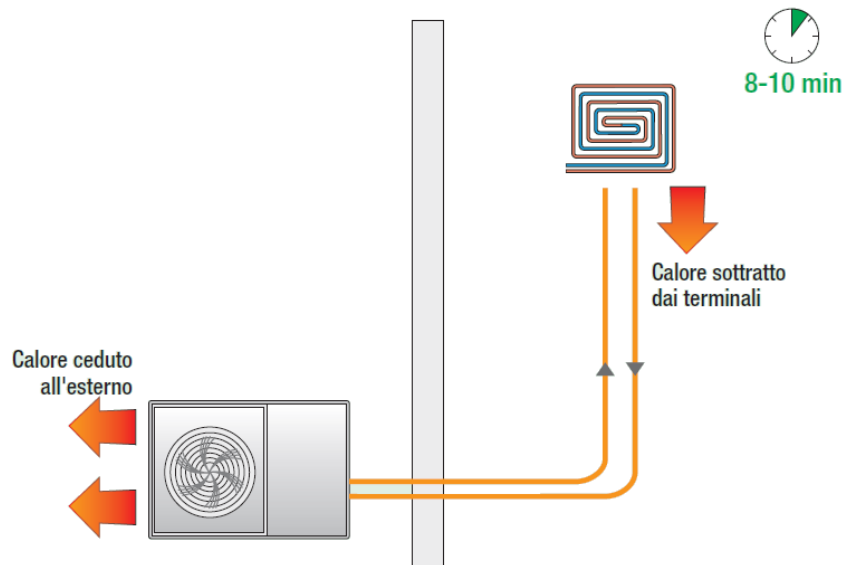


Fig. 35 Impianto ad elevata inerzia (Caleffi, 2021)

- Nel secondo caso si parla di impianti a bassa inerzia termica ossia di impianti dove l'interruzione di acqua calda produce disagio agli utenti interni in quanto il sistema si raffredda velocemente, come ad esempio accade con gli impianti a ventilconvettori. Con questa tipologia impiantistica è necessario separare il circuito primario (quello della pompa di calore) dal circuito secondario (quello verso le utenze) per mezzo di una valvola di by-pass oppure di un separatore idraulico (Fig. 37). Se si utilizza la valvola di by-pass è fondamentale inserire un accumulo tampone sul ritorno del circuito primario. In alternativa è possibile collegare il volano termico come separatore idraulico. Quest'ultima soluzione permette un riscaldamento continuo degli ambienti in modalità sbrinamento grazie al calore accumulato

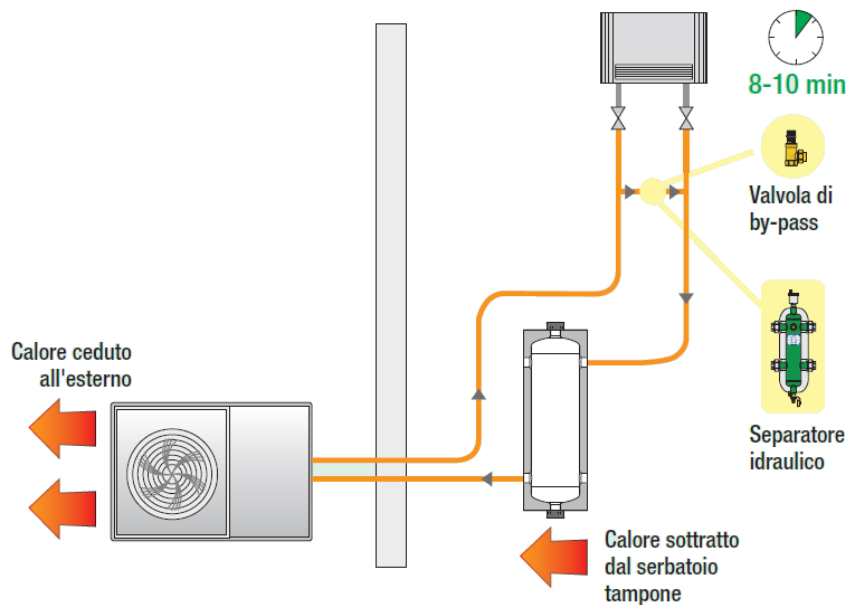


Fig.36 Impianto a bassa inerzia (Caleffi, 2021)

2.2.3.3. Coefficienti di prestazione delle pompe di calore

Tuttavia, i valori appena visti di COP ed EER sono poco rappresentativi delle effettive condizioni di funzionamento delle PDC durante il loro esercizio in un'intera stagione di riscaldamento e di raffrescamento. Per questo vengono valutati indici stagionali, che considerano sia la temperatura della sorgente termica, sia il fattore di carico della macchina. Per questi indici si suole anteporre una "S", con il significato di seasonal, agli indicatori COP ed EER (SCOP e SEER). (Caleffi, 2021)

a. Il coefficiente di prestazione stagionale invernale (SCOP) ed estivo (SEER)

L'ampia variabilità dei parametri di efficienza delle pompe di calore aria-acqua e la sempre maggiore attenzione rispetto ai temi di risparmio energetico hanno fatto sì che, oltre al valore puntuale di COP, venisse introdotto e riportato in documentazione tecnica da parte dei produttori un altro indice detto SCOP (Seasonal Coefficient of Performance), definito dalla EN 14825. Questo indicatore è una media pesata dei valori di COP e risulta maggiormente rappresentativo in quanto fa riferimento alle condizioni operative nel corso di una stagione di riscaldamento. Integra le prestazioni della pompa di calore in funzionamento a carico parziale, per diverse temperature esterne sulla base dei dati climatici riferiti a tre zone differenti. Il valore SCOP descrive quanta energia termica viene generata in un anno da un impianto, in rapporto all'impiego di energia elettrica. Rappresenta quindi un valore più significativo rispetto al COP circa

l'efficienza delle PDC aria-acqua in quanto tiene conto delle condizioni climatiche esterne. Tuttavia, il valore SCOP non può ancora essere considerato affidabile poiché il reale rendimento dipende anche dalla temperatura di mandata, dalla tipologia di impianto collegato e dal tipo di regolazione e conduzione dell'impianto. Ad esempio, a parità di PDC, un impianto radiante progettato per funzionare a bassa temperatura di mandata ha un'efficienza migliore e consumi energetici minori rispetto ad un impianto a ventilconvettori con temperature di mandata più elevate. Allo stesso modo, una regolazione di tipo climatico consente di ottenere un'efficienza migliore rispetto allo stesso impianto regolato a punto fisso. Per i motivi elencati è necessario affidarsi ad un altro indicatore più realistico: il $COP_{MEDI0\ EFFETTIVO}$.

Così come lo SCOP rappresenta il rapporto tra l'energia resa e l'energia elettrica consumata nel periodo di riscaldamento, allo stesso modo l'efficienza stagionale di una pompa di calore durante il funzionamento in raffrescamento è misurata dall'indice "SEER" (Seasonal Energy Efficiency Ratio).

b. Il COP medio effettivo

Il rendimento reale di una pompa di calore, inserita in uno specifico impianto dotato di regolazione, può essere calcolato tramite procedimenti laboriosi od opportuni software di calcolo e riassunto in un coefficiente medio di efficienza che chiameremo $COP_{MEDI0\ EFFETTIVO}$. Questo valore può scostarsi, anche in modo significativo, da COP e SCOP caratteristici della pompa di calore. In Figura 38 è rappresentato un esempio di andamento reale del COP di una pompa di calore aria-acqua. La linea rossa orizzontale rappresenta la media pesata di ogni punto di funzionamento della macchina e, quindi, il $COP_{MEDI0\ EFFETTIVO}$.

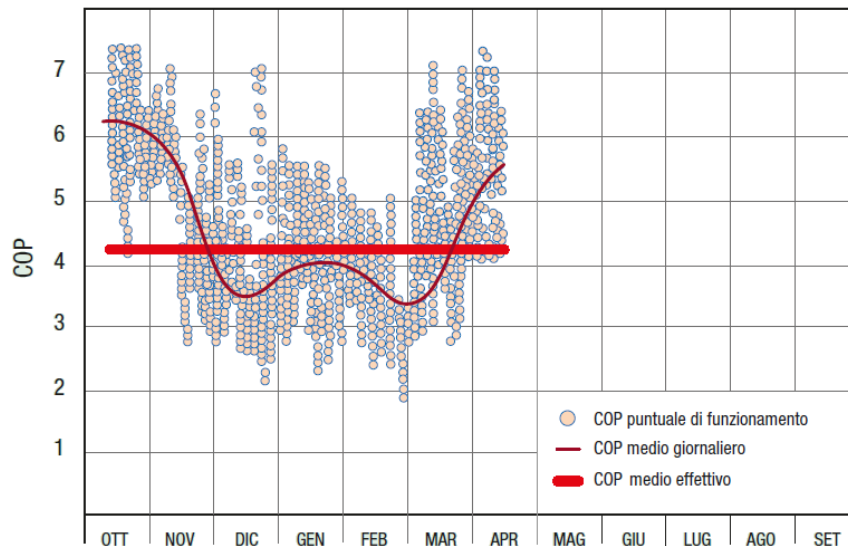


Fig. 37 Calcolo del COP nelle condizioni effettive di funzionamento (Caleffi, 2021)

2.2.3.4. Classificazione delle pompe di calore in base al tipo di sorgente termica

Le sorgenti fredde (o sorgenti esterne) possono essere: l'aria, esterna o in alcuni casi aria di recupero (espulsa da impianti di ventilazione o circuiti di raffreddamento industriale), l'acqua, che può essere superficiale, di falda o derivata da circuiti dedicati come anelli di condensazione, oppure la terra, dove il calore viene assorbito tramite appositi scambiatori detti sonde geotermiche. Le sorgenti calde (cioè il fluido dell'impianto o sorgenti interne) possono essere: l'aria, quando la pompa di calore riscalda direttamente l'aria degli ambienti (in questi casi si parla di sistemi a espansione diretta), oppure l'acqua, quando la pompa di calore riscalda l'acqua utilizzata come fluido vettore nei circuiti di riscaldamento e anche quella per la produzione di acqua calda sanitaria. (Caleffi, 2021)

a. Pompe di calore aria-aria

Queste pompe di calore (Fig. 39) dette anche ad espansione diretta (in quanto lo scambio avviene con il gas refrigerante) sono dotate di scambiatori aria/gas refrigerante. La sorgente fredda è a temperatura variabile, essendo aria esterna è sempre disponibile. Essendo esposte a temperature esterne molto basse, necessitano di periodici cicli di sbrinamento (Par. 2.2.3.2-d). Ne esistono di due tecnologie:

- **Split:** l'evaporatore a contatto con il pozzo freddo e gli altri componenti del circuito frigorifero (vaso di espansione, scambiatore di calore, valvola di espansione e compressore) che cambiano in base al tipo di tecnologia utilizzata si trovano all'esterno. Mentre lo scambiatore, in questo caso il condensatore, verso il pozzo caldo è posizionato all'interno degli ambienti da riscaldare. I due scambiatori sono collegati mediante le tubazioni contenenti il gas refrigerante.
- **Rooftop:** tutto il circuito frigorifero è in un'unica macchina e l'aria viene convogliata all'interno delle abitazioni mediante unità interne di tipo canalizzato.

Generalmente gli impianti aria-aria per piccoli ambienti residenziali e commerciali sono di tipo split, poiché il circuito frigorifero presenta costi e ingombri ridotti. I sistemi rooftop sono invece più utilizzati nei centri commerciali, teatri e ambienti produttivi dove c'è la possibilità di realizzare le canalizzazioni necessarie.

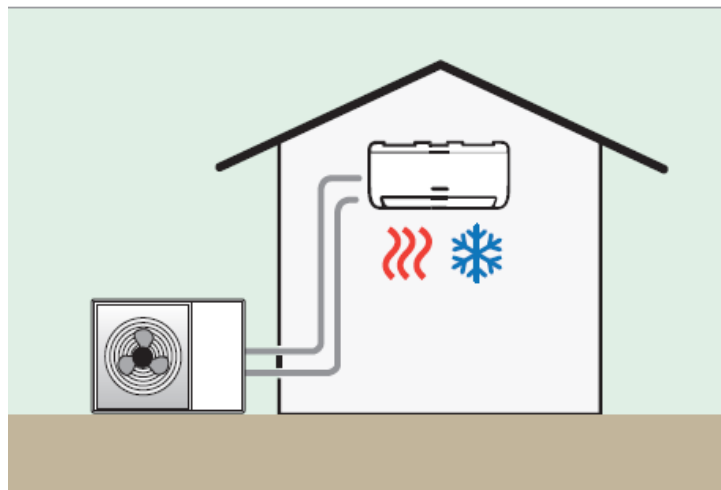


Fig. 38 Pompa di calore aria-aria (Caleffi, 2021)

b. Pompa di calore acqua-aria

L'acqua di falda è normalmente disponibile (nel corso di tutto l'anno) a temperature variabili da 8 a 12°C. Questa tipologia di pompa di calore utilizza appunto come sorgente fredda l'acqua presente nel sottosuolo, prelevata attraverso dei pozzi, e come sorgente calda appositi circuiti idraulici, come ad esempio gli anelli di condensazione. Viene di solito posizionata in copertura (rooftop) ma, in casi particolari, per motivi di spazio o estetici, può essere posizionata internamente e associata agli split. Queste tipologie sono poco utilizzate poiché richiedono la realizzazione dei pozzi

di prelievo dell'acqua della sorgente fredda, soggetti ad analisi geologiche e permessi di captazione.

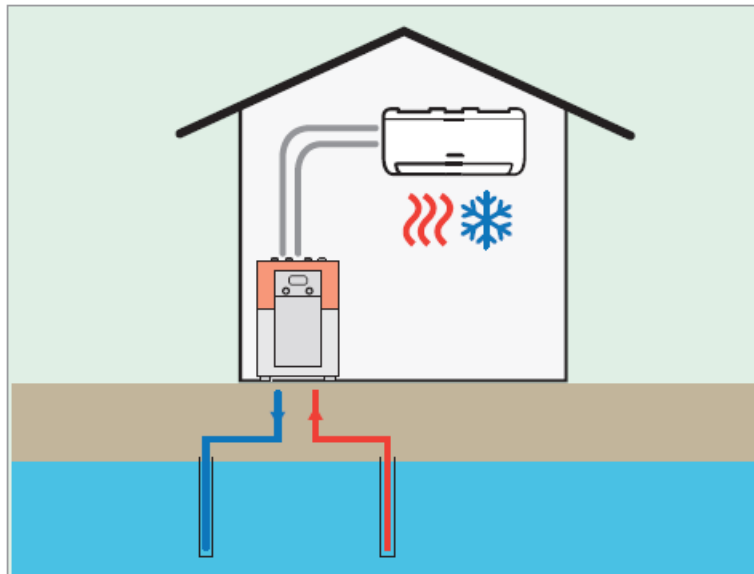


Fig. 39 Pompa di calore acqua-aria (Caleffi, 2021)

c. Pompa di calore acqua-acqua

Presentano entrambi gli scambi di calore delle sorgenti fredda e calda con acqua. Il lato freddo sottrae energia all'acqua che generalmente è prelevata dalle falde nel sottosuolo (in questo caso si parla di pompa di calore geotermiche ad acqua di falda) oppure dalle acque superficiali come laghi, fiumi o mare. Il lato caldo è utilizzato come generatore di calore nei tradizionali impianti ad acqua. La stabilità di funzionamento e gli ottimi rendimenti sono i vantaggi di queste macchine. Inoltre, possono sviluppare grandi potenze in spazi relativamente ridotti. Il loro limite è dato dalla presenza o meno di acqua sfruttabile ai fini termici e dai permessi relativi. Esistono anche applicazioni limitate dove queste macchine sono sfruttate per recuperare calore come, ad esempio, i circuiti di raffreddamento dei processi industriali.

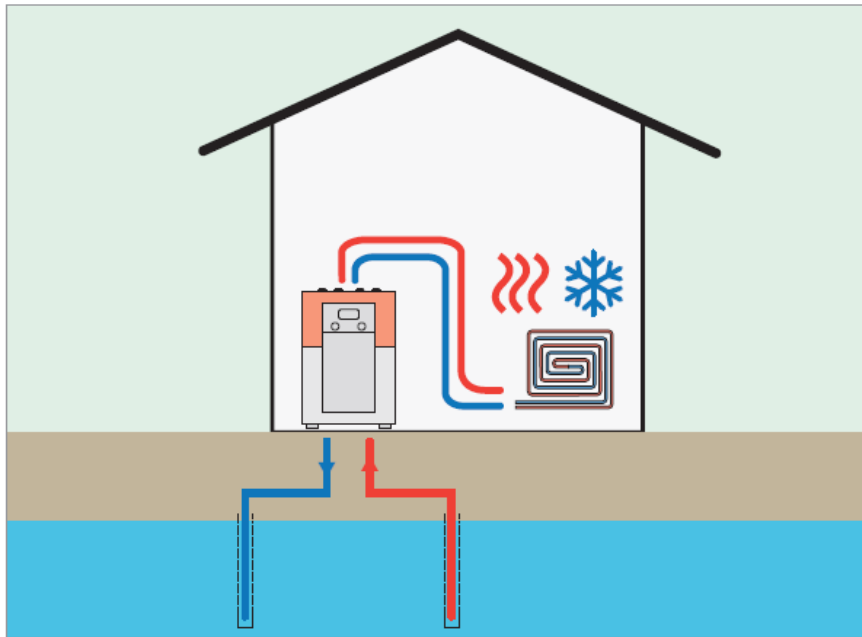


Fig. 40 Pompa di calore acqua-acqua (Caleffi, 2021)

d. Pompa di calore terra-acqua

Sono pompe di calore acqua-acqua, chiamate anche pompe di calore geotermiche, dove l'acqua della sorgente fredda è utilizzata come fluido intermedio per scambiare calore con il terreno. Gli scambiatori sono costituiti da tubazioni in materiale plastico annegate nel terreno chiamate "sonde geotermiche": si estendono in profondità (sonde verticali) oppure sfruttano la superficie (sonde orizzontali). Le pompe di calore geotermiche, come le acqua-acqua, funzionano in condizioni di scambio termico stabile con la sorgente fredda e, pertanto, non necessitano di cicli di sbrinamento. Non necessitano di disponibilità di acqua di scambio, a differenza delle macchine acqua-acqua. I costi per la realizzazione delle sonde sono molto alti.

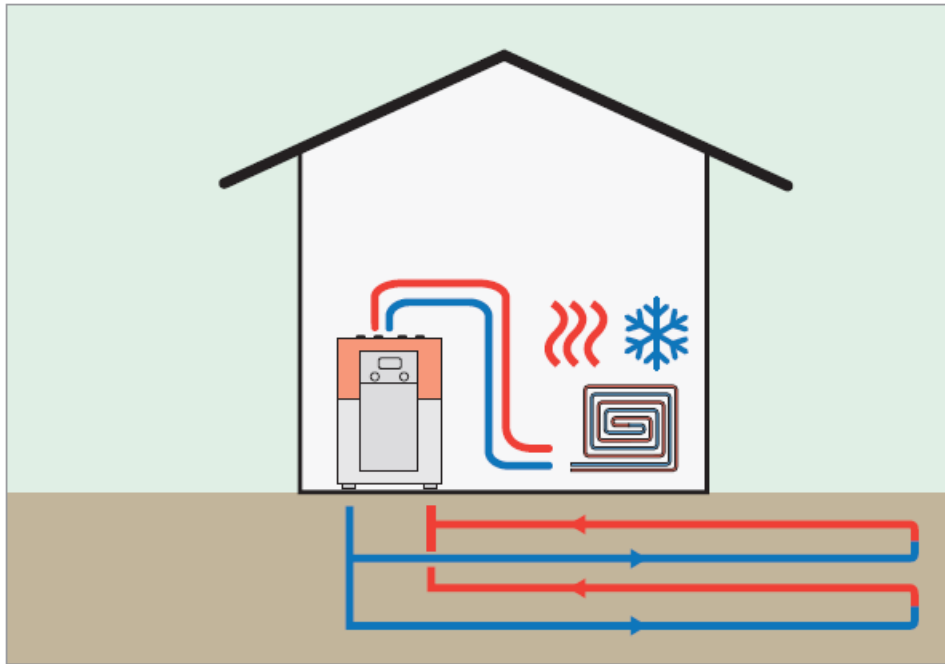


Fig. 41 Pompa di calore terra-acqua (Caleffi, 2021)

e. Pompa di calore aria-acqua

Infine, quest'ultima tecnologia a pompa di calore aria-acqua permette di estrarre l'energia gratuita presente nell'aria e trasferirla all'acqua sotto forma di calore. A differenza delle pompe di calore aria-aria, la produzione di acqua tecnica (che viene utilizzata poi per riscaldare l'acqua sanitaria) al servizio di un impianto idronico garantisce un'ampia versatilità in termini di soluzioni impiantistiche. È dunque possibile impiegare le pompe di calore aria-acqua sia nel settore residenziale (con radiatori, ventilconvettori, pavimento radiante, ecc.) sia nel settore terziario e industriale (con batterie idroniche al servizio delle unità di trattamento aria). L'elevata applicabilità impiantistica permette inoltre di mantenere il sistema di distribuzione esistente (e talvolta anche il sistema di emissione esistente) negli impianti originariamente dotati di generatori a gas senza dover riqualificare l'intero impianto. Le limitazioni sono legate alla variabilità della potenza e del rendimento e, soprattutto, alle temperature di mandata.

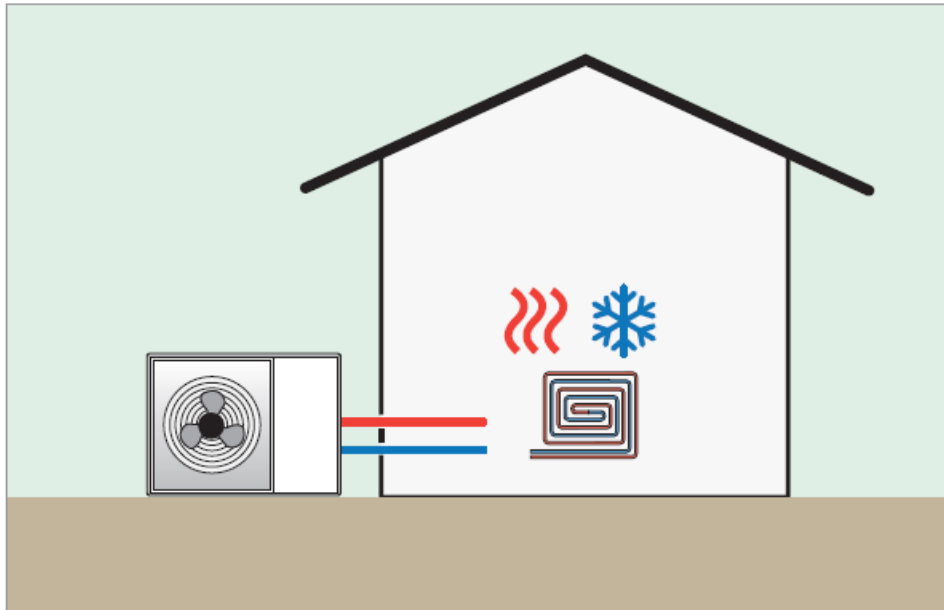


Fig. 42 Pompa di calore aria-acqua (Caleffi, 2021)

Questa tipologia di pompa di calore è la più utilizzata per il riscaldamento domestico e residenziale. La loro maggiore diffusione rispetto agli altri sistemi a ciclo frigorifero è dovuta, principalmente, ai seguenti motivi:

- **Versatilità:** possono essere collegate ai sistemi di distribuzione idronici tradizionali, sia di nuova realizzazione sia esistenti. Lo sfruttamento dell'aria come sorgente fredda le rende utilizzabili in ogni contesto dove sia possibile installare un'unità esterna o realizzare opportune canalizzazioni dell'aria.
- **Costi contenuti:** rispetto ad altre tipologie di PDC hanno il costo di installazione minore in quanto non necessitano di impianti ausiliari complessi come le opere di presa e restituzione di acqua, pozzi o sonde geotermiche.
- **Continua evoluzione tecnica:** negli ultimi anni hanno avuto le maggiori innovazioni tecniche; gestione della potenza erogata ottimizzata per un rendimento maggiore (compressore con tecnologia inverter), aumento della temperatura massima raggiunta e migliore affidabilità.

Tuttavia, queste macchine presentano alcune limitazioni:

- **Elevati consumi elettrici di picco:** il dimensionamento è, di solito, legato alle condizioni più sfavorevoli (bassa temperatura dell'aria esterna) che porta ad un sovradimensionamento e soprattutto a consumi elettrici di picco maggiori rispetto ad altre tipologie di pompe di calore. Pertanto, in genere, è richiesta maggiore potenza elettrica rispetto alle pompe di calore equivalenti che sfruttano altre tecnologie.

- **Cicli di sbrinamento indispensabili:** in certe condizioni l'umidità presente nell'aria esterna congela sullo scambiatore (evaporatore) della macchina compromettendone lo scambio termico e il regolare funzionamento. Per ripristinare il normale funzionamento, si eseguono inversioni di ciclo che scaldano lo scambiatore e sciolgono lo strato di ghiaccio depositato. Questi cicli comportano un dispendio di energia a scapito del rendimento e dei costi (Par. 2.2.3.2-d)
- **Rendimento influenzato da temperatura di aria e acqua:** il rendimento e le spese di gestione delle pompe di calore aria-acqua dipendono dalla temperatura alla quale viene prodotta l'acqua calda in mandata all'impianto e dalla temperatura dell'aria esterna. Una progettazione non attenta degli impianti associati a queste macchine o un'errata regolazione possono comportare consumi elevati (Par. 2.2.3.8)
- **Rumorosità:** le unità esterne necessitano di uno spazio idoneo che garantisca un corretto ricambio d'aria. Inoltre, la rumorosità di queste unità deve essere opportunamente valutata e, in alcuni casi, è necessario prevedere opportuni accorgimenti di schermatura acustica.



Fig. 43 Vantaggi e svantaggi nell'utilizzo di pompe di calore aria-acqua rispetto agli altri sistemi a ciclo frigorifero (Caleffi, 2021)

2.2.3.5. Tipologie di pompe di calore aria-acqua

a. Pompa di calore monoblocco da esterno

La pompa di calore monoblocco è costituita da un'unica apparecchiatura che contiene tutti gli elementi del circuito frigorifero al suo interno: lo scambiatore a piastre acqua/refrigerante, il compressore, la valvola di espansione e il ventilatore che permette lo scambio termico aria/refrigerante nell'evaporatore. Possono essere integrati nella macchina alcuni elementi del circuito idraulico come il circolatore, il flussostato, il vaso di espansione, la valvola sfogo aria e la valvola di sicurezza. L'unità, collocata all'esterno, è collegata direttamente all'impianto attraverso le tubazioni che convogliano l'acqua tecnica dalla macchina all'edificio. La macchina monoblocco risulta vantaggiosa in tutte quelle situazioni in cui è necessario risparmiare spazio tecnico all'interno degli edifici.

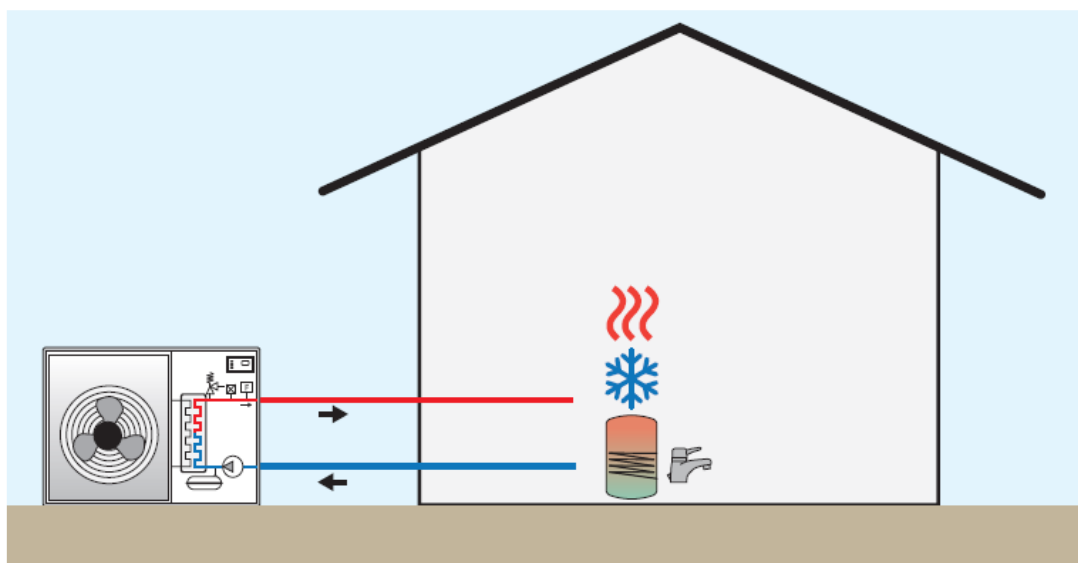


Fig. 44 Pompa di calore monoblocco (Caleffi, 2021)

Pro:

- 1) macchina compatta: nessun ingombro nel locale tecnico interno;
- 2) facile realizzazione impianto: connessioni idroniche in uscita dalla macchina;
- 3) circuito del refrigerante sigillato di fabbrica: riduzione del rischio di perdite di refrigerante.

Contro:

- 1) possibile gelo delle tubazioni esterne in determinate condizioni;

- 2) ingombro esterno;
- 3) rumorosità esterna.

b. Pompa di calore monoblocco da interno

È una pompa di calore monoblocco che dispone di ventilatori (sullo scambiatore dell'aria) con una prevalenza tale da poter essere canalizzata. Alcuni modelli possono essere canalizzati sia sulla ripresa sia sulla mandata; in altri, invece, si canalizza solo l'espulsione riprendendo l'aria dall'ambiente dove sono installate. Questi ambienti devono essere dotati di opportune aperture per garantire il giusto apporto dell'aria di rinnovo utilizzata dalla macchina. Vengono impiegate dove non è possibile installare le unità esterne principalmente per motivi estetici.

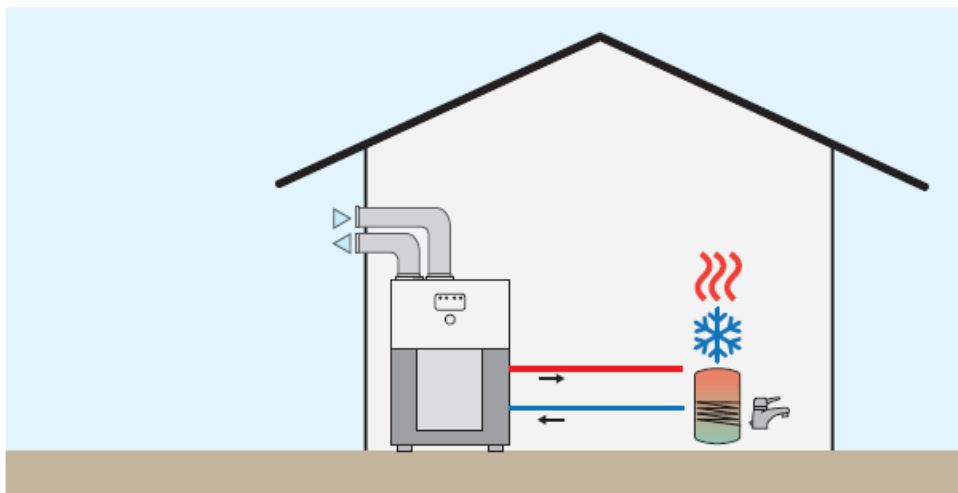


Fig. 45 pompa di calore monoblocco da interno (Caleffi, 2021)

Pro:

- 1) minimo impatto estetico esterno;
- 2) facile realizzazione impianto: connessioni idroniche in uscita dalla macchina;
- 3) circuito del refrigerante sigillato di fabbrica: riduzione del rischio di perdite di refrigerante;
- 4) nessun pericolo gelo tubazioni.

Contro:

- 1) elevato ingombro interno;
- 2) maggiori costi dovuti alle canalizzazioni e alle griglie di mandata e ripresa;
- 3) rumorosità interna.

c. Pompe di calore bi-bloc

La pompa di calore split (dall'inglese "divisa") è, diversamente dalla monoblocco, composta da un modulo idronico collocato all'interno dell'edificio e da un'unità esterna che scambia calore con l'aria. I componenti principali che caratterizzano l'unità interna sono: lo scambiatore a piastre acqua/refrigerante, il circolatore per il circuito primario, il flussostato, il vaso di espansione, la valvola sfogo aria e la valvola di sicurezza. Nell'unità esterna rimangono invece il compressore, la valvola di espansione e il ventilatore che scambia calore con il fluido refrigerante, per mezzo dell'aria esterna. Il collegamento termico tra le due unità è realizzato mediante delle tubazioni di refrigerante ad alta pressione.

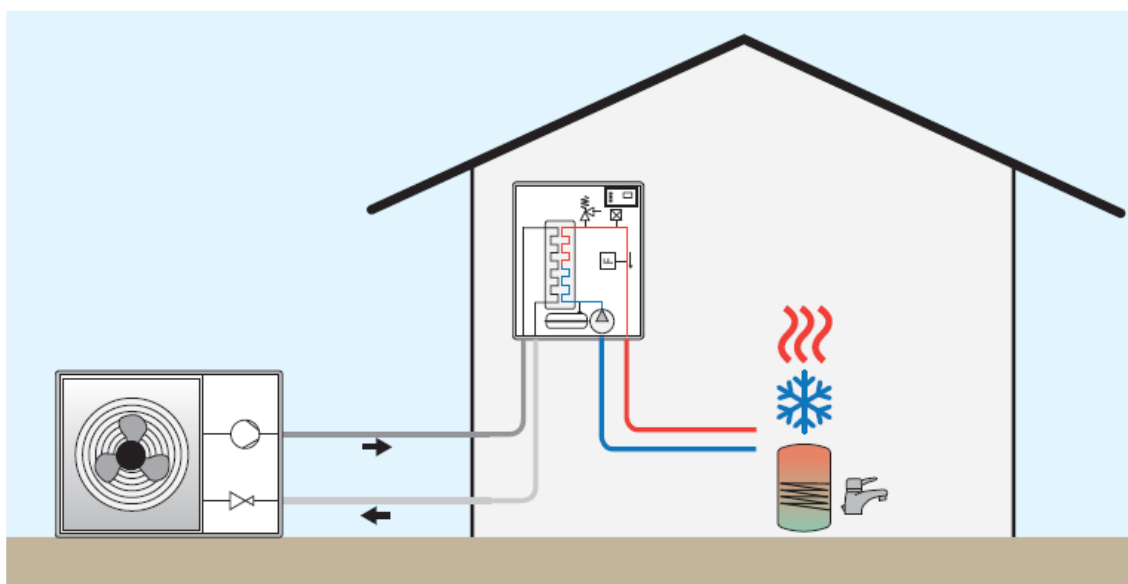


Fig. 46 Pompa di calore bi-bloc (Caleffi, 2021)

Pro:

- 1) no, pericolo gelo delle tubazioni: no connessioni esterne idroniche;
- 2) maggiore protezione componenti idronici ed elettrici poiché integrati di fabbrica nell'unità interna.

Contro:

- 1) ingombro interno ed esterno;
- 2) necessità di tecnico qualificato per collegamento tubazioni se il gas refrigerante è di tipo fluorurato (F-GAS);
- 3) distanza limitata tra unità esterna e unità interna;
- 4) rumorosità esterna.

d. Pompe di calore con modulo hydrosplit

La pompa di calore hydrosplit è concettualmente assimilabile ad una PdC monoblocco associata a un modulo interno idronico (caldaia) che integra tutti i componenti idraulici ed elettronici della macchina in modo tale da convogliarli in un unico luogo e renderli accessibili più facilmente alla manutenzione. Tali componenti risultano anche maggiormente protetti rispetto a un posizionamento esterno. Il collegamento tra le due unità è realizzato attraverso tubazioni idroniche.

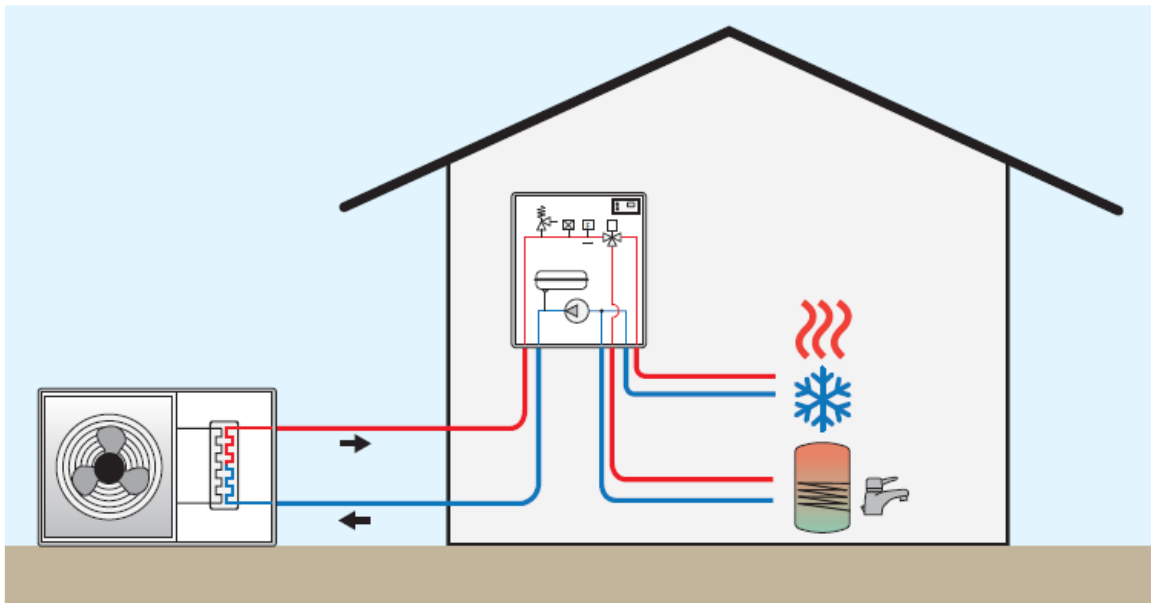


Fig. 47 Pompa di calore hydrosplit (Caleffi, 2021)

Pro:

- 1) circuito del refrigerante sigillato: riduzione del rischio di perdite di refrigerante;
- 2) maggiore protezione componenti idronici ed elettrici poiché integrati di fabbrica nell'unità interna.

Contro:

- 1) ingombro interno ed esterno;
- 2) distanza limitata tra unità esterna e unità interna;
- 3) possibile gelo delle tubazioni esterne in determinate condizioni;
- 4) rumorosità esterna.

2.2.3.6. La produzione di acqua calda sanitaria

Le pompe di calore in genere non hanno sufficienti potenze per la produzione istantanea di acqua calda sanitaria. Per questo motivo, la produzione deve avvenire tramite sistemi ad accumulo. Poiché la temperatura in mandata durante la produzione di acqua calda sanitaria non può essere troppo alta, sia per limiti fisici sia per evitare rendimenti troppo bassi, occorre prestare particolare attenzione nella progettazione. Un bollitore per ACS dimensionato per una pompa di calore richiede volumi più grandi e superfici di scambio maggiori rispetto alla caldaia. Inoltre, deve essere in grado di soddisfare l'intero fabbisogno di acqua calda sanitaria nel periodo di punta, poiché la ricarica dell'accumulo richiede tempi relativamente lunghi a causa della limitata potenza disponibile. Il volume di acqua stoccata deve essere abbondante per permettere di accumulare acqua ad una temperatura compresa tra i 45 °C e i 50 °C. Tuttavia, ogni grado in più di temperatura richiesto alla pompa di calore ne riduce l'efficienza di circa il 3 %. Lo scambiatore deve essere sovradimensionato rispetto ad uno abbinato a caldaia, per limitare la differenza tra la temperatura dell'ACS e quella dell'acqua tecnica. Inoltre, scambiatori di piccole dimensioni allungano i tempi di messa a regime del bollitore, sottraendo per un tempo maggiore la macchina alla funzione di riscaldamento. L'accumulo deve essere dotato di un buon isolamento per ridurre il più possibile le perdite termiche e assicurare alti risparmi sui costi di gestione. Il bollitore è, in genere, a serpentino immerso e con superficie di scambio maggiorata. Tale sistema può riscaldare il serbatoio dell'acqua calda sanitaria fino a temperature di comfort con il solo funzionamento della macchina, oppure mediante l'ausilio di un riscaldatore elettrico di riserva, per raggiungere temperature più elevate. Il bollitore può essere esterno (Fig. 50) oppure integrato (Fig. 49) nei moduli delle PDC. (Caleffi, 2021)

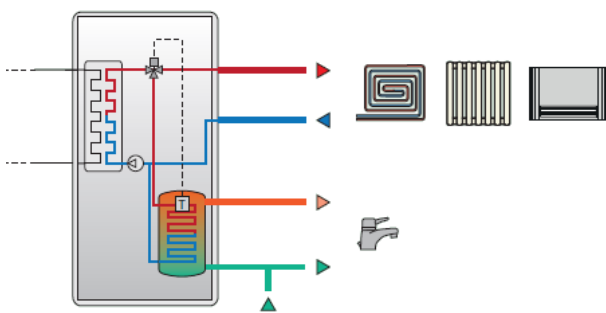


Fig. 48 Bollitore ACS integrato (Caleffi, 2021)

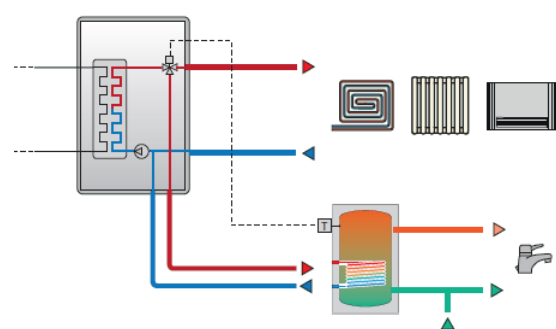


Fig. 49 Bollitore ACS esterno (Caleffi, 2021)

Esistono anche modelli di pompa di calore che, per ottimizzare maggiormente lo scambio termico, utilizzano un accumulo tecnico ed uno scambiatore esterno a piastre (Fig. 51) per la produzione istantanea di acqua calda sanitaria. Il calore non viene immagazzinato nell'acqua potabile ma in un serbatoio di acqua tecnica in cui la stratificazione delle temperature garantisce la produzione di ACS. Con questa soluzione l'acqua potabile viene riscaldata istantaneamente attraverso uno scambiatore di calore in acciaio inox restando igienicamente incontaminata.

La produzione di ACS avviene deviando l'acqua dall'impianto tramite una valvola a tre vie (Fig. 51). Il comando di quest'ultima è affidato alla pompa di calore in quanto la macchina, oltre ad operare lo scambio, deve innalzare la sua temperatura di mandata ed invertire il ciclo nel caso stia producendo acqua refrigerata. Quando la produzione di ACS è affidata ad un bollitore esterno la deviazione può essere realizzata da una valvola a 3 vie, interna alla macchina oppure esterna (fig. 38). In ogni caso, la valvola viene controllata dall'elettronica della pompa di calore che rileva la temperatura del bollitore tramite un'opportuna sonda.

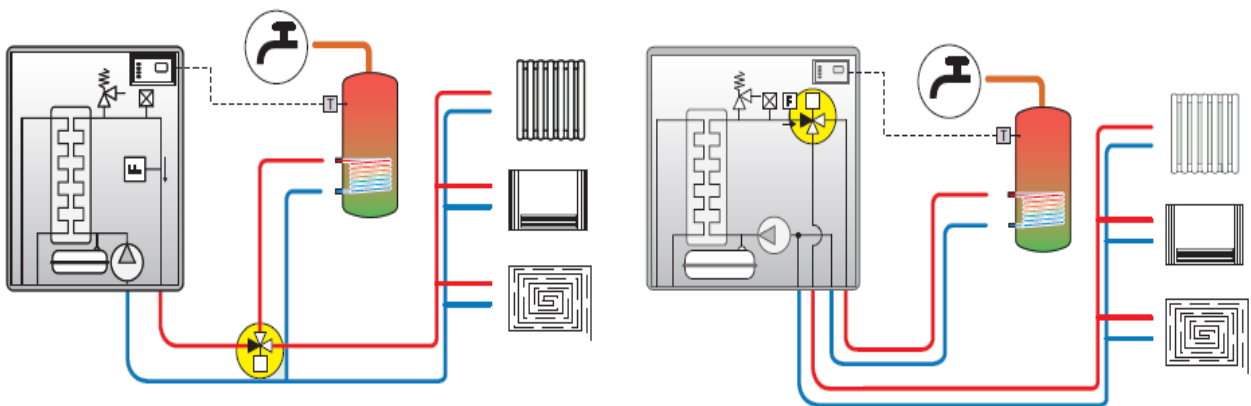


Fig. 50 Produzione ACS con bollitore esterno. A sx: valvola a 3 vie esterna alla macchina e a dx: valvola a 3 vie interna alla macchina (Caleffi, 2021)

Infine, in alcune applicazioni è conveniente mantenere la produzione dell'ACS separata da quella del riscaldamento. Questo può avvenire: nelle ristrutturazioni (dove si è vincolati da una distribuzione esistente dell'ACS), negli impianti centralizzati con produzione autonoma dell'acqua sanitaria oppure in impianti a PDC (ad esempio aria-aria) senza produzione di ACS. In questi casi esistono dei bollitori a pompa (Fig. 52) di calore aria-acqua. Essi possono funzionare per mezzo di due condotti verso l'esterno (ripresa ed espulsione aria) oppure sfruttando l'aria ambiente come ripresa per poi scaricarla, attraverso un condotto, all'esterno. Esistono anche modelli provvisti di unità esterna e interna (a due sezioni). Il bollitore a pompa di calore aria-acqua, sebbene

presenti un costo di acquisto superiore, permette di evitare la commutazione da freddo a caldo, durante la funzione di raffreddamento, aumentando così la resa della macchina.

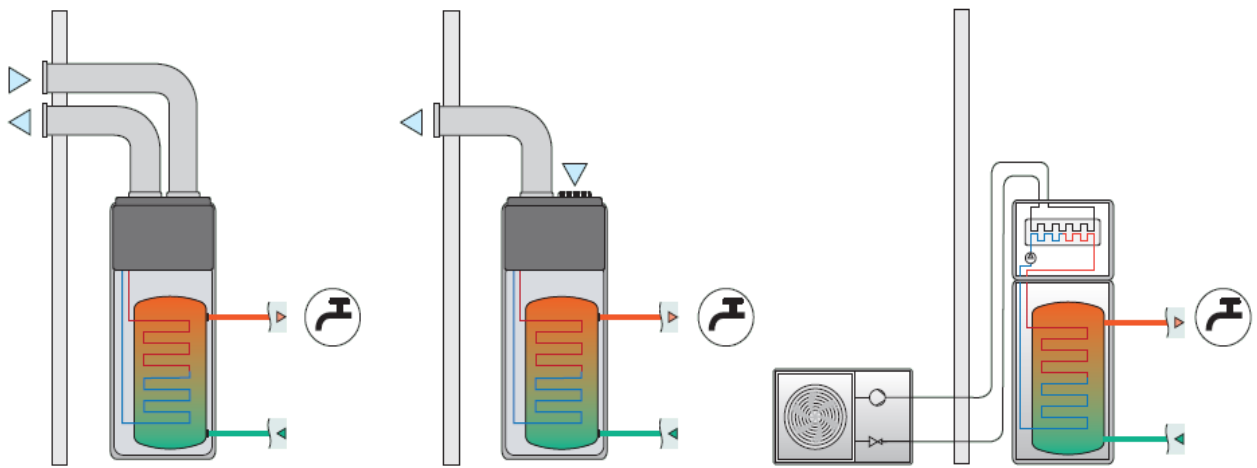


Fig. 51 Bollitori ACS a pompa di calore. A sx: ripresa ed espulsione esterne. Al centro: ripresa interna ed espulsione esterna. A dx: unità esterna e interna

2.2.3.7. La protezione antilegionella negli impianti a pompa di calore

I serbatoi di accumulo che vengono utilizzati per la produzione di ACS sono però soggetti alla formazione del batterio della legionella. Il batterio della Legionella sopravvive e prolifica in acqua tra i 20 e i 45 °C circa. Al di sotto dei 20 °C sopravvive in forma non attiva. Oltre i 50 °C non vi è alcun pericolo che si sviluppi la Legionella, anzi la sua eliminazione avviene nel giro di un paio di ore. Oltre i 60 °C si ha la morte del batterio in due minuti, mentre al di sopra dei 70 °C è istantanea. Per non incorrere nel problema di questo batterio Rotex ha sviluppato un apposito accumulatore (Fig. 53) (Rotex)

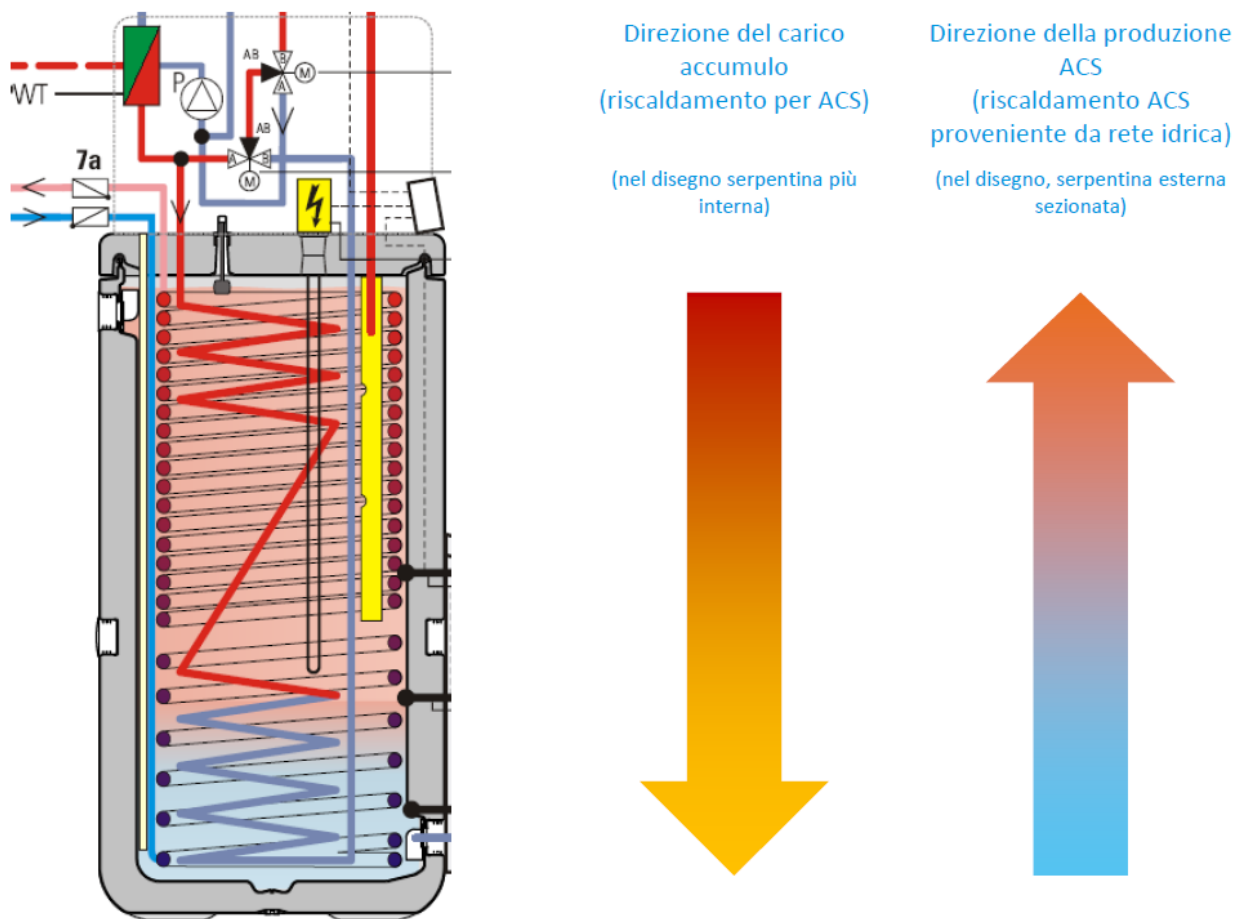


Fig. 52 Schema funzionamento produzione ACS (Rotex)

Questo tipo di accumulo termico consiste nel separare l'acqua destinata all'uso sanitario da quella presente nell'accumulo definita acqua tecnica: quest'acqua "immagazzina" l'energia e la restituisce in un secondo momento per riscaldare l'acqua calda sanitaria. L'acqua sanitaria proveniente dalla rete idrica arriva dal punto più

basso dell'accumulatore in uno scambiatore tubolare in acciaio inox a forma di spirale (serpentina più esterna) che porta l'acqua verso l'alto riscaldandola secondo il principio dello scaldacqua istantaneo. È quindi indispensabile garantire in questi sistemi termici che l'accumulo presenti la massima stratificazione possibile delle temperature resa possibile dal fatto che l'acqua calda, più leggera di quella fredda, tende a salire verso l'alto. Solo in questo modo è stato possibile prevenire la formazione di questo batterio senza l'utilizzo di una resistenza elettrica incorporata come avviene nei vecchi accumulatori dove nell'accumulo era presente solo acqua sanitaria il che favoriva la proliferazione di questo batterio e del calcare dovuto alla permanenza per lunghi periodi dell'acqua all'interno del serbatoio. Un ulteriore vantaggio di questi nuovi accumulatori termici è quello di poter essere accoppiato a un sistema solare per la produzione di ACS e nel caso in cui la temperatura dell'accumulo risulti superiore alla temperatura dell'acqua del riscaldamento tramite uno scambiatore portare questo calore al riscaldamento. Questo accoppiamento sfruttando l'energia solare contribuisce a ridurre il consumo di energia elettrica sfruttando fonti rinnovabili oltre che ad aumentare l'efficienza della pompa di calore che come è stato detto quando deve produrre alte temperature di mandate dell'acqua ha una diminuzione di resa.

2.2.3.8. Confronto economico tra pompa di calore e caldaia

Al fine di confrontare il consumo energetico di generatori alimentati da fonti diverse, si prende come riferimento il consumo di energia primaria, si confronta cioè quanta energia presente in natura viene consumata dal generatore per produrre l'energia termica. Il rapporto tra energia termica prodotta ed energia primaria consumata è detto rendimento di generazione:

$$\eta_{gen} = \frac{E_{termica\ prodotta}}{E_{primaria\ consumata}} \quad (2.34)$$

Per la caldaia a condensazione il rendimento di generazione è dato dal rapporto tra l'energia termica contenuta nel combustibile che viene indicato con il PCI (potere calorifico inferiore) in quanto si considera come energia utile quella contenuta nel vapore della combustione e che si aggira intorno a un valore di 10,7kWh/smc (ARERA, s.d.) e l'energia primaria consumata. Il valore di efficienza massimo a cui può lavorare una caldaia a condensazione attualmente è del 107%. (Daikin, s.d.)

Per una pompa di calore questo parametro viene calcolato come il prodotto tra il fattore di conversione dell'energia elettrica (η_{el}) del sistema elettrico nazionale pari a 0,43 e il $COP_{MEDIO\ EFFETTIVO}$:

$$\eta_{gen\ pdc} = \eta_{el} * COP_{MEDIO\ EFFETTIVO} \quad (2.35)$$

oppure secondo la EN14825 come:

$$\eta_{s,h\%} = (SCOOP/CC) - 3\% \quad (2.36)$$

$$\eta_{s,c\%} = (SEER/CC) - 3\% \quad (2.37)$$

- CC = 2,5 è il coefficiente di conversione che riflette la media stimata del 40% dell'efficienza della generazione nell'UE, per riferire all'energia primaria il dato relativo all'efficienza stagionale; (Daikin, s.d.)
- 3% è un fattore correttivo relativo al contributo dei sistemi di controllo della temperatura.

I rendimenti che le pompe di calore hanno sono maggiori di quelli di una caldaia a condensazione. Queste devono infatti rispettare il regolamento UE 2016/2281 che specifica i requisiti minimi di efficienza energetica stagionale (Allegato II): (Daikin, s.d.)

- Efficienza energetica stagionale del raffrescamento d'ambiente: $\eta_{s,c} > 181\%$
- Efficienza energetica stagionale del riscaldamento d'ambiente: $\eta_{s,h} > 133\%$

Il confronto economico tra un impianto a condensazione alimentato da una caldaia a gas naturale ed uno a pompa di calore può essere valutato calcolando il costo sostenuto per produrre l'energia termica per entrambi i sistemi di produzione. Il costo di un $KWh_{termico}$ prodotto con una caldaia a condensazione è calcolabile attraverso la formula seguente:

$$Costo\ KWh_{CALDAIA} = \frac{Costo\ SMC_{GAS}}{PCI_{GAS} * \eta_{CALDAIA}} \quad (2.38)$$

dove:

$Costo SMC_{GAS}$ = costo metro cubo (0,90€/smc) (ARERA, s.d.)

$-PCI_{GAS}$ = potere calorifico inferiore gas (10,7kWh/smc) (ARERA, s.d.)

$-\eta_{CALDAIA}$ = rendimento caldaia a condensazione (valori che possono oscillare tra il 95% fino al 107% a seconda che si stia lavorando per produrre ACS oppure per fare riscaldamento ambiente)

Analogamente a quanto calcolato per gli impianti serviti da una caldaia a gas naturale, è possibile calcolare il costo del $KWh_{termico}$ prodotto da una pompa di calore attraverso la Formula 2.39. Con questo tipo di generatori, il costo di produzione dell'energia termica è influenzato dal costo di acquisto dell'energia elettrica e dal $COP_{MEDIO EFFETTIVO}$ che, come già visto, è a sua volta condizionato da molti fattori.

$$Costo KWh_{PDC} = \frac{Costo kWh_{ELETTRICO}}{COP_{MEDIO EFFETTIVO}} \quad (2.39)$$

dove:

$-Costo kWh_{ELETTRICO}$ = costo attuale kWh elettrico 0,31 €/kWh (ARERA, s.d.)

$-COP_{MEDIO EFFETTIVO}$ = Caleffi considera questo parametro di cui non sono riuscito a trovare molto. Al posto di questo parametro è stato utilizzato per il riscaldamento lo SCOP mentre per il raffrescamento il SEER secondo la normativa EN14825.

Date le molte variabili che influenzano questi calcoli, in primo luogo il costo dell'energia, si possono costruire grafici (Fig .54) o tabelle dove, in base ai costi rispettivamente del metro cubo standard di gas e del $kWh_{ELETTRICO}$, si può ricavare il $COP_{MINIMO DI CONVENIENZA}$. Questo valore indica il COP minimo che serve ad un impianto a pompa di calore per produrre energia termica ad un costo inferiore rispetto ad una caldaia a gas.

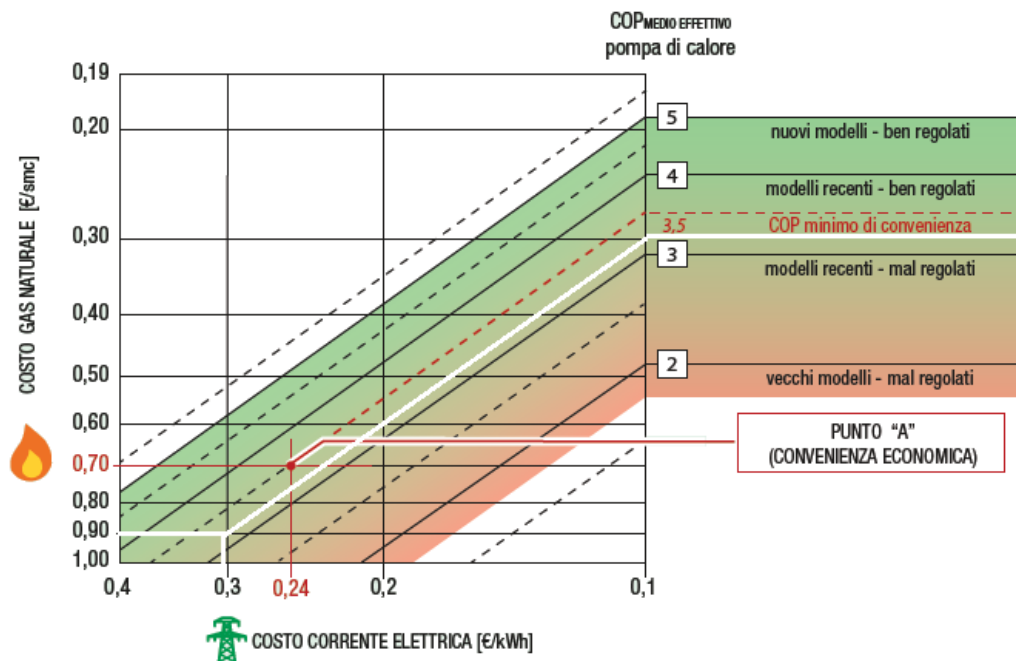


Fig. 53 Convenienza economica PDC rispetto alla caldaia a gas (Caleffi, 2021)

In funzione del costo del gas (0,90 €/ smc) e del $kWh_{elettrica}$ (0,31 €/kWhel) attuali per il mercato italiano, una PDC è economicamente più efficiente rispetto ad una caldaia a gas naturale (cioè produce calore ad un costo inferiore) se il suo $COP_{MEDIO EFFETTIVO}$ risulta maggiore di 3,25.

Facendo un breve confronto si può osservare come il risparmio energetico con una pompa di calore sia sempre più conveniente avendo un rendimento di generazione che supera sempre in maniera netta quello di una caldaia a condensazione, consumando meno combustibili fossili e riducendo le emissioni di CO_2 . Non si può dire invece lo stesso per quanto riguarda la convenienza economica sulla spesa annua per il riscaldamento poiché questa è fortemente influenzata dalla variazione del $COP_{MEDIO EFFETTIVO}$ e dal prezzo della corrente come si può capire dalla formula 2.39 e dal grafico (Fig. 54), infatti un COP inferiore a quello minimo di convenienza predilige la caldaia a condensazione alla pompa di calore.

In conclusione, per ottenere un risparmio economico sulla spesa di gestione degli impianti a pompa di calore è necessaria un'attenta progettazione, che preveda temperature di esercizio dei terminali più basse possibili, ed un'opportuna regolazione in modo da massimizzare il COP di funzionamento.

3. Normative di riferimento ed incentivi

Oltre all'utilizzo di queste nuove tecnologie ossia le pompe di calore, nel lavoro svolto si è voluto mettere in evidenza il nuovo gas refrigerante R32 che rientra tra i gas che rispettano le nuove normative in termini di riscaldamento globale. Questo tipo di refrigerante presenta numerosi vantaggi per l'ambiente. È molto efficiente dal punto di vista energetico e consente di usare una minore carica di refrigerante CO₂ equivalente (Fig. a). Ciò è dovuto al suo minore GWP (potenziale di riscaldamento globale) e alla minore quantità di refrigerante necessaria rispetto alle unità a R410A. Per questo motivo, l'R32 rappresenta la soluzione ideale per il raggiungimento degli obiettivi stabiliti dalla nuova normativa europea sui gas fluorurati. (Daikin, s.d.)

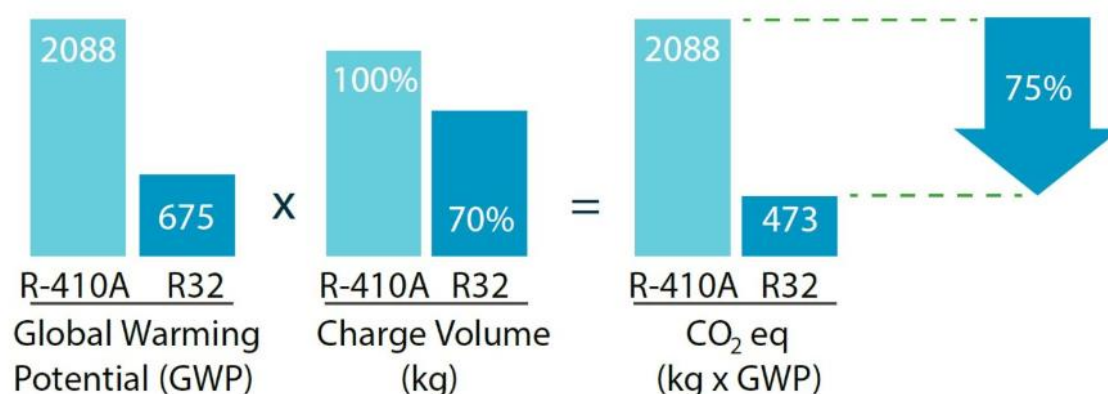


Fig. 54 Calcolo del CO₂ equivalente per l'R32 e l'R410a (Daikin, s.d.)

Attraverso gli incentivi lo Stato vuole promuovere la riqualificazione del patrimonio edilizio, fortemente energivoro nel nostro Paese, con lo scopo di ridurre le emissioni inquinanti dovute alle attività residenziali e non solo. Gli incentivi attualmente presenti in Italia sono: la detrazione fiscale al 50%, l'Ecobonus 65% e infine quello attualmente più utilizzato nelle abitazioni private e nei condomini in Italia ossia il Superbonus 110%. La scelta è ricaduta sull'Ecobonus in quanto prevede solamente l'efficientamento energetico dell'elemento che si vuole sostituire a differenza dell'Superbonus 110% che prevede una riqualificazione energetica dell'intera abitazione così da ottenere il salto di due classi energetiche. Inoltre, se si fosse scelto di utilizzare il Superbonus sarebbe stata necessaria la reale capacità termica dell'edificio calcolata da un tecnico abilitato. Con l'Ecobonus non si ha invece questo vincolo.

3.1. Normative a cui il gas refrigerante R32 è soggetto

Lo standard ISO 187:2014 definisce, un sistema per assegnare una classe di sicurezza ai refrigeranti basata su dati di tossicità e di infiammabilità. La classificazione di sicurezza attribuita all'R32 è A2L (Tab. 3) dove A sta a indicare che il fluido è caratterizzato da bassa tossicità e 2L sta ad indicare che è caratterizzato da bassa infiammabilità. A seconda che si parli di tossicità o di infiammabilità la norma da applicare è la seguente:

- per la tossicità la norma di riferimento è la EN378:2016;
- per l'infiammabilità la norma di riferimento è la IEC60335-2-40 (Ed.6).

Tab. 3 classificazione del refrigerante R32 (Daikin, s.d.)

| | | Tossicità | |
|----------------|--------------------------------|-----------|------|
| | | Bassa | Alta |
| Infiammabilità | Nessuna propagazione di fiamma | A1 | B1 |
| | Bassa infiammabilità | A2L* R32 | B2L* |
| | Alta infiammabilità | A2 | B2 |
| | Alta infiammabilità | A3 | B3 |

*A2L e B2L sono refrigeranti a bassa infiammabilità con una massima velocità di combustione ≤ 10 cm/s

3.2. Detrazione fiscale 65%: cos'è e come funziona

La detrazione fiscale del 65%, conosciuta anche come Ecobonus, è un'agevolazione pubblica che lo Stato ha concesso sotto forma di detrazione Irpef e Ires. Lo scopo di questo intervento è quello di ridurre le emissioni di agenti inquinanti e lo spreco di energia, aumentando l'efficienza energetica di ogni abitazione e/o ufficio. Rientrano nella definizione di "opere di riqualificazione energetica" una serie di interventi edilizi quali: (ENEA "Ente nuove Tecnologie per l'Energia e l'Ambiente")

- coibentazione, ristrutturazione dei pavimenti migliorando l'isolamento termico, sostituzione infissi;
- sostituzione degli impianti di riscaldamento e raffrescamento con un sistema che utilizzi una pompa di calore o sia ibrido (pompa di calore e caldaia a condensazione);
- installazione di un impianto fotovoltaico;

- Installazione di sistemi di automazione e controllo della climatizzazione e del riscaldamento.

3.2.1. Ecobonus del 65%: chi può richiederlo

L'Agenzia delle Entrate ha fornito le linee guida che permettono di individuare i beneficiari dell'Ecobonus al 65%. Nello specifico, possono chiedere e ottenere questo incentivo fiscale:

- le persone fisiche;
- gli enti pubblici e privati non commerciali;
- chi svolge attività di arti e professioni;
- i titolari di reddito d'impresa;
- i professionisti (es. avvocati, notai, etc.).

Per ottenere la detrazione fiscale al 65% è obbligatorio che un tecnico abilitato fornisca una certificazione sull'intervento oggetto della richiesta di Ecobonus. Inoltre, il costruttore che si occupa della ristrutturazione è tenuto a rilasciare la documentazione relativa all'apparecchio/dispositivo installato, in cui devono essere indicati i requisiti di efficienza energetica previsti dalla legge. Al termine dei lavori, la ditta che si è occupata della ristrutturazione dovrà rilasciare l'APE, ovvero l'Attestato di prestazione energetica. Il versamento della somma di denaro prevista per i lavori eseguiti deve essere effettuato tramite modalità che consentano il tracciamento della transazione, ovvero con un bonifico bancario o postale "parlante". Tuttavia, per i contribuenti titolari di reddito d'impresa il suddetto obbligo di bonifico non sussiste. Il rimborso delle detrazioni al 50% e al 65% avviene con un piano di pagamento dilazionato in 10 anni.

3.2.2. Ecobonus 2022: cessione del credito e sconto in fattura

Con la Legge di Bilancio 2022 è stato rinnovato l'Ecobonus: un'agevolazione per l'efficientamento energetico degli edifici. Dopo diverse discussioni, il Governo ha deciso che, anche nel 2022, sarà possibile fruire dell'Ecobonus con cessione del credito

e sconto in fattura. Queste due modalità permettono di risparmiare fin da subito e non anticipare le somme, al contrario di ciò che succede quando invece si richiede la detrazione spettante tramite dichiarazione dei redditi. Il Decreto Antifrode ha anche esteso l'obbligo di fornire l'asseverazione e il visto di conformità per questo bonus, in modo da evitare eventuali irregolarità e truffe.

4. Caso studio

L'edificio (Fig. 56) su cui è stato eseguito l'efficientamento energetico tramite una simulazione di ristrutturazione è situato nel comune di Roseto degli Abruzzi (TE). Si tratta di un edificio costruito negli anni 60 e successivamente ampliato a inizi anni 2000 per una superficie complessiva di 124,54 m². L'abitazione è composta da un termocamino che si occupa della produzione di acqua calda per il riscaldamento ambiente, alimentando termosifoni in acciaio che necessitano in inverno di una temperatura di mandata dell'acqua di 60°C e da una caldaia a condensazione alimentata a GPL che invece si occupa della produzione di acqua calda sanitaria.

Il lavoro che si è voluto eseguire come si vedrà meglio nel capitolo 5 è quello di riqualificare energeticamente l'immobile attraverso la sostituzione del vecchio impianto con tecnologie di nuova generazione quali: le caldaie a condensazione e le pompe di calore. Queste rappresentano nel periodo storico in cui ci troviamo un importante passo avanti verso la transazione energetica del nostro paese dando così un importante contributo alla riduzione delle emissioni di CO₂. Tutto questo si ottiene facendo lavorare queste macchine in sinergia con sistemi alimentati da energie rinnovabili come i pannelli fotovoltaici per la produzione di energia elettrica (autoconsumo) e con quelli solari per la produzione di acqua calda sanitaria, diminuendo notevolmente l'utilizzo di energia elettrica e le emissioni di CO₂, ottenendo così un ritorno economico in bolletta che ci permette di ammortizzare gli alti costi d'investimento iniziali.

Il programma utilizzato, HSN (Heating Solution Navigator), attraverso il quale sono stati ottenuti i risultati è stato fornito dall'azienda Daikin. In questo caso studio non si hanno a disposizione i carichi termici dell'involucro edilizio per cui è stata inserita nel programma la stratigrafia dell'edificio. Attraverso le metodologie indicate nella norma

EN 12831 (Regno Unito), si ottiene il valore di trasmittanza termica (U) dell'edificio necessaria per calcolare (Formola 4.3) il carico termico (Q).

I risultati ottenuti sono mostrati nei fogli di calcolo dei carichi di riscaldamento ambiente per ambiente Fig. 57 e Fig. 58.

Come si può notare nei due fogli di calcolo sono presenti due carichi termici diversi il primo (Fig. 57) pari a 21 kW mentre il secondo (Fig. 58) di 9.53kW. In quest'ultimo caso si è scelto di inserire un cappotto termico di 5 cm di spessore soltanto per lo scenario 5.5 così da mettere in evidenza come con la riduzione del carico termico dell'edificio si abbia come effetto un miglioramento sull'efficienza energetica, sui consumi di energia e sulle emissioni prodotte dalla pompa di calore.

Pianta Piano Primo come da Progetto

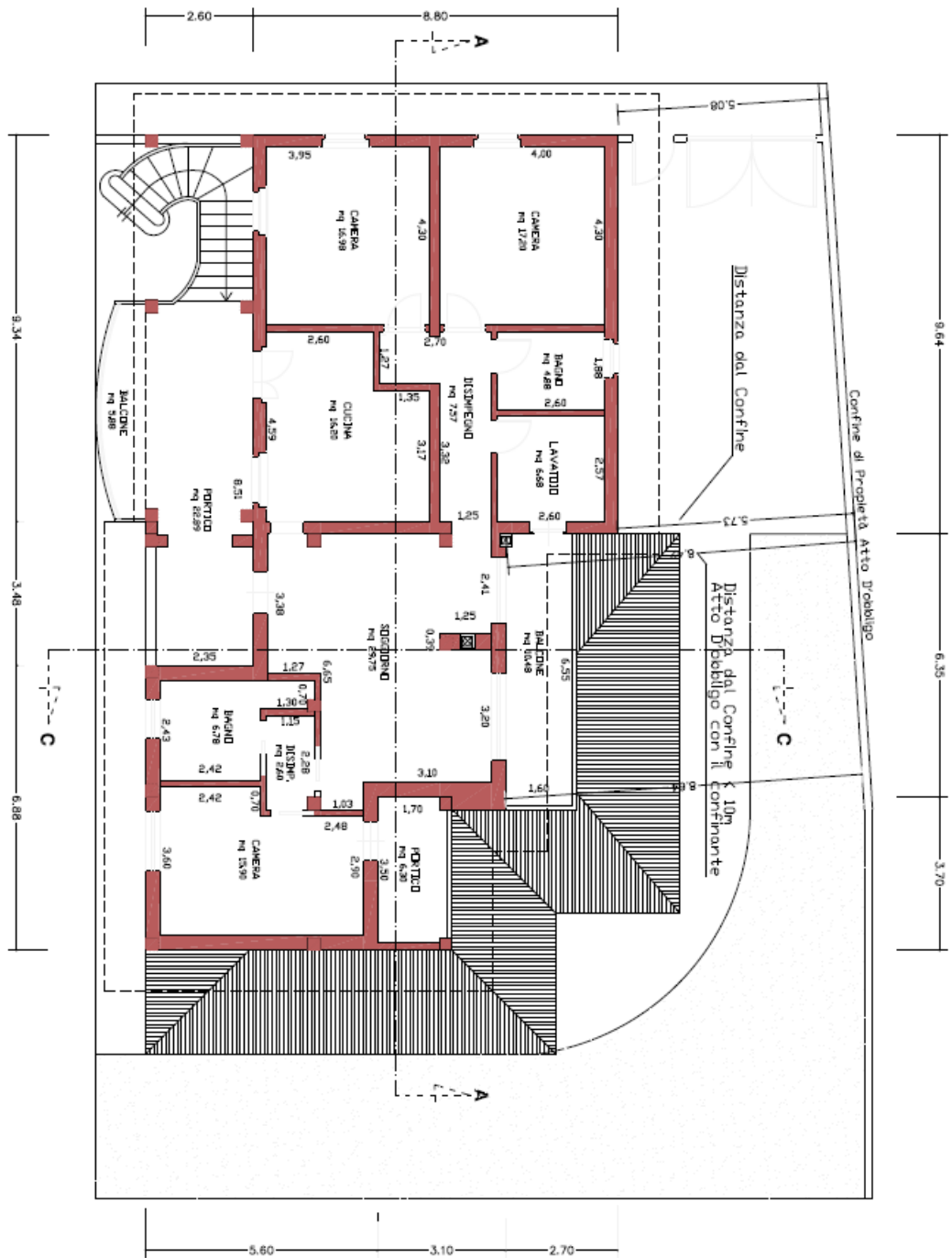


Fig. 55 Piantina edificio

| Ambiente | Tipo | Superficie | Età dell'ambiente | Temp. di progetto | Cambio aria | Carico di riscaldamento |
|---|------------|----------------------|-------------------|-------------------|-------------|-------------------------|
| Camera da letto 3 | bedroom | 15.9 m ² | pre2000 | 18° C | 1 | 2656.26W |
| Disimpegno 2 | hall | 2.6 m ² | pre2000 | 18° C | 0.5 | 141.76W |
| Bagno 2 | bathroom | 6.78 m ² | pre2000 | 22° C | 2 | 1365.3W |
| Lavatoio | hall | 6.68 m ² | pre2000 | 18° C | 0.5 | 1276.98W |
| Bagno | bathroom | 4.88 m ² | pre2000 | 22° C | 2 | 1204.1W |
| Soggiorno | livingroom | 29.75 m ² | pre2000 | 21° C | 0.5 | 5248.43W |
| Disimpegno | hall | 7.57 m ² | pre2000 | 18° C | 0.5 | 689.91W |
| Camera da letto 2 | bedroom | 17.2 m ² | pre2000 | 18° C | 1 | 3093.84W |
| Cucina | kitchen | 16.2 m ² | pre2000 | 18° C | 1.5 | 2380.83W |
| Camera da letto 1 | bedroom | 16.98 m ² | pre2000 | 18° C | 1 | 2948.99W |
| Carico di calore zona principale | | | | | | 21006.4W |

Fig. 56 Carico termico necessario all'edificio senza cappotto esterno

| Ambiente | Tipo | Superficie | anno costr. | Temp. di progetto | Cambio aria | Carico termico |
|---------------------------------------|---------------------|----------------------|----------------|-------------------|-------------|----------------|
| Camera da letto 3 | Camera da letto | 15.90 m ² | Prima del 2000 | 18 °C | 1.00 | 1203 W |
| Disimpegno 2 | Androne - Pianer... | 2.60 m ² | Prima del 2000 | 18 °C | 0.50 | -8 W |
| Bagno 2 | Bagno | 6.78 m ² | Prima del 2000 | 22 °C | 2.00 | 751 W |
| Lavatoio | Androne - Pianer... | 6.68 m ² | Prima del 2000 | 18 °C | 0.50 | 490 W |
| Bagno | Bagno | 4.88 m ² | Prima del 2000 | 22 °C | 2.00 | 656 W |
| Soggiorno | Soggiorno | 29.75 m ² | Prima del 2000 | 21 °C | 0.50 | 2564 W |
| Disimpegno | Androne - Pianer... | 7.57 m ² | Prima del 2000 | 18 °C | 0.50 | 194 W |
| Camera da letto 2 | Camera da letto | 17.20 m ² | Prima del 2000 | 18 °C | 1.00 | 1361 W |
| Cucina | Cucina | 16.20 m ² | Prima del 2000 | 18 °C | 1.50 | 1070 W |
| Camera da letto 1 | Camera da letto | 16.98 m ² | Prima del 2000 | 18 °C | 1.00 | 1251 W |
| Zona principale Carico termico | | | | | | 9532 W |
| Carico di riscaldamento totale | | | | | | 9532 W |

Fig. 57 Carico termico necessario all'edificio con cappotto esterno di 5 cm

4.1. HSN (Heating Solution Navigator)

Il programma con cui sono state ottenute le varie simulazioni può essere così suddiviso:

- 1) selezione unità;
- 2) strumento di calcolo del carico termico ambiente per ambiente;
- 3) strumento di selezione solare;
- 4) studio di fattibilità economica.

All'interno dei 4 strumenti appena elencati si trovano le formule che sono state utilizzate per avere i risultati (Daikin, s.d.), che verranno esposti nei capitoli 5 e 6.

4.1.1. Selezione unità

Il programma consente il calcolo del:

- consumo energetico annuale;
- costo energetico annuale;
- emissione annuale di CO₂;
- efficienza annuale (=stagionale).

del sistema scelto, in base alle informazioni sulla località dell'utente come: clima, carico termico di progetto, tariffe energetiche ecc.

Viene riportato un esempio di come il sistema calcoli questi quattro parametri. I dati in ingresso per i calcoli sono:

- 1) file del clima;
- 2) tabelle parziali della capacità di carico e del consumo di potenza per il sistema selezionato;
- 3) profilo di carico di riscaldamento e/o raffreddamento;
- 4) profilo di occupazione dell'edificio.

Per ogni temperatura ambiente che si verifica nel clima scelto, lo strumento calcola il consumo energetico del sistema, come mostrato nella figura seguente.

Example heating...

Given:

- Ambient temperature 0°C
- Numbers of hours 30h
- Indoor temperature 20°C
- Heating load 12kW

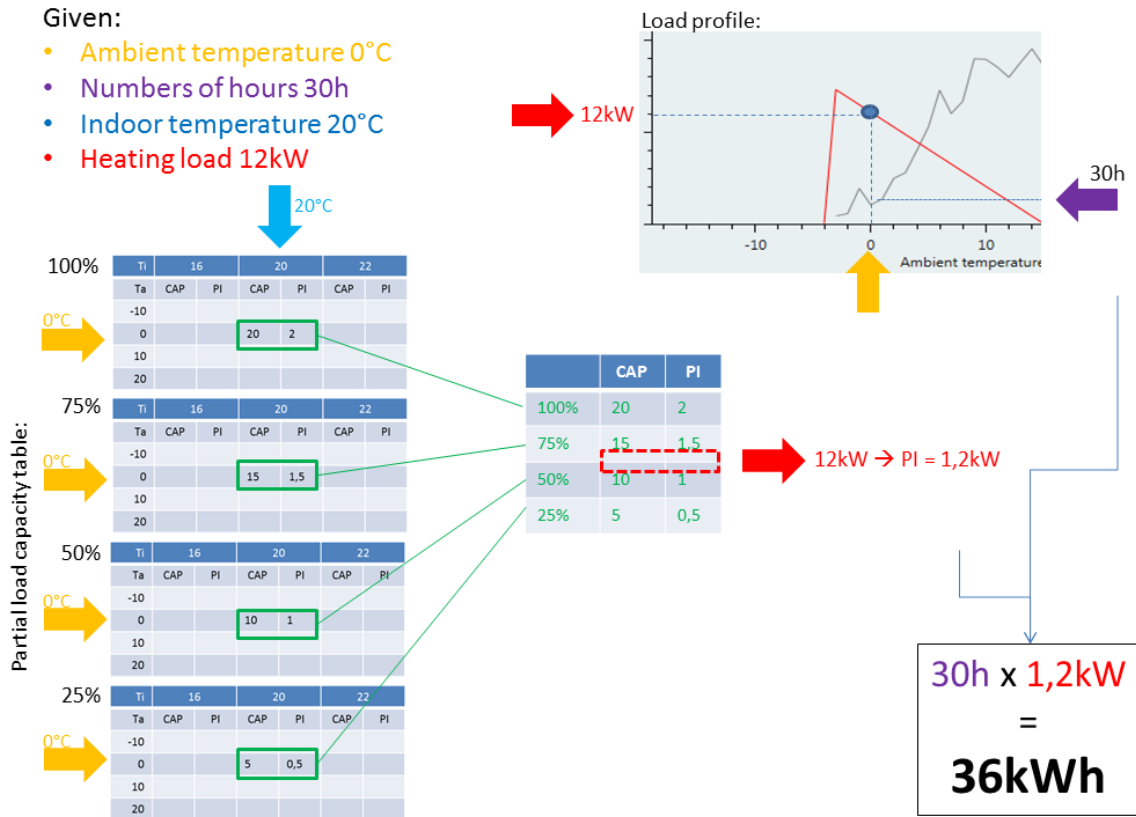


Fig. 58 Esempio di calcolo del consumo energetico (Daikin, s.d.)

I valori sono poi sommati per ottenere i risultati su base annua. Noto il consumo energetico per il riscaldamento è possibile calcolare di conseguenza:

$$emissioneCO_2 = consumo energetico * emissione CO_2[kg] \quad (4.1)$$

Dove l'emissione di CO₂ vale 0,3614 kg/kWh per l'energia elettrica e 0,1811 kg/kWh per il gas naturale. (European Environment Agency, s.d.)

Il calcolo del costo energetico dipende invece dalla soluzione adottata come si può vedere nelle formule del paragrafo 4.1.4.

L'efficienza stagionale è data dalla seguente formula:

$$efficienzastagionale(SCOP) = \frac{carico termico annuo}{consumo energetico annuo} \quad (4.2)$$

4.1.2. Strumento calcolo del carico termico ambiente per ambiente

Lo strumento di calcolo del carico termico ambiente per ambiente consente di calcolare il carico termico in modo dettagliato in base alle informazioni sulle prestazioni termiche ambiente per ambiente. Lo strumento si basa sulle metodologie indicate nella norma EN 12831 (Regno Unito). Il calcolo del carico termico dell'abitazione è stato ottenuto mediante la seguente equazione:

$$Q = A * U * \Delta T * F [W] \quad (4.3)$$

Dove:

- A = area parete [m^2]
- U = coefficiente di trasmittanza termica [$W/(m^2 * K)$]
- ΔT = differenza di temperatura tra ambiente interno e ambiente esterno [K]
- F = fattore di correzione del ponte termico

Tab. 4 Fattore di correzione (F) (Daikin, s.d.)

| Trasmissione del calore a | Ponti termici isolati | Fattore di correzione Del ponte termico |
|---|-----------------------|---|
| Direttamente all'esterno | SI | 1 |
| | NO | 1,4 |
| Attraverso uno spazio non riscaldato | SI | 0,8 |
| | NO | 1,12 |
| Attraverso il terreno | SI | 0,3 |
| | NO | 0,42 |
| Attraverso lo spazio del tetto | SI | 0,9 |
| | NO | 1,26 |
| Pavimento sospeso | SI | 0,9 |
| | NO | 1,26 |
| Verso un edificio adiacente | SI | 0,5 |
| | NO | 0,7 |
| Verso un'unità abitativa di un edificio adiacente | SI | 0,3 |
| | NO | 0,42 |

4.1.3. Strumento di selezione solare

Lo strumento di selezione solare fornisce un'indicazione sul potenziale ritorno dell'investimento, del risparmio di CO₂ e dei ritorni economici in bolletta, questo fornisce i seguenti output:

- punteggio caratteristiche tetto;
- produzione energia solare annua [kWh]. Dipende dalla località, dal numero di pannelli, dalle caratteristiche del tetto, dalla domanda di acqua calda sanitaria;
- risparmio CO₂,

$$\text{Risparmio CO}_2 = \text{Tasso di produzione solare annua} \times \text{Fattore di emissione [kgCO}_2\text{]} \quad (4.4)$$

Fattore di emissione per la produzione di energia elettrica da centrali termoelettriche pari a 0,3614 kg / kWh. Per il metano invece tale fattore è di 0,1811 kg / kWh. (European Environment Agency, s.d.)

- frazione solare, è la frazione di energia solare per il sistema di acqua calda sanitaria;

$$\text{Frazione solare} = \frac{\text{Energia solare termica al sistema}}{((\text{Energia prodotta dal sistema di generazione di calore al sistema (Energia solare termica non inclusa)} + \text{Energia solare termica al sistema}))} \quad (4.5)$$

- risparmio costi;

$$\text{Risparmio costi} = \text{Tasso di produzione solare annua} \times \text{prezzo dell'energia delle fonti energetiche [€]} \quad (4.6)$$

Che sono basati sui seguenti input:

- località;
- domanda di acqua calda sanitaria;
- caratteristiche tetto;
- prezzo energia.

4.1.4. Studio di fattibilità economica

Lo strumento "Studio di Fattibilità Economica (EVS)" consente di simulare il costo totale del ciclo di vita dei prodotti rispetto ai costi del ciclo di vita di altri prodotti residenziali di riscaldamento offerti nel mercato. I parametri di ingresso sono i seguenti:

- 1) prezzo del sistema;
- 2) posto di installazione;
- 3) costo di messa in esercizio;
- 4) costo di manutenzione;
- 5) incentivi (nelle simulazioni fatte l'incentivo utilizzato è stato quello del 65% per l'efficientamento energetico delle abitazioni, noto anche come "Ecobonus");
- 6) costo di esercizio.

Quest'ultimo si determina con i seguenti valori:

- capacità termica immessa in HSN;
- specifiche dei prodotti da confrontare;
- inserimento del prezzo dell'energia in EVS.

Per determinare il costo di esercizio a seconda della tecnologia utilizzata, si utilizzano le seguenti formule:

a. Pompa di calore

Costo di esercizio = SH (Space Heating, riscaldamento ambiente) + ACS (acqua calda sanitaria) [€] (4.7)

*Costi di esercizio SH = consumo elettrico annuale per il riscaldamento ambiente * Prezzo dell'elettricità [€]* (4.8)

*Costo di esercizio ACS = Consumo energetico annuale per acqua calda sanitaria * Prezzo elettricità [€]* (4.9)

b. Caldaia

Costo di esercizio = SH (Space Heating, riscaldamento ambiente) + ACS (acqua calda sanitaria) [€] (4.10)

*Costo di esercizio SH = consumo annuale di combustibili fossili per il riscaldamento ambiente * Prezzo Gas naturale [€]* (4.11)

*Costo di esercizio ACS = Consumo annuale di combustibili fossili per acqua calda sanitaria * Prezzo Gas naturale [€]* (4.12)

c. Pompa di calore ibrida

$$\text{Costo di esercizio} = SH \text{ (Space Heating, riscaldamento ambiente)} + \text{ACS (acqua calda sanitaria)} \text{ [€]} \quad (4.13)$$

$$\text{Costi di esercizio SH} = (\text{Consumo annuale di elettricit\`a per il riscaldamento ambiente} * \text{Prezzo dell'elettricit\`a}) + (\text{Consumo annuale di combustibili fossili per il riscaldamento degli ambienti} * \text{Prezzo Gas naturale}) \text{ [€]} \quad (4.14)$$

$$\text{Costo di esercizio ACS} = \text{Consumo annuale di elettricit\`a per acqua calda sanitaria} * \text{Prezzo elettricit\`a} + \text{Consumo annuale di combustibili fossili per acqua calda sanitaria} * \text{Prezzo Gas naturale} \text{ [€]} \quad (4.15)$$

d. Prodotto da confrontare

Infine, per avere un riscontro sulla convenienza o meno del sistema scelto, il programma HSN permette il confronto con un modello di caldaia a condensazione non di ultima generazione avente le seguenti caratteristiche:

Tab. 5 Caratteristiche caldaia a condensazione di confronto (ARERA, s.d.) (European Environment Agency, s.d.)

| | |
|---|------------------------------|
| | Caldaia a gas |
| Costo | 0,90 € / m3 |
| Potere calorifico | 10,7 kWh / m3 |
| Costo annuale ricorrente di allacciamento | 55,12 € |
| Emissione CO2 | 0,1811 kg / kWh |
| Efficienza del sistema | 90 % min. 65% max. 98% |

Le formule che il programma utilizza sono le seguenti:

$$\text{Costo di esercizio} = SH \text{ (Space Heating, riscaldamento ambiente)} + ACS \text{ (acqua calda sanitaria)} \quad [€] \quad (4.16)$$

$$\text{Costo di esercizio SH} = \text{Consumo energetico annuale per il riscaldamento ambiente} * \text{Prezzo Gas naturale} \quad [€] \quad (4.17)$$

$$\text{Costo di esercizio ACS} = \text{Consumo energetico annuale per acqua calda sanitaria} * \text{Prezzo Gas naturale} \quad [€] \quad (4.18)$$

Il consumo energetico annuale per il riscaldamento e per l'acqua calda sanitaria si calcolano rispettivamente in base al carico termico e alla richiesta di acqua calda sanitaria presenti nei fogli di riepilogo di ognuna delle cinque simulazioni fatte.

5. Analisi dei vari scenari

Vengono di seguito riportati per ognuna delle cinque simulazioni:

- tipo di macchina scelta;
- lo schema d'impianto;
- riepilogo dei consumi energetici e costo annuale per il riscaldamento ambiente;
- grafici riepilogativi della capacità di riscaldamento della soluzione scelta e della richiesta mese per mese di energia;
- emissioni di CO₂.

I parametri in ingresso forniti al programma HSN sono i seguenti:

- carico termico = 21 kW (per le prime quattro) e 9.53kW (per la soluzione cinque);
- T mandata acqua termosifoni = 60°C (per le prime quattro) e 35°C per la soluzione cinque dove è stato adottato il pavimento radiante;
- costo energia elettrica = 0,31 (ARERA, s.d.) €/kWh
- costo gas naturale = 0,90 €/smc (ARERA, s.d.) ,che equivale secondo la Formula 2.38 a 0,090 €/kWh.

5.1. Caldaia a condensazione



Fig. 59 Daikin Altherma C Gas W-Full Condens 28kW (Daikin, s.d.)

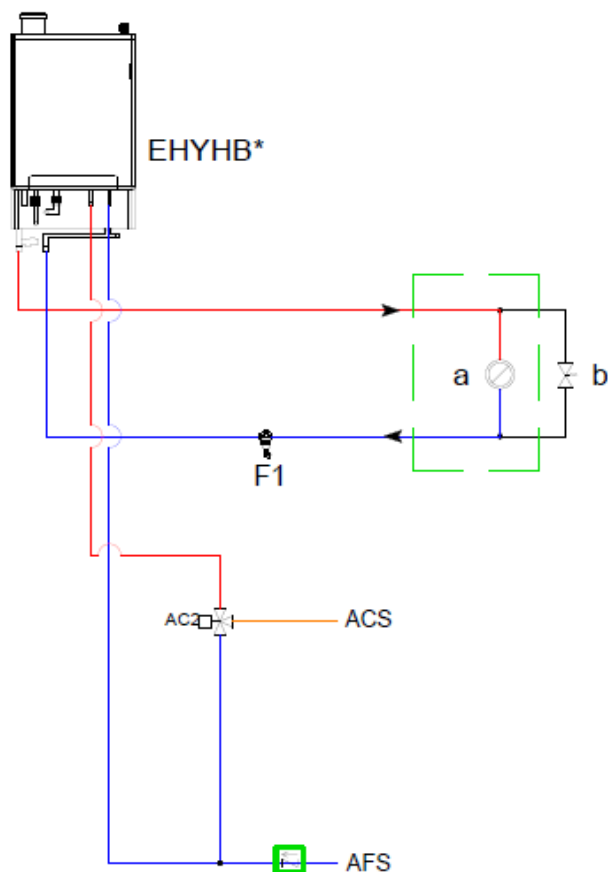


Fig. 60 Schema applicazione (Daikin, s.d.)

Lo schema (Fig. 61) mostra come avviene il riscaldamento ambiente e la produzione di acqua calda sanitaria con l'utilizzo della sola caldaia a condensazione. Nel momento in cui c'è bisogno della produzione di acqua calda sanitaria l'impianto tramite una valvola a tre vie blocca temporaneamente la produzione di acqua per il riscaldamento e avvia la produzione di acqua calda sanitaria istantanea.

In basso viene mostrata la tabella riepilogativa (Tab. 6) dell'energia necessaria per il riscaldamento ambiente, del costo per produrre tale energia e delle emissioni di CO₂. Il calcolo avviene secondo le formule mostrate nel paragrafo 4.1.1.

Tab. 6 Riscaldamento (Daikin, s.d.)

| | |
|--|---|
| Capacità di riscaldamento richiesta | Temp. ambiente min. (-3.3 °C): 21.01 kW |
| Riscaldamento range della temperatura dell'acqua in uscita | 40 °C - 60 °C |
| % coperta da pompa di calore | 0.0 % |
| % coperta da BUH | 0.0 % |
| Capacità di riserva per riscaldamento, compreso BUH | 1.8 kW |
| Consumo energetico per riscaldamento dell'ambiente | 26374.6 kWh |
| Energia termica di riscaldamento dell'ambiente annuale | 23737.1 kWh |
| Energia termica ACS annuale | 2133.425 kWh |
| Efficienza stagionale della pompa di calore | N/D |
| Costo annuale dell'energia per il riscaldamento ambiente | 2.587,05 € (Elettricità 0,090 €/kWh) |
| Emissioni di CO2 per riscaldamento | 4776.4 kg |

Il grafico (Graf. 1) mostra l'andamento della capacità termica (linea rosso scuro) in funzione della temperatura esterna. Si nota come alla T di progetto di -3,3°C la caldaia eroghi la massima potenza di 21kW che diminuisce a mano a mano che la T esterna cresce, fino ad azzerarsi quando a una T esterna di 17°C il riscaldamento non è più necessario. La correlazione tra carico termico e T esterna è quindi di tipo lineare.

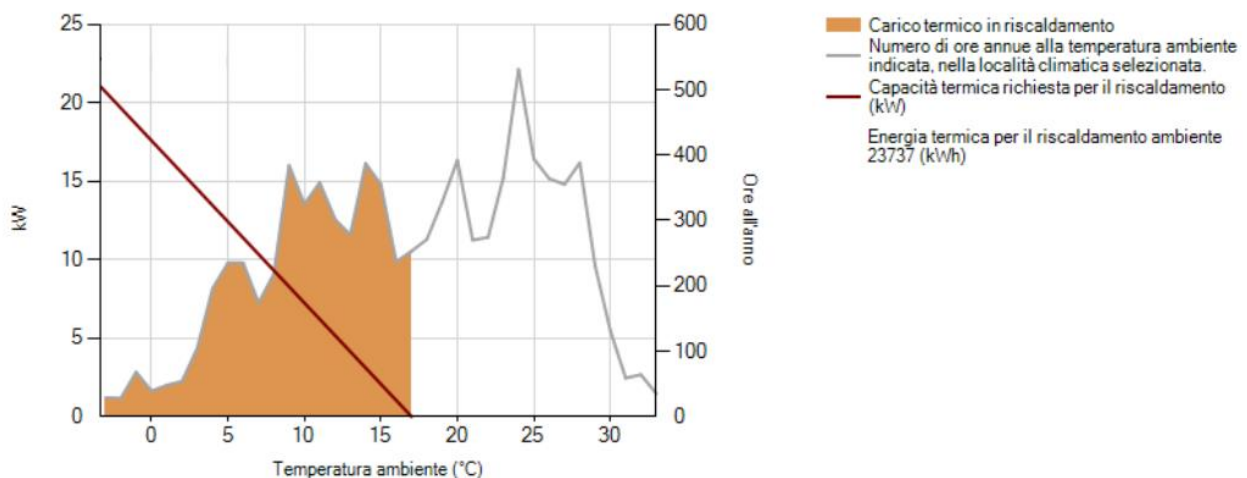


Grafico 1 Capacità riscaldamento del sistema (Daikin, s.d.)

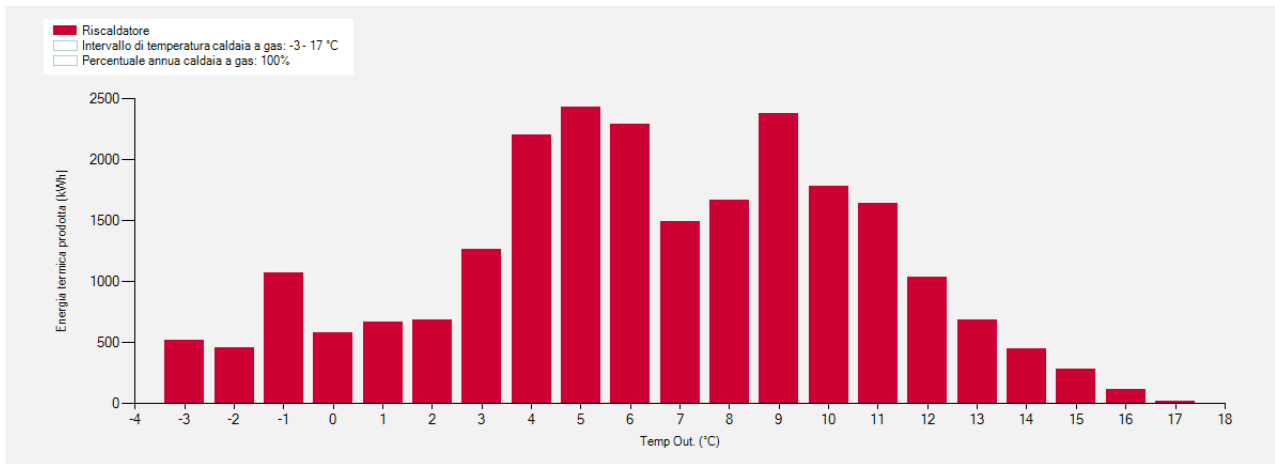


Grafico 2 Uscita termica di riscaldamento per sorgente (Daikin, s.d.)

Vengono di seguito riportati nel grafico 2 l'energia termica da fornire in funzione delle temperature esterne secondo la procedura di calcolo illustrata nel paragrafo 4.1.1, mentre in basso (Graf. 3) vengono mostrati i consumi energetici mensili necessari per il riscaldamento ambiente.

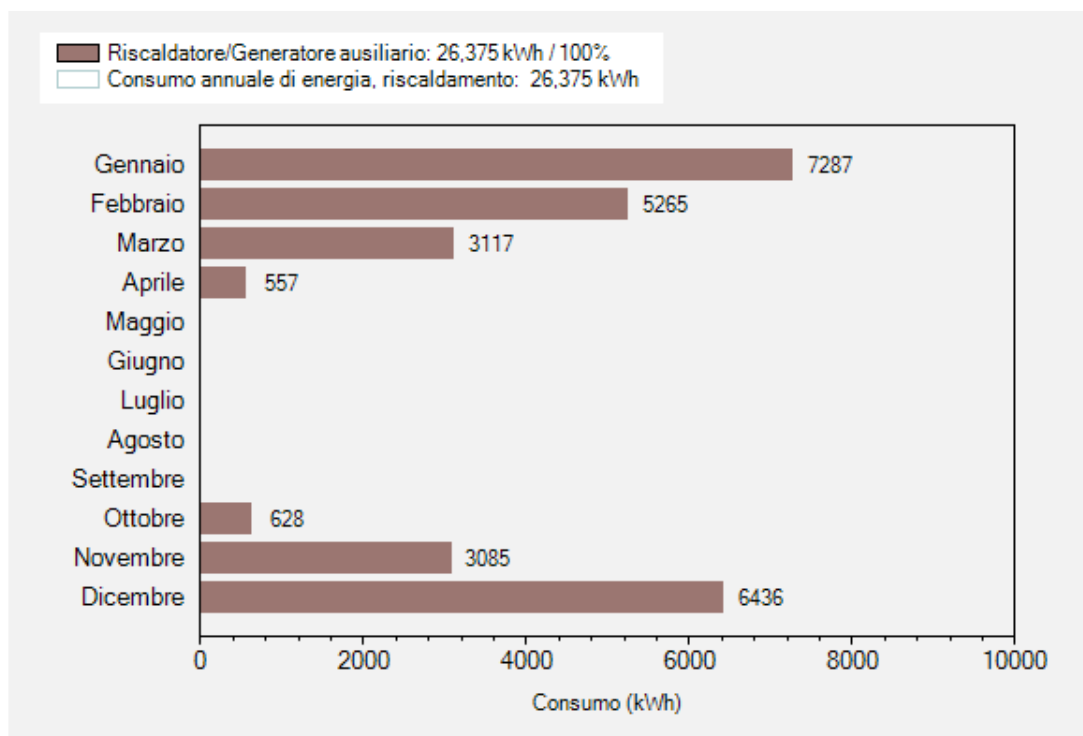


Grafico 3 Consumo di energia al mese (Daikin, s.d.)

5.2. Caldaia a condensazione più solare termico

In questo caso, la soluzione adottata (Fig. 62) prevede lo stesso l'utilizzo di una caldaia a condensazione come nel caso precedente, con l'aggiunta in questo caso di due pannelli solari termici e un accumulatore di calore da 500L per lo stoccaggio di acqua calda sanitaria così da ridurre il numero di accensioni della caldaia ogniqualvolta venga richiesta acqua calda sanitaria, poiché in modalità di produzione di ACS la caldaia eroga la massima potenza. In questo modo si è potuto avere un contenimento dei consumi di gas naturale e quindi anche delle emissioni di CO₂ prodotte (Graf. 7).



Fig. 61 Daikin Altherma C Gas W-Full Condens con accumulatore HYC e solare Termico 28KW (Daikin, s.d.)

In basso (Fig. 63) viene riportato lo schema di funzionamento di una caldaia con un sistema solare a svuotamento detto anche "Drain Back". Nel momento in cui le condizioni ambientali lo consentono, i pannelli solari sfruttando l'energia solare possono ridurre l'apporto di calore che la caldaia deve fornire per la produzione di ACS fino ad annullarlo se le condizioni esterne lo permettono. In inverno in questo modo tramite l'accumulo termico è possibile ridurre l'apporto di calore che la caldaia deve fornire per l'ACS. Nel caso in cui le condizioni esterne non consentano il funzionamento dei pannelli solari, l'impianto attraverso la valvola a tre vie devia momentaneamente la produzione di acqua per il riscaldamento ambiente all'accumulo di calore così da mantenerlo alla temperatura che si è scelto di impostare per l'ACS.

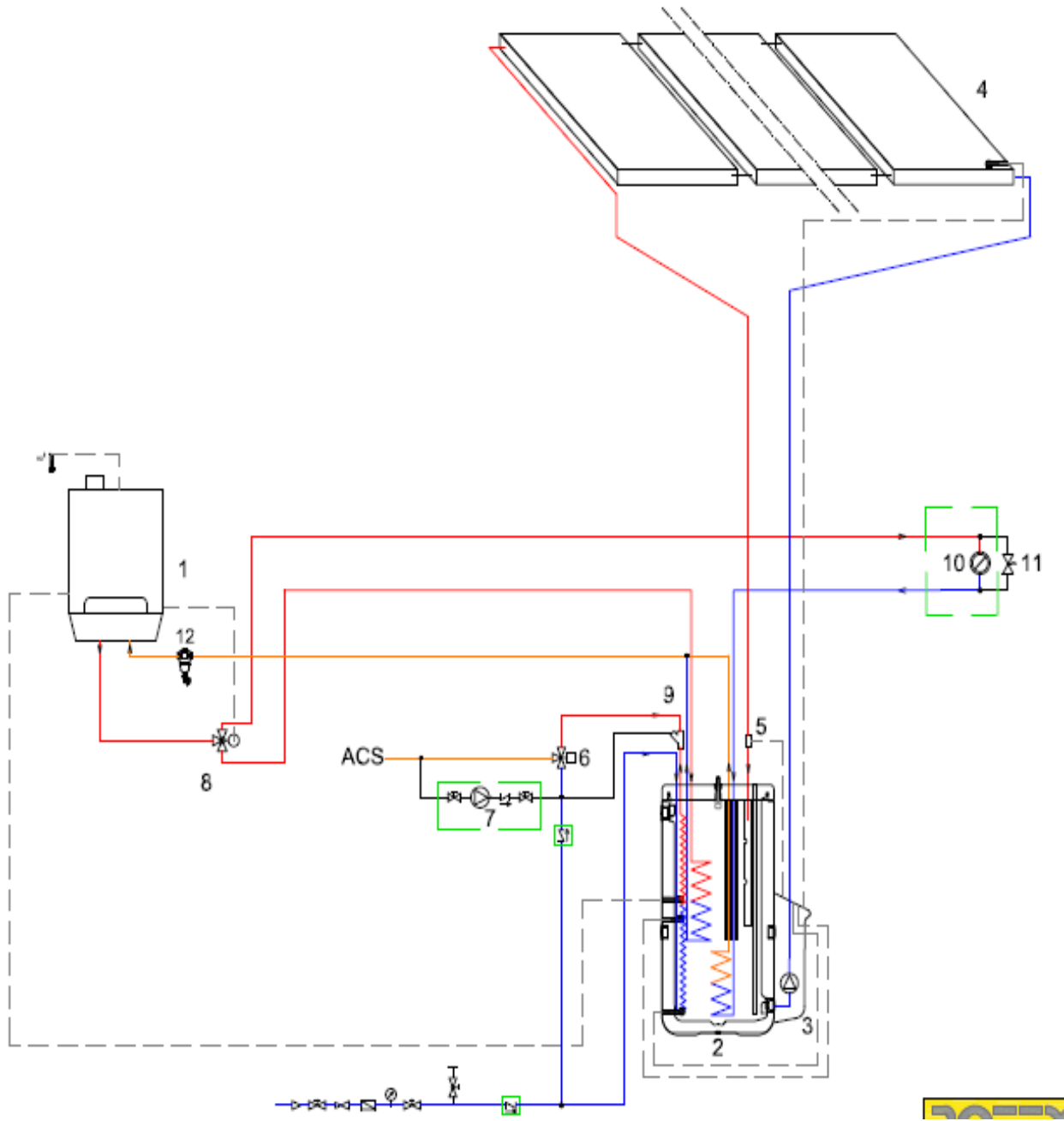


Fig. 62 Schema di applicazione (Daikin, s.d.)

La tabella riepilogativa (Tab. 7) dell'energia necessaria per il riscaldamento ambiente, del costo per produrre tale energia e delle emissioni di CO₂. Il calcolo avviene secondo le formule mostrate nel paragrafo 4.1.1. Come si può notare i valori sono identici a quelli riportati in Fig. 65 in quanto il sistema non sottrae i benefici che il sistema solare apporta. Questi benefici vengono considerati nel grafico (Graf. 7) e calcolati secondo le formule riportate al paragrafo 4.1.3.

Tab. 7 Riscaldamento (Daikin, s.d.)

| | |
|--|--------------------------------------|
| Capacità di riscaldamento richiesta | Temp. ambiente min. (°C): 21.00 kW |
| Riscaldamento range della temperatura dell'acqua in uscita | 40 °C - 60 °C |
| % coperta da pompa di calore | 0.0 % |
| % coperta da BUH | 0.0 % |
| Capacità di riserva per riscaldamento, compreso BUH | 0.6 kW |
| Consumo energetico per riscaldamento dell'ambiente | 26362.0 kWh |
| Energia termica di riscaldamento dell'ambiente annuale | 23725.8 kWh |
| Tank size | 500 L |
| Energia termica ACS annuale | 2133.425 kWh |
| Efficienza stagionale della pompa di calore | N/D |
| Costo annuale dell'energia per il riscaldamento ambiente | 2.585,92 € (Elettricità 0,090 €/kWh) |
| Emissioni di CO2 per riscaldamento | 4774.2 kg |

Il grafico (Graf. 4) mostra l'andamento della capacità termica (linea rosso scuro) in funzione della temperatura esterna. Si nota come alla T di progetto di -3,3°C la caldaia eroghi la massima potenza di 21kW che diminuisce a mano a mano che la T esterna cresce, fino ad azzerarsi quando a una T esterna di 17°C il riscaldamento non è più necessario. La correlazione tra carico termico e T esterna è quindi di tipo lineare.

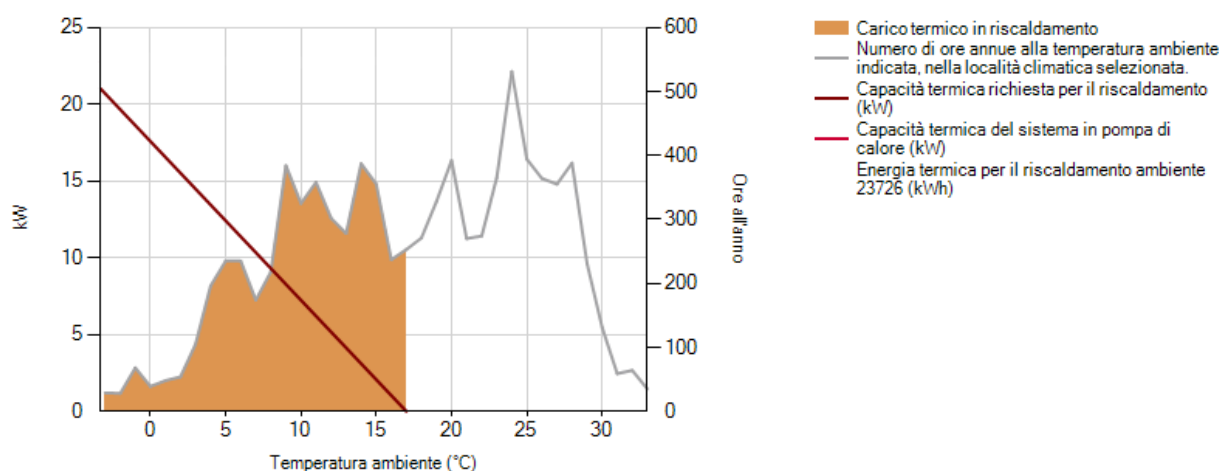


Grafico 4 Capacità di riscaldamento del sistema (Daikin, s.d.)

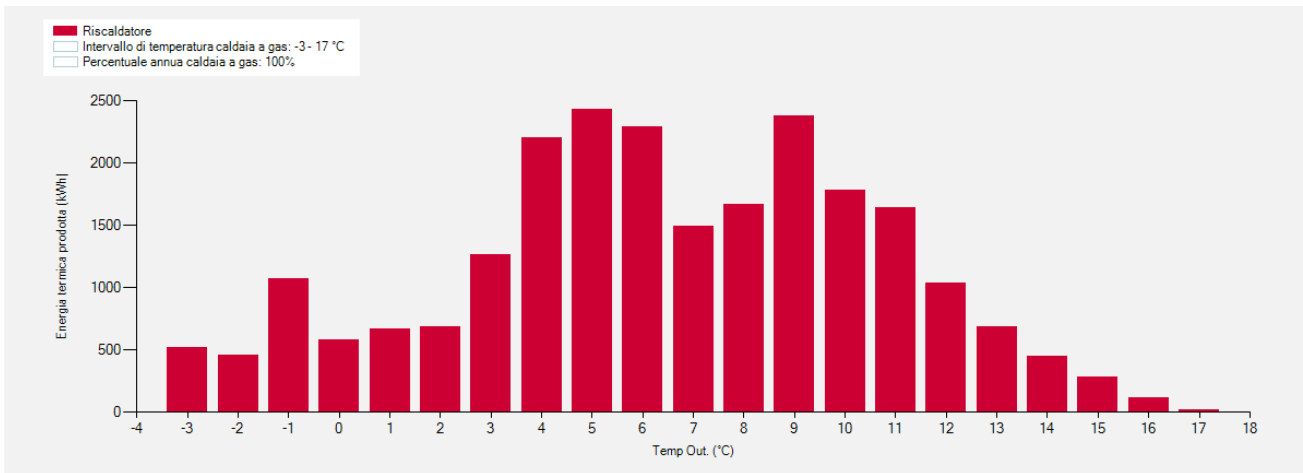


Grafico 5 Uscita termica di riscaldamento per sorgente (Daikin, s.d.)

Vengono di seguito riportati nel grafico 5 l'energia termica da fornire in funzione delle temperature esterne secondo la procedura di calcolo illustrata nel paragrafo 4.1.1, mentre in basso (Graf. 6) vengono mostrati i consumi energetici mensili necessari per il riscaldamento ambiente.

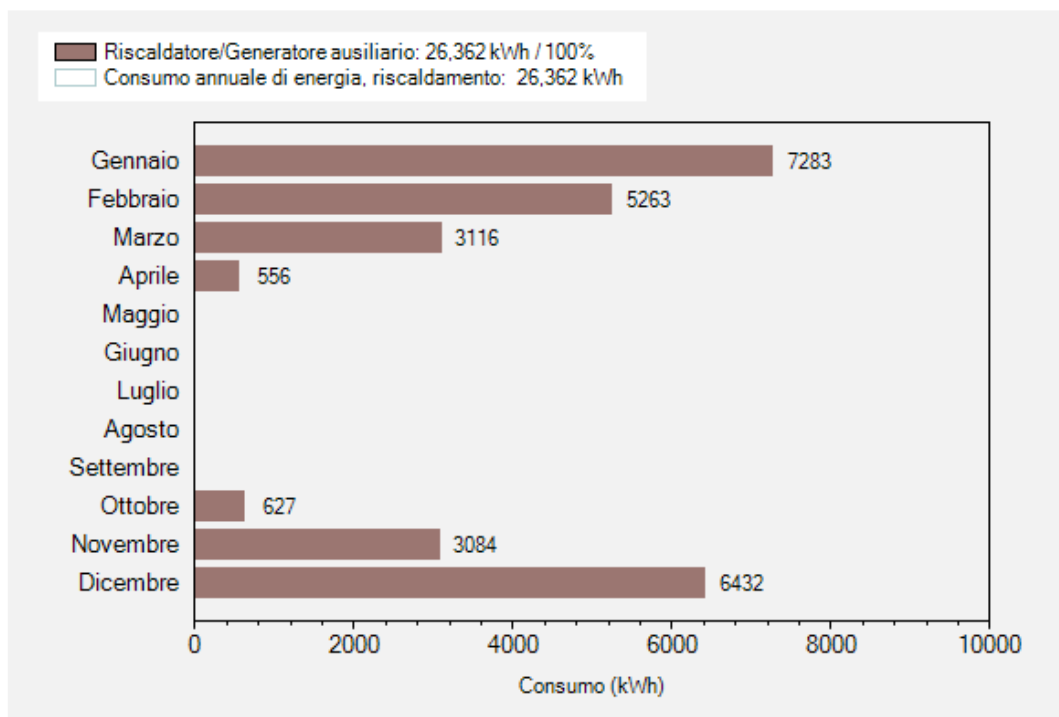


Grafico 6 Consumo di energia al mese (Daikin, s.d.)

Tramite lo strumento di selezione solare, illustrato nel paragrafo 4.1.3, è stato possibile ottenere una stima sul ritorno annuo che l'installazione di due pannelli solari può avere rispetto all'utilizzo del gas naturale:

- produzione stimata annua per due pannelli è di 2340 kWh;
- domanda totale di energia per l'ACS è di 2496 kWh;
- la frazione di energia solare per il sistema di ACS è del 73%;
- il risparmio di CO₂ è di 601 kg;
- il risparmio annuo di gas naturale in bolletta è di 253,70 €.

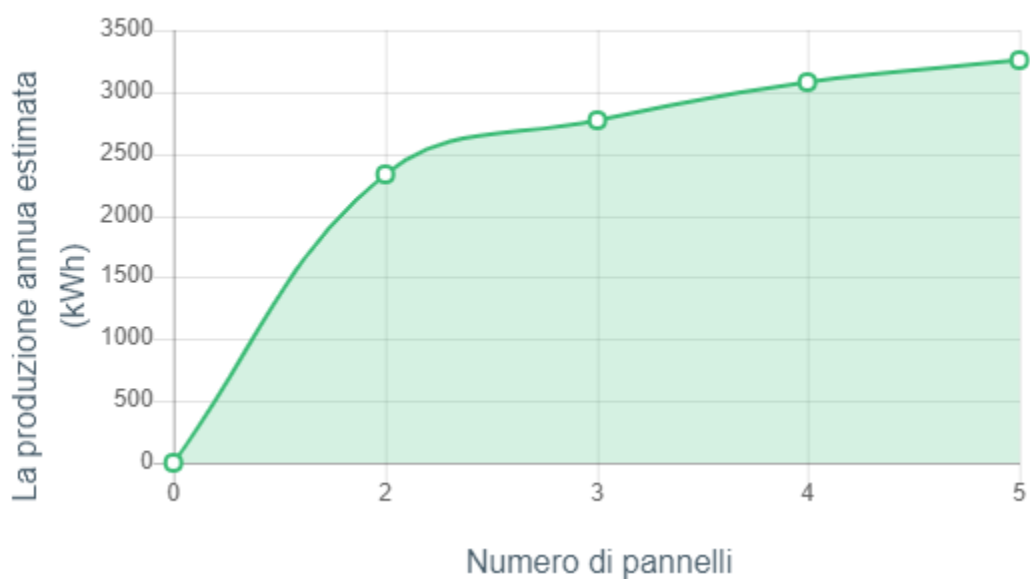


Grafico 7 Stima della produzione annua di energia termica con due pannelli solari (Daikin, s.d.)

5.3. Caldaia a condensazione più pompa di calore

In questa simulazione è stata adottata una soluzione (Fig. 64) di tipo ibrido composto da caldaia a condensazione e da pompa di calore.



Fig. 63 Daikin Altherma R Hybrid (Daikin, s.d.)

Il funzionamento del sistema ibrido viene modulato a seconda delle temperature esterne in questo modo:

- funzionamento solo caldaia: quando le temperature scendono drasticamente,
- funzionamento ibrido: in questo caso pompa di calore e caldaia operano simultaneamente. La pompa di calore serve a fare il preriscaldamento dell'acqua destinata al riscaldamento e poi sarà la caldaia che la manderà fino alla temperatura desiderata.
- funzionamento solo pompa di calore: quando le temperature esterne sono moderate così da ottimizzare i costi di esercizio, ossia quelli relativi al consumo di energia primaria, oltre quella di contenere le emissioni di CO₂.

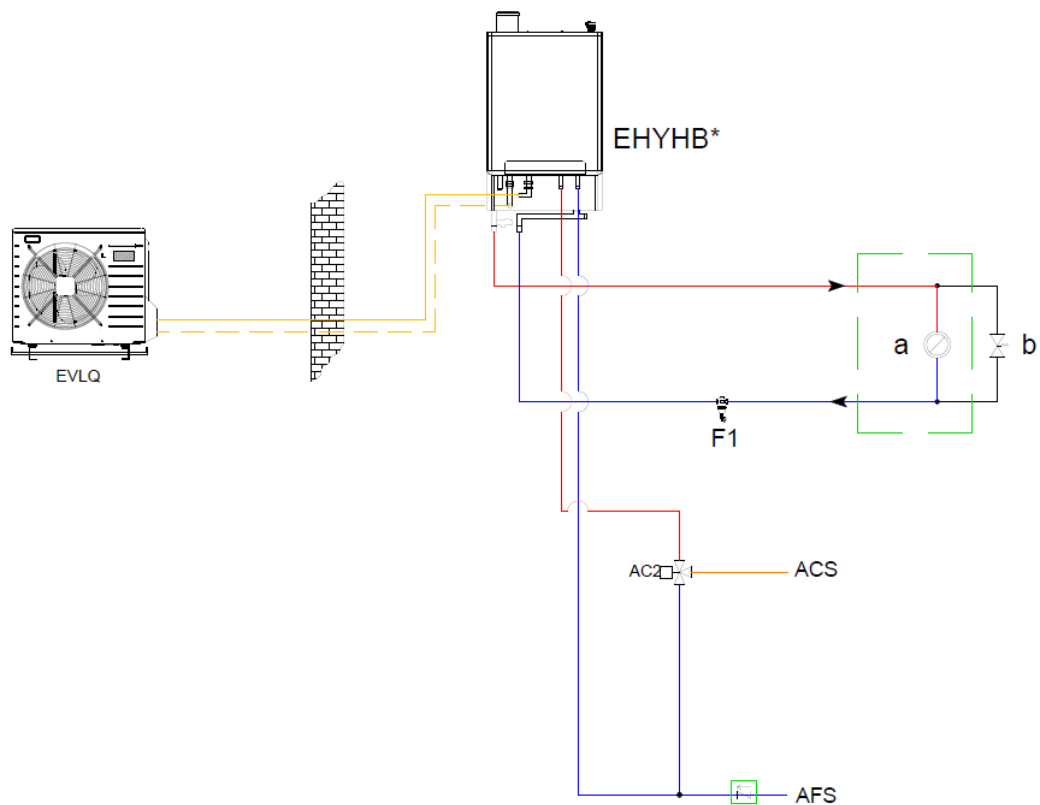


Fig. 64 Schema di applicazione (Daikin, s.d.)

Nello schema d'impianto (Fig. 65) viene mostrato con la linea gialla come avviene il collegamento tra unità esterna (pompa di calore) e unità interna (caldaia). Il fluido vettore utilizzato per il collegamento è il gas refrigerante R410a che scambia con il modulo interno alla caldaia il calore prodotto dalla pompa di calore.

In basso viene mostrata la tabella riepilogativa (Tab. 8) dell'energia necessaria per il riscaldamento ambiente, del costo per produrre tale energia e delle emissioni di CO₂. In questo caso si può notare come sia il consumo energetico che il costo energetico sono divisi a seconda della modalità con cui il sistema ha lavorato. Il calcolo avviene secondo le formule mostrate nel paragrafo 4.1.1.

Dalla tabella si può vedere come rispetto alle due soluzioni precedenti, il sistema ibrido abbia consentito una riduzione annua dei costi per l'energia di circa 480€, ma non quella delle emissioni di CO₂ dovuta al fatto che il riscaldamento è stato garantito principalmente dalla caldaia a condensazione come si può constatare dal grafico 10

Tab. 8 Riscaldamento (Daikin, s.d.)

| | |
|--|--|
| Capacità di riscaldamento richiesta | Temp. ambiente min. (-3.3 °C): 21.00 kW |
| Riscaldamento range della temperatura dell'acqua in uscita | 40 °C - 60 °C |
| % coperta da pompa di calore | 66.9 % |
| % coperta da caldaia | 33.1 % |
| Capacità di riscaldamento della pompa di calore | Min. Ambient (-3.3 °C): 5.99 kW |
| Capacità di riserva per riscaldamento, compresa caldaia | 6 kW |
| Consumo energetico per riscaldamento dell'ambiente | Pompa di calore: 4286.2 kWh Caldaia: 8738.0 kWh |
| Energia termica di riscaldamento dell'ambiente annuale | Pompa di calore: 15861.6 kWh Caldaia: 7864.2 kWh Totale: 23725.8 kWh |
| Energia termica ACS annuale | |
| Efficienza stagionale della pompa di calore | 1.82 |
| Costo annuale dell'energia per il riscaldamento ambiente | 2.115,14 € (Elettricità 0,310 €/kWh, Elettricità 0,090 €/kWh) |
| Emissioni di CO2 per riscaldamento | 4707.0 kg |

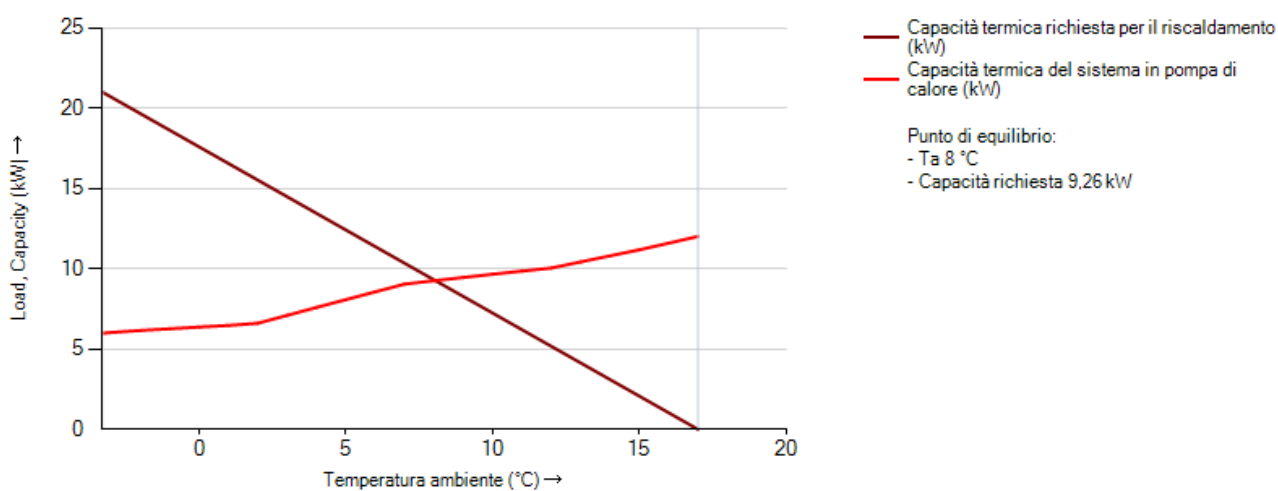


Grafico 8 Capacità di riscaldamento del sistema (Daikin, s.d.)

Il grafico 8 differisce da quello mostrato nelle due soluzioni precedenti dove si era scelto di utilizzare la caldaia a condensazione, con una lettura del grafico differente. La capacità termica dell'edificio è sempre la stessa (21kW) e anche l'andamento è sempre di tipo lineare (linea rosso scuro). Invece si può notare una seconda linea (rosso chiaro) rappresentante la capacità termica del sistema in pompa di calore che va ad intersecarsi in punto detto "punto di equilibrio". A sinistra di questo punto di equilibrio il sistema funzionerà in modo ibrido (prevalentemente la caldaia a condensazione), mentre a destra di questo punto la modalità di riscaldamento sarà solo in pompa di calore.

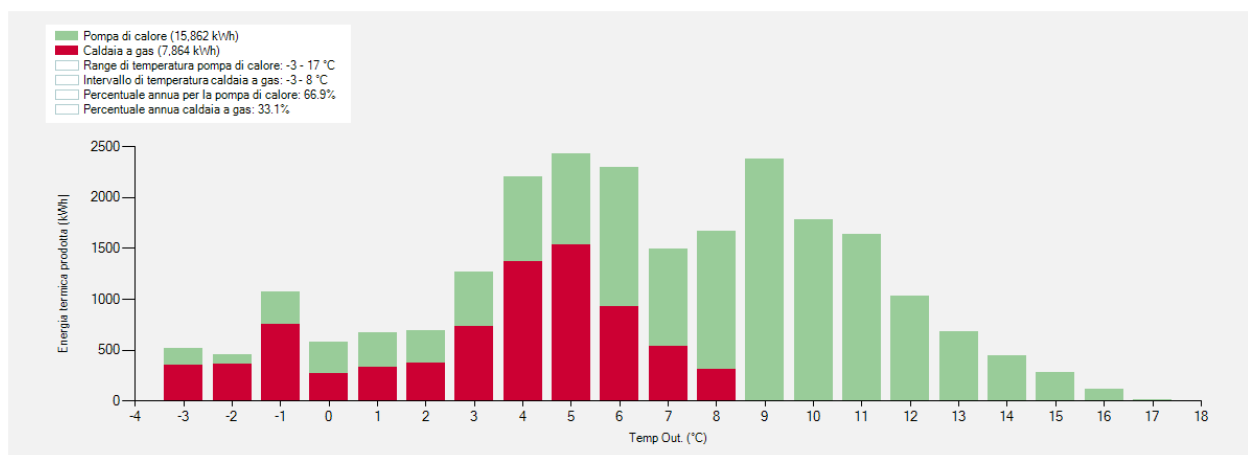


Grafico 9 Uscita termica di riscaldamento per sorgente (Daikin, s.d.)

Vengono di seguito riportati nel Graf. 9 l'energia termica da fornire in funzione delle temperature esterne secondo la procedura di calcolo illustrata nel paragrafo 4.1.1. Inoltre, sempre dallo stesso grafico si può constatare come le riduzioni di emissioni di CO₂ non sia stata possibile rispetto alle soluzioni precedenti (Par 5.2 e Par 5.1) in quanto per le temperature più basse si vede come l'utilizzo della caldaia a condensazione sia stato preponderante rispetto a quello della pompa di calore per portare l'acqua di riscaldamento dei terminali fino a 60°C, non potendo così usufruire dei benefici che la pompa di calore avrebbe potuto apportare se messa in condizioni di lavorare a temperature di mandata dell'acqua più basse per il riscaldamento e un opportuno isolamento dell'edificio come si vedrà per lo scenario 5.5.

Il grafico 10 mostra i consumi energetici mensili necessari per il riscaldamento ambiente e evidenzia come la percentuale di energia erogata dalla caldaia sia il doppio

di quella erogata dalla pompa di calore. I colori nei due grafici mostrano se l'energia viene fornita con la caldaia a condensazione o con la pompa di calore,

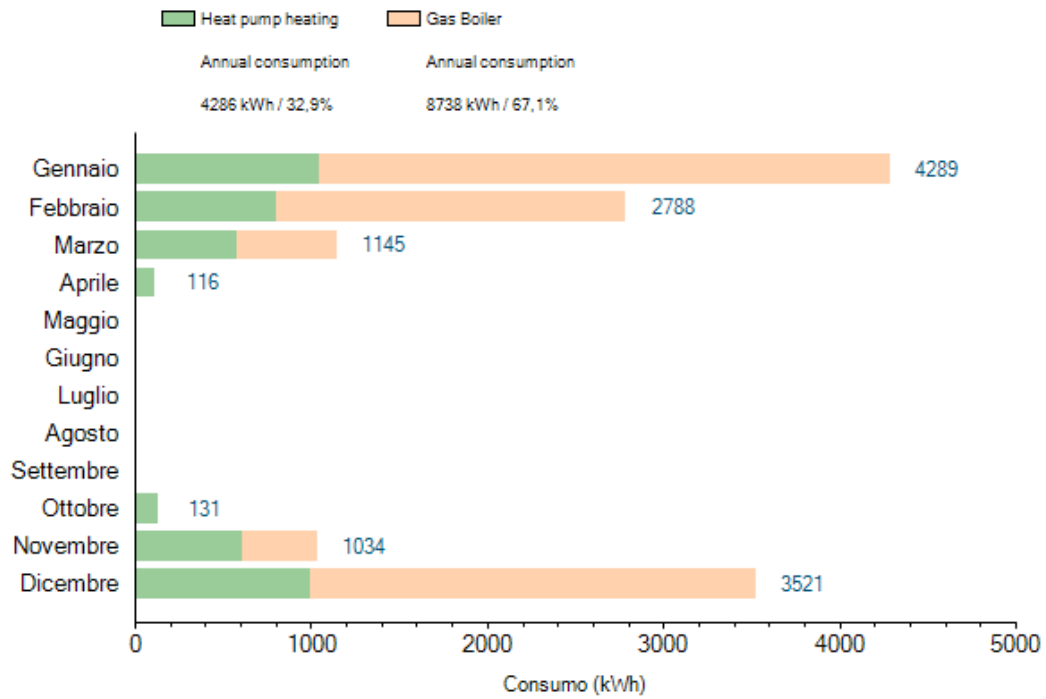


Grafico 10 Consumo di energia al mese (Daikin, s.d.)

5.4. Pompa di calore (HT) più solare termico

La soluzione scelta (Fig. 66) in questo caso è di tipo full electric. La produzione del riscaldamento e dell'acqua calda sanitaria avviene completamente in maniera elettrica sfruttando in aggiunta l'energia dell'aria esterna. La sigla HT (alta temperatura) sta a indicare che questa pompa di calore è in grado di portare la temperatura dell'acqua per il riscaldamento fino a temperature di 70°C. È una soluzione idonea nel caso in cui dovendo fare una ristrutturazione non si ha la possibilità di sostituire i termosifoni in ghisa (70°C) o in acciaio (60°C) che richiedono temperature elevate, o nel caso in cui si vive in luoghi dove in inverno la temperatura è rigida. Per portare la temperatura dell'acqua in mandata fino a 70°C la macchina sfrutta la tecnologia del "gas injection" cioè l'iniezione di vapore.

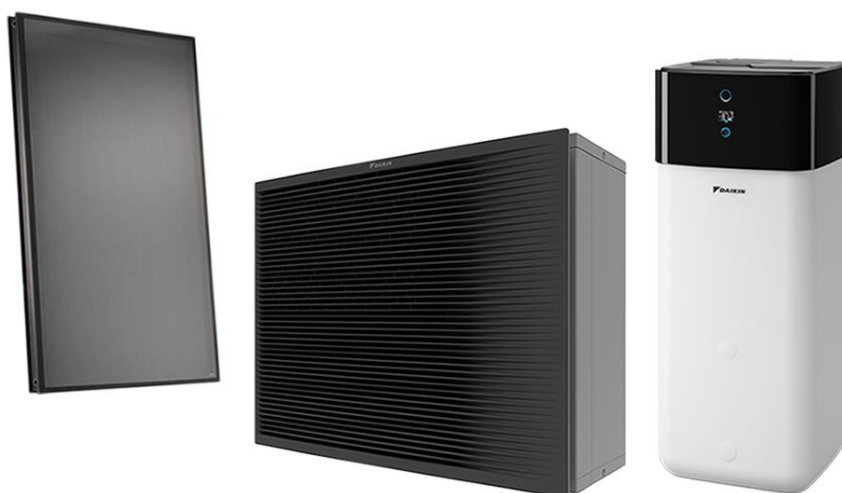


Fig. 65 Daikin Altherma 3 H HT ECH2O 18 kW (Daikin, s.d.)

In basso (Fig. 67) viene riportato lo schema di funzionamento di una pompa con un sistema solare a svuotamento detto anche "Drain Back". Nel momento in cui le condizioni ambientali lo consentono, i pannelli solari sfruttando l'energia solare possono ridurre l'apporto di calore che la pompa di calore deve fornire per la produzione di ACS fino ad annullarlo se le condizioni esterne lo permettono. In inverno in questo modo tramite l'accumulo termico è possibile ridurre l'apporto di calore che la pompa di calore deve fornire per l'ACS. Nel caso in cui le condizioni esterne non consentano il funzionamento dei pannelli solari, l'impianto attraverso la valvola a tre

vie devia momentaneamente la produzione di acqua per il riscaldamento ambiente all'accumulo di calore così da mantenerlo alla temperatura che si è scelto di impostare per l'ACS.

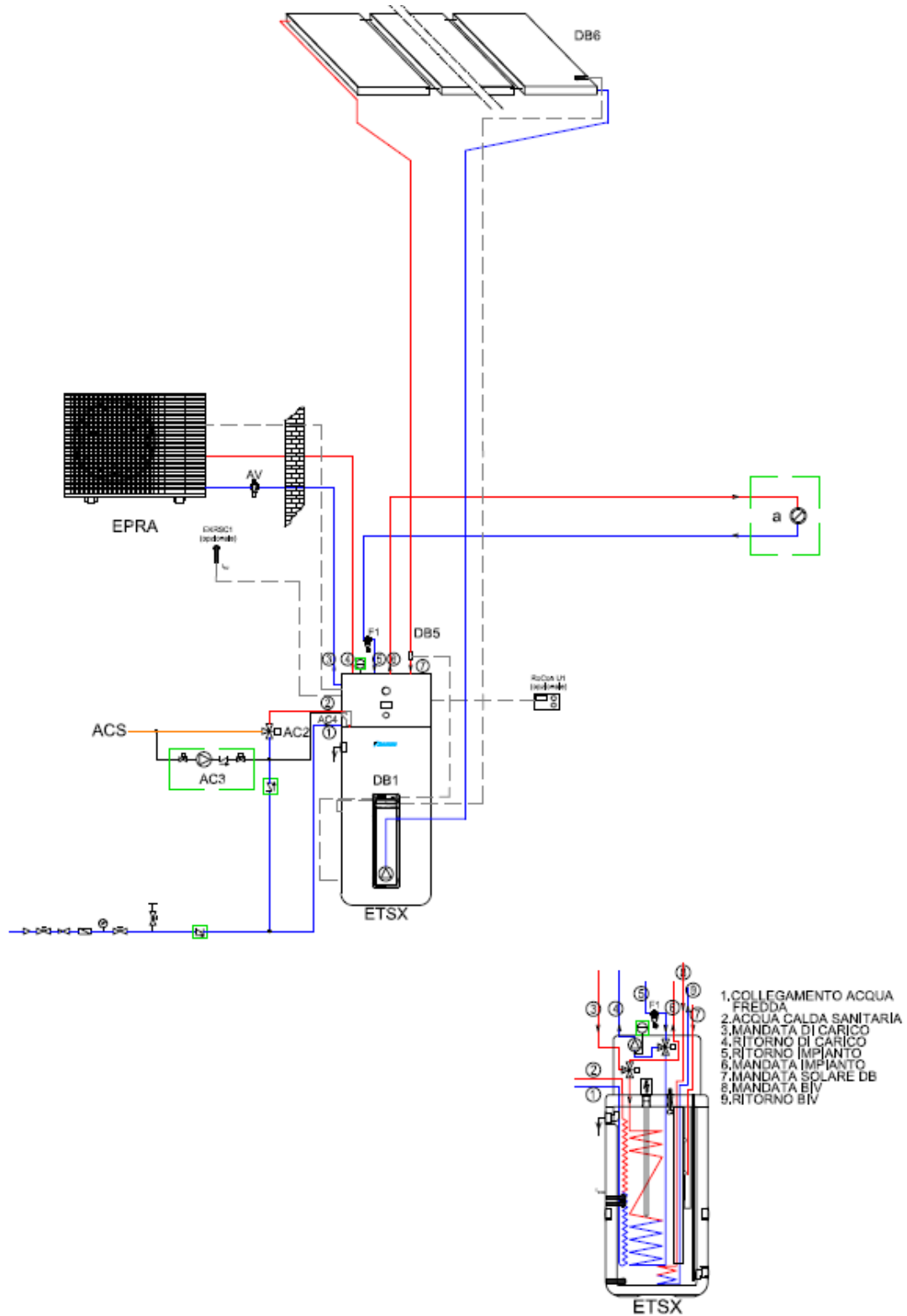


Fig. 66 Schema di applicazione (Daikin, s.d.)

Nello schema d’impianto (Fig. 67) viene mostrato come avviene il collegamento tra unità esterna (pompa di calore più pannelli solari) e unità interna (accumulo termico). Il fluido vettore utilizzato per il collegamento in questo caso è acqua che scambia con il modulo interno dell’accumulo termico, il calore prodotto dalla pompa di calore.

Tab. 9 Riscaldamento (Daikin, s.d.)

| | |
|---|---|
| Capacità di riscaldamento richiesta | Temp. ambiente min. (-3.3 °C): 21.00 kW |
| Riscaldamento range della temperatura dell’acqua in uscita | 40 °C - 60 °C |
| % coperta da pompa di calore | 95.9 % |
| % coperta da BUH | 4.1 % |
| Capacità di riscaldamento della pompa di calore | Min. Ambient (-3.3 °C): 12.34 kW |
| Capacità del riscaldatore di riserva | 9 kW |
| Capacità di riserva per riscaldamento, compreso BUH | 0.34 kW |
| Consumo energetico per riscaldamento dell’ambiente | 8364.2 kWh |
| Energia termica di riscaldamento dell’ambiente annuale | 23725.5 kWh |
| Dimensioni del serbatoio | 500 L |
| Energia termica ACS annuale | |
| Efficienza stagionale della pompa di calore | 2.84 |
| Costo annuale dell’energia per il riscaldamento ambiente | 2.592,89 € (Elettricità 0,310 €/kWh) |
| Emissioni di CO2 per riscaldamento | 3022.8 kg |

Vengono di seguito riportati nella tabella riepilogativa (Tab. 9) l’energia necessaria per il riscaldamento ambiente, il costo per produrre tale energia e le emissioni di CO₂. Il calcolo avviene secondo le formule mostrate nel paragrafo 4.1.1. È interessante osservare come adottando solo una pompa di calore si ottenga una diminuzione netta delle emissioni di CO₂ rispetto ai tre scenari precedenti dove la scelta era ricaduta sull’utilizzo della caldaia a condensazione, con una riduzione delle emissioni annue di CO₂ di circa 1685 kg. Emissioni che sono ulteriormente contenute con l’installazione di due pannelli solari che riducono l’energia da fornire per la produzione di ACS (Graf. 14) Inoltre, sempre dal confronto di questi primi quattro scenari fin qui analizzati, si vede

come solo la soluzione ibrida (Par. 5.3) sia in grado di contenere i costi relativi ai consumi di energia primaria annui di circa 480€, in quanto il sistema ibrido è modulato in maniera tale da scegliere quale fra pompa di calore o caldaia a condensazione sia in grado di garantire la migliore efficienza energetica e quindi di limitare i costi in bolletta. Nello scenario cinque si vedrà come l'adozione del cappotto termico e l'utilizzo di temperature dell'acqua per il riscaldamento ambiente inferiori (35°C) ridurrà notevolmente: consumi, costi e soprattutto le emissioni.

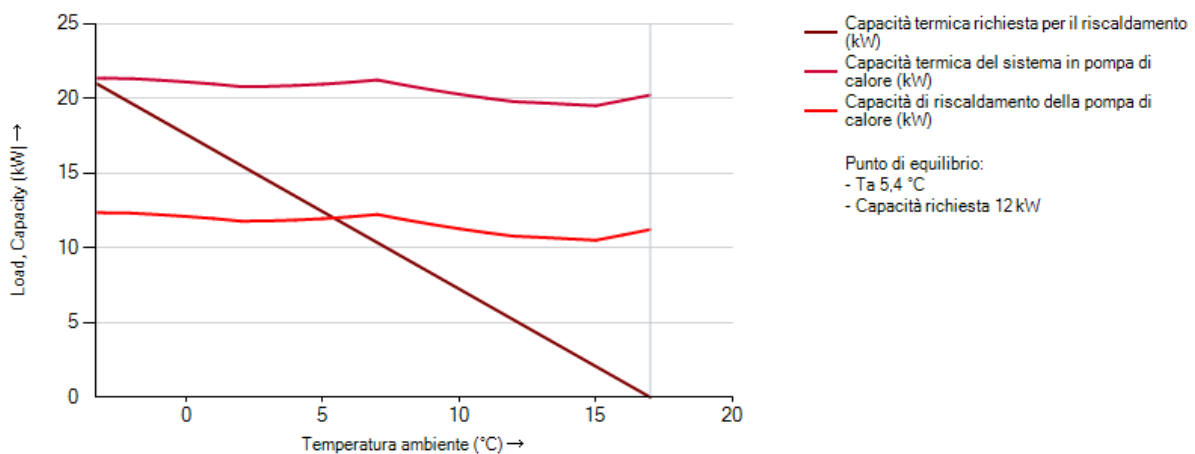


Grafico 11 Capacità di riscaldamento del sistema (Daikin, s.d.)

Lo schema mostrato (Graf. 11), della capacità di riscaldamento, è simile a quello della soluzione ibrida. La capacità termica dell'edificio è sempre la stessa (21 kW) e anche l'andamento è sempre di tipo lineare (linea rosso scuro). Invece si possono notare una seconda linea (rosso chiaro) rappresentante la capacità termica che la pompa di calore è in grado di erogare (12.34 kW) che si interseca in punto detto "punto di equilibrio" e una terza linea (magenta) che indica la capacità di riscaldamento della pompa di calore (12.34 kW) insieme a una resistenza elettrica da 9 kW in grado di colmare la capacità termica richiesta dall'abitazione. A sinistra del punto di equilibrio e quindi per le temperature più basse la pompa di calore funzionerà insieme alla resistenza elettrica, mentre a destra di questo punto la modalità di riscaldamento sarà solo in pompa di calore.

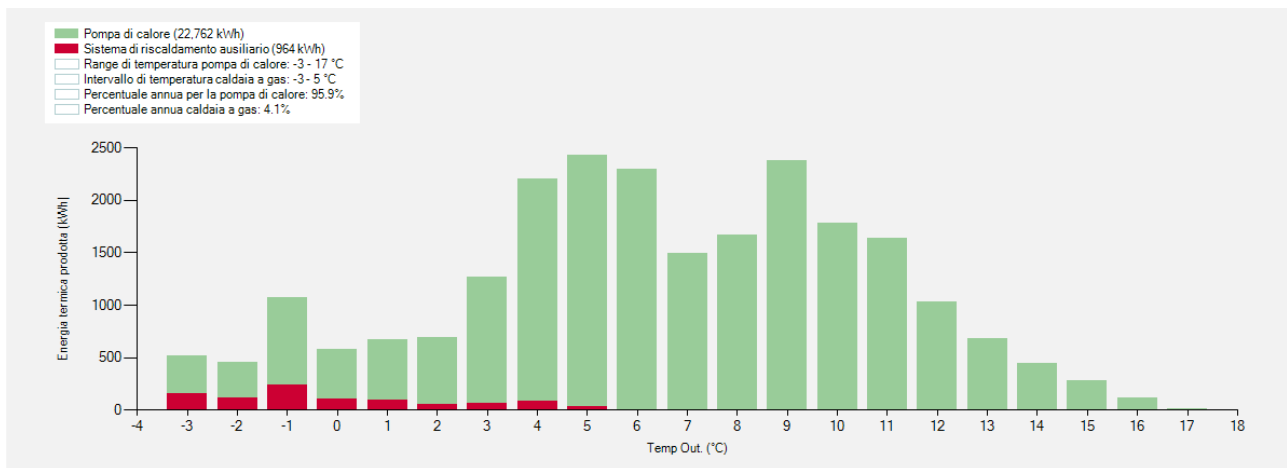


Grafico 12 Uscita termica di riscaldamento per sorgente (Daikin, s.d.)

Vengono di seguito riportati nel Graf. 12 l'energia termica da fornire in funzione delle temperature esterne secondo la procedura di calcolo illustrata nel paragrafo 4.1.1, mentre in basso (Graf. 13) vengono mostrati i consumi energetici mensili necessari per il riscaldamento ambiente. I colori nei due grafici mostrano se l'energia viene fornita solo con la pompa di calore o se c'è anche l'apporto della resistenza elettrica.

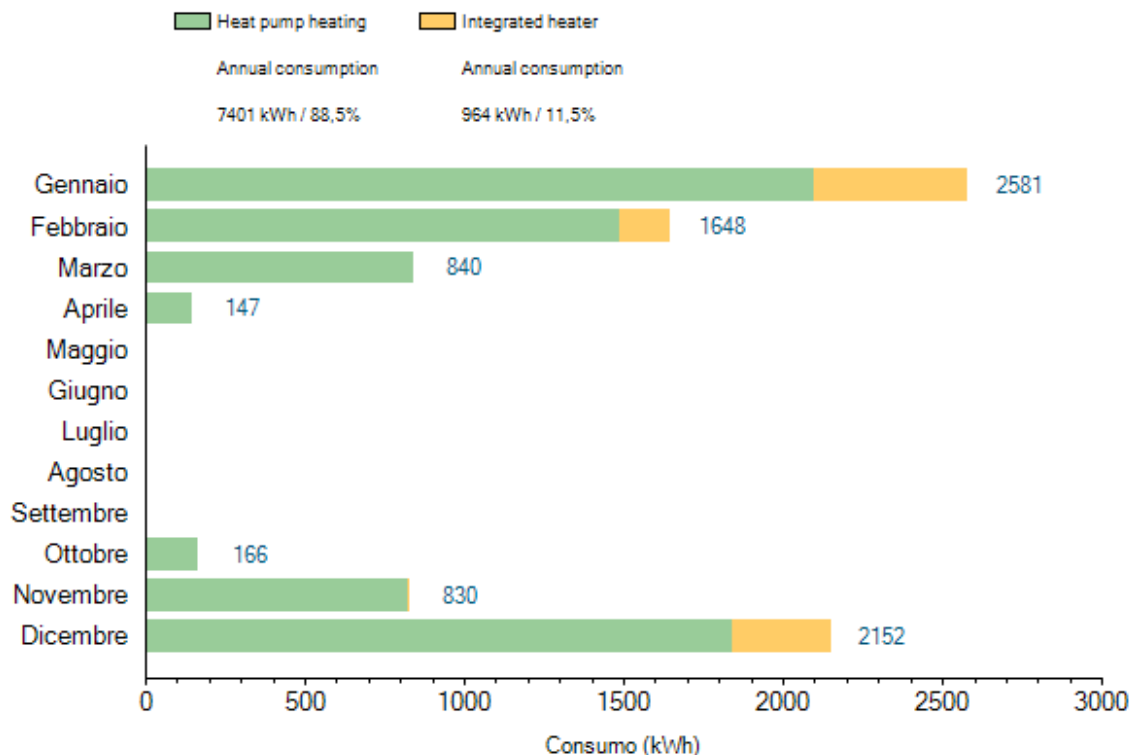


Grafico 13 Consumo di energia al mese (Daikin, s.d.)

Tramite lo strumento di selezione solare, illustrato nel paragrafo 4.1.3, è stato possibile ottenere una stima sul ritorno annuo che l'installazione di due pannelli solari può avere rispetto all'utilizzo di sola energia elettrica:

- produzione stimata annua per due pannelli è di 2340 kWh;
- domanda totale di energia per l'ACS è di 2496 kWh;
- la frazione di energia solare per il sistema di ACS è del 53%;
- il risparmio di CO₂ è di 946 kg;
- il risparmio annuo di energia elettrica in bolletta è di 805,97 €.



Grafico 14 Stima della produzione annua di energia termica con due pannelli solari (Daikin, s.d.)

5.5. Pompa di calore (LT) più solare termico

Come è stato detto in questo capitolo introduttivo, soltanto per lo scenario 5 è stato adottato un carico termico di 9,53 kW (Fig. 68) così da far vedere come riducendo questo parametro aumenti l'efficienza della pompa di calore (SCOP) e di conseguenza si riducano le emissioni di CO₂ e i consumi di energia elettrica. Inoltre, in questo caso sono stati sostituiti i termosifoni con un impianto radiante a pavimento che ha permesso di ridurre la T dell'acqua destinata al riscaldamento a 35°C.

Anche questa soluzione (Fig. 68) così come quella precedente è di tipo full electric e allo stesso modo permette sia la produzione di acqua calda per il riscaldamento ambiente che di quella sanitaria completamente in maniera elettrica, sfruttando in aggiunta l'energia dell'aria esterna. A differenza della soluzione precedente la pompa di calore non è in grado di portare la temperatura dell'acqua destinata al riscaldamento fino a 70°C, e infatti distinta dalla sigla LT (bassa temperatura).



Fig. 67 Daikin Altherma 3 R ECH2O 11kW (Daikin, s.d.)

In basso (Fig. 69) viene riportato lo schema di funzionamento di una pompa con un sistema solare a svuotamento detto anche "Drain Back". Nel momento in cui le condizioni ambientali lo consentono, i pannelli solari sfruttando l'energia solare possono ridurre l'apporto di calore che la pompa di calore deve fornire per la produzione di ACS fino ad annullarlo se le condizioni esterne lo permettono. In inverno in questo modo tramite l'accumulo termico è possibile ridurre l'apporto di calore che la pompa di calore deve fornire per l'ACS. Nel caso in cui le condizioni esterne non consentano il funzionamento dei pannelli solari, l'impianto attraverso la valvola a tre vie devia momentaneamente la produzione di acqua per il riscaldamento ambiente all'accumulo di calore così da mantenerlo alla temperatura che si è scelto di impostare per l'ACS.

Nello schema d'impianto (Fig. 69) viene mostrato come avviene il collegamento tra unità esterna (pompa di calore più pannelli solari) e unità interna (accumulo termico).

Il fluido vettore utilizzato per il collegamento in questo caso è il fluido refrigerante R32 che scambia con il modulo interno dell'accumulo termico, il calore prodotto dalla pompa di calore.

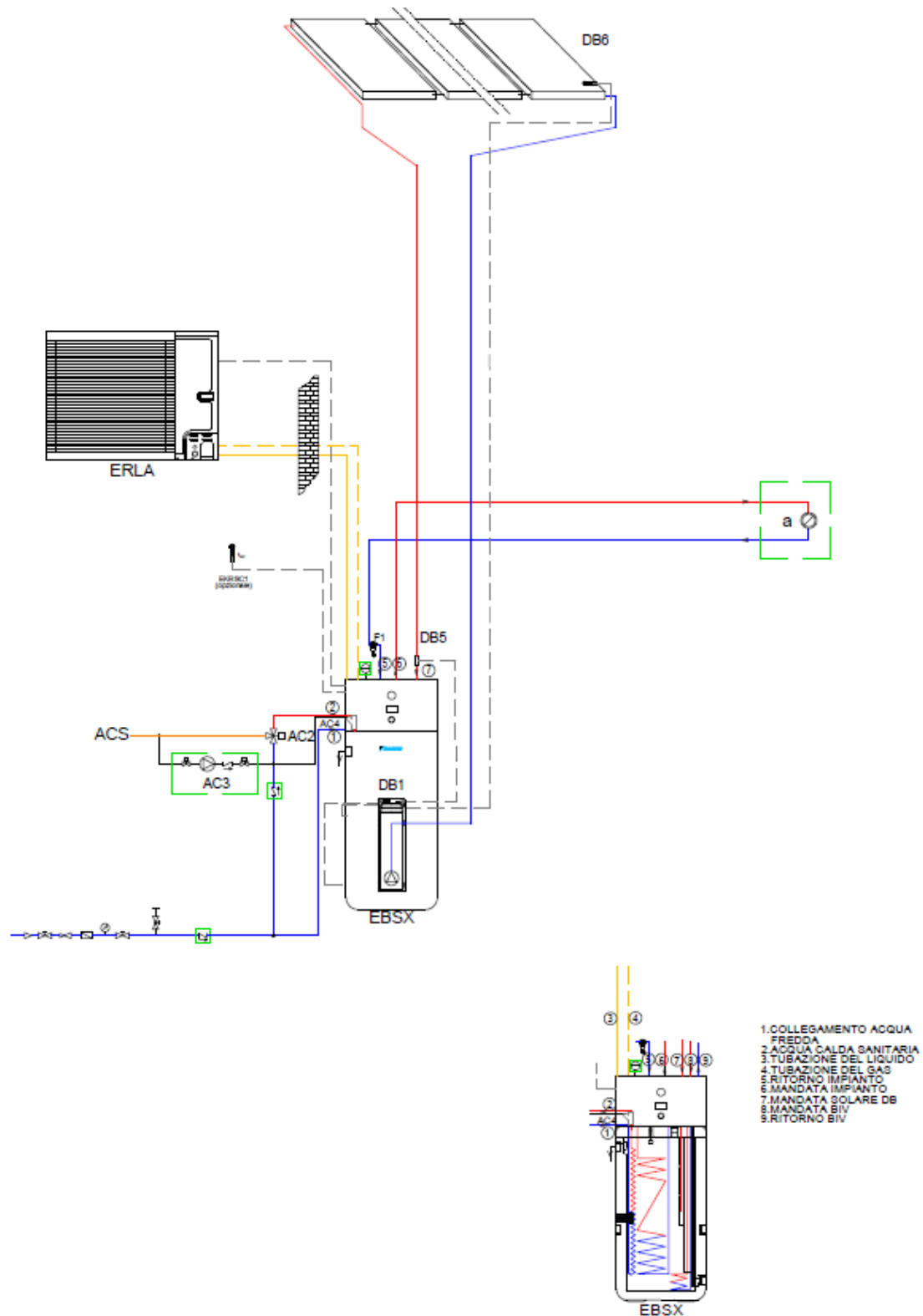


Fig. 68 Schema di applicazione (Daikin, s.d.)

Tab. 10 Riscaldamento (Daikin, s.d.)

| | |
|---|--|
| Capacità di riscaldamento richiesta | Temp. ambiente min. (-3.3 °C): 9.53 kW |
| Riscaldamento range della temperatura dell'acqua in uscita | 20 °C - 35 °C |
| % coperta da pompa di calore | 100.0 % |
| % coperta da BUH | 0.0 % |
| Capacità di riscaldamento della pompa di calore | Min. Ambient (-3.3 °C): 9.32 kW |
| Capacità del riscaldatore di riserva | 3 kW |
| Capacità di riserva per riscaldamento, compreso BUH | 2.1 kW |
| Consumo energetico per riscaldamento dell'ambiente | 1745.1 kWh |
| Energia termica di riscaldamento dell'ambiente annuale | 10767 kWh |
| Energia termica ACS annuale | 2133.425 kWh |
| Efficienza stagionale della pompa di calore | 5.82 |
| Costo annuale dell'energia per il riscaldamento ambiente | 943,53 € (Elettricità 0,310 €/kWh) |
| Emissioni di CO2 per riscaldamento | 668.8 kg |

La tabella riepilogativa mostra (Tab. 10) l'energia necessaria per il riscaldamento ambiente, il costo per produrre tale energia e le emissioni di CO₂. Il calcolo avviene secondo le formule mostrate nel paragrafo 4.1.1. Da questa tabella si evince come tra i cinque scenari analizzati questo sia nettamente quello che produca i minori consumi annuali di energia destinata al riscaldamento oltre che alle emissioni di CO₂ nettamente inferiori. Emissioni che vengono ulteriormente contenute con l'installazione di due pannelli solari come si vede dal grafico 18. Quindi si è potuto verificare che la pompa di calore nelle giuste condizioni di lavoro ha un'efficienza superiore rispetto alla caldaia a condensazione dello scenario 5.1 che consente a questa tecnologia di contenere costi ed emissioni.

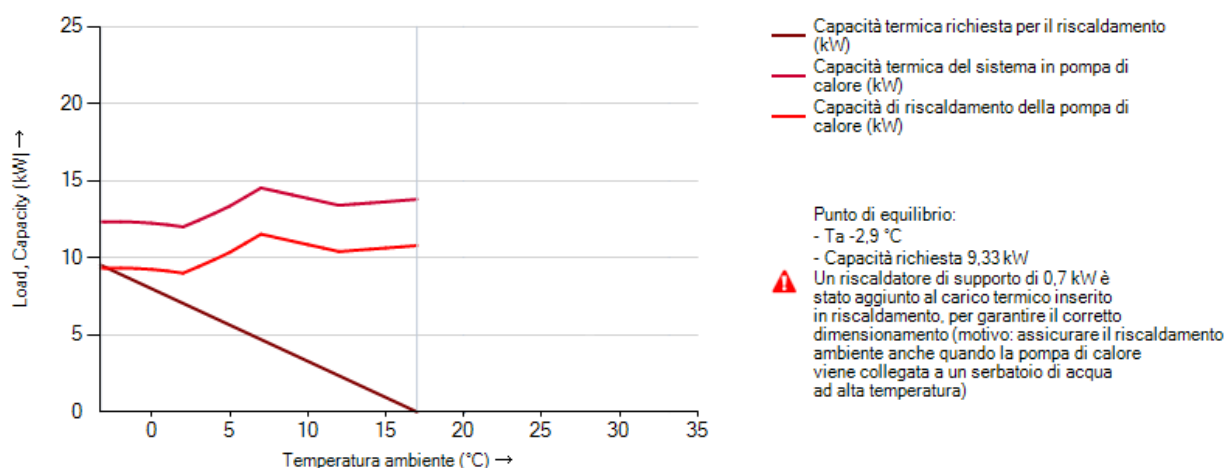


Grafico 15 Capacità di riscaldamento del sistema (Daikin, s.d.)

Il grafico 15 della capacità di riscaldamento, si differenzia da quello della soluzione 5.4 per quanto riguarda la capacità termica richiesta dall'edificio ora di 9,53kW e di quella erogata dalla pompa di calore che si riduce a 9,32kW. L'andamento della capacità termica è sempre lineare (linea rosso scuro). Si possono notare una seconda linea (rosso chiaro) rappresentante la capacità di riscaldamento della pompa di calore (9,32kW) che si interseca in un punto detto "punto di equilibrio" che per questa soluzione è quasi nullo (ciò sta a significare che la resistenza elettrica non entrerà quasi mai in funzione) e una terza linea (magenta) che indica la capacità di riscaldamento della pompa di calore (9,32 kW) insieme a una resistenza elettrica da 3 kW in grado di colmare il carico termico per le temperature più basse. A sinistra del punto di equilibrio il sistema funzionerà insieme alla resistenza elettrica alle temperature più basse, mentre a destra di questo punto la modalità di riscaldamento sarà solo in pompa di calore. È interessante osservare come rispetto alla soluzione 5.4 si riduce sensibilmente la potenza della resistenza elettrica che passa da 9 kW a 3kW, di cui solamente 0,7kW vengono utilizzati per soddisfare il carico termico alle temperature più basse. Ciò vuol dire minori consumi energetici in bolletta!

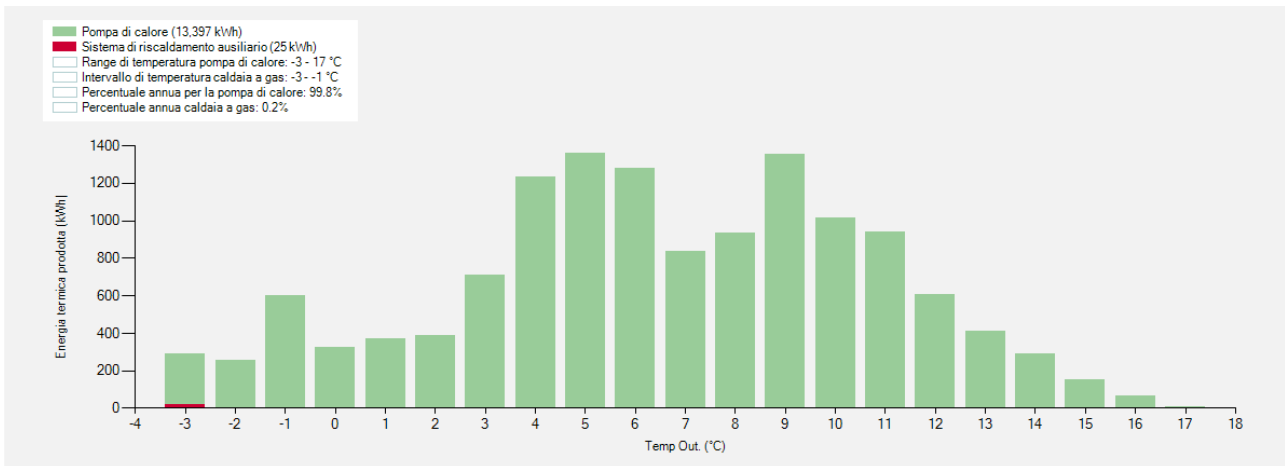


Grafico 16 Uscita termica di riscaldamento per sorgente (Daikin, s.d.)

Vengono di seguito riportati nel Graf. 16 l'energia termica da fornire in funzione delle temperature esterne secondo la procedura di calcolo illustrata nel paragrafo 4.1.1, mentre in basso (Graf. 17) vengono mostrati i consumi energetici mensili necessari per il riscaldamento ambiente. I colori nei due grafici mostrano se l'energia viene fornita solo con la pompa di calore o se c'è anche l'apporto della resistenza elettrica. Nel grafico 16 si vede come la resistenza elettrica si accende solamente alla T di progetto di -3,3°C.

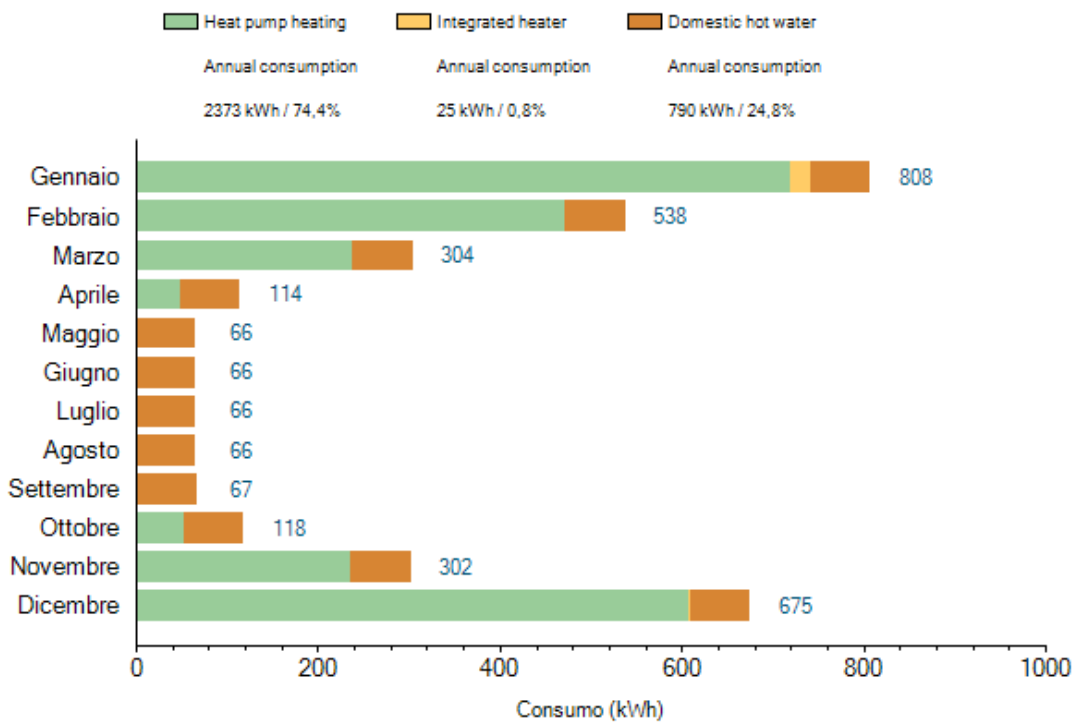


Grafico 17 Consumo di energia al mese (Daikin, s.d.)

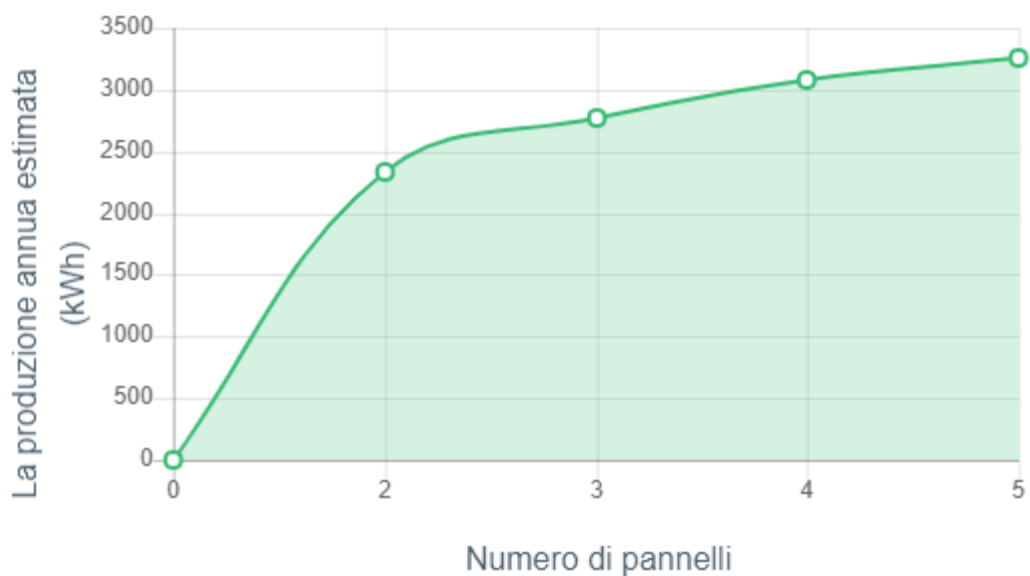


Grafico 18 Stima della produzione annua di energia termica con due pannelli solari (Daikin, s.d.)

Infine, tramite lo strumento di selezione solare, illustrato nel paragrafo 4.1.3, è stato possibile ottenere una stima sul ritorno annuo che l'installazione di due pannelli solari può avere rispetto all'utilizzo di sola energia elettrica:

- produzione stimata annua per due pannelli è di 2340 kWh;
- domanda totale di energia per l'ACS è di 2496 kWh;
- la frazione di energia solare per il sistema di ACS è del 53%;
- il risparmio di CO₂ è di 946 kg;
- il risparmio annuo di energia elettrica in bolletta è di 805,97 €.

6. Risultati e commenti (analisi degli aspetti energetici, economici ed ambientali)

In questo capitolo vengono esposti e commentati i risultati ottenuti per i 5 scenari ipotizzati. Per i primi due scenari non è stato possibile fare un confronto di tipo economico ed energetico ma soltanto di tipo ambientale valutando le emissioni di CO₂, mentre per le altre tre è stato possibile fare un confronto completo dal punto di vista: energetico, economico e ambientale. Il confronto delle cinque soluzioni è stato fatto con una caldaia a condensazione con un'efficienza del 90%.

Per le soluzioni 6.3, 6.4 e 6.5 i costi di manutenzione prevedono i seguenti lavori annuali di controllo sulla macchina:

- Per la pompa di calore il costo è dato 150 €/anno (da punto 1 a 4) più eventuali 100 €/anno (punto 5) che includono:
 - 1) lavaggio batteria;
 - 2) controllo acidità dell'acqua;
 - 3) controllo efficienza pompa di calore;
 - 4) rilievo perdite gas refrigerante;
 - 5) F-Gas se il contenuto di gas refrigerante è ≥ 3 kg.
- Per la caldaia a condensazione invece la spesa annuale da sostenere è pari a 70€/anno e prevede:
 - 1) bollino pulizia fumi;
 - 2) controllo efficienza caldaia.

L'incentivo utilizzato è stato l'Ecobonus 65% (vedi cap. 3) e viene applicato per lavori di efficientamento energetico degli edifici. L'incentivo si applica per sostenere i seguenti costi:

- prezzo del sistema;
- costo di installazione.

6.1. Caldaia a condensazione

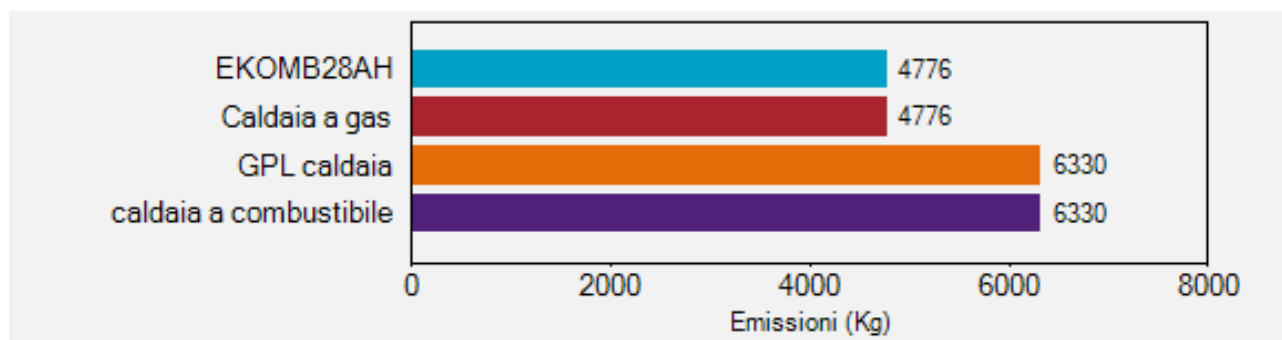


Grafico 19 Emissioni di CO₂ annue per riscaldamento (Daikin, s.d.)

In questo scenario non ci sono differenze di emissioni tra la caldaia di nuova generazione Daikin e quella di confronto (entrambe alimentate a gas metano).

6.2. Caldaia a condensazione più solare termico

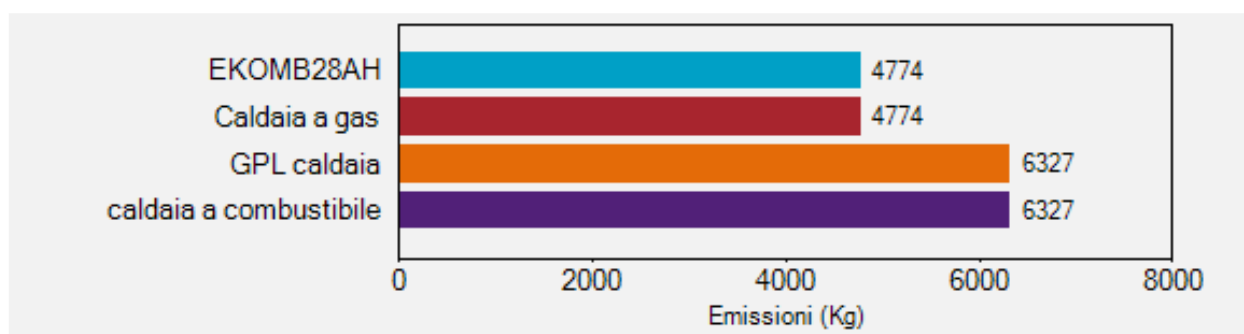


Grafico 20 Emissioni di CO₂ annue per riscaldamento (Daikin, s.d.)

Anche per questo scenario non ci sono differenze di emissioni tra la caldaia di nuova generazione Daikin e quella di confronto (entrambe alimentate a gas metano). In questo caso però bisogna valutare il contributo del solare termico che con due pannelli come visto nel paragrafo 5.2 consente di non immettere in ambiente ben 601 kg di CO₂. Quindi in questo caso le emissioni di CO₂ per la soluzione Daikin si riducono a 4173 kg.

6.3. Caldaia a condensazione più pompa di calore

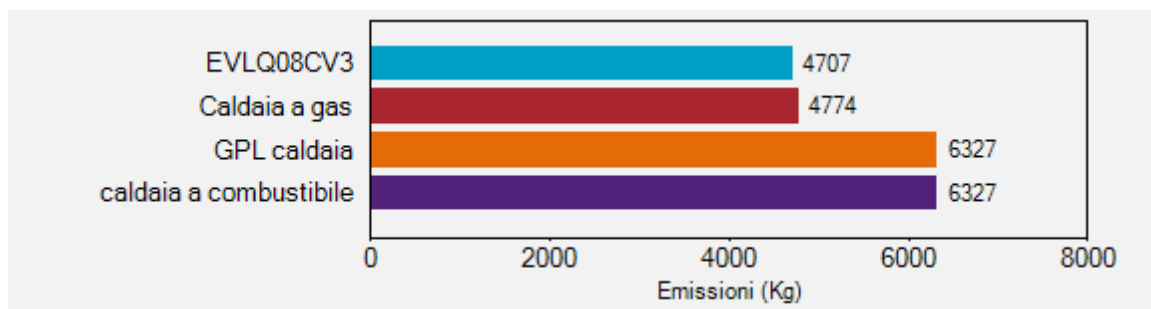


Grafico 21 Emissioni di CO₂ annue per riscaldamento (Daikin, s.d.)

Per la soluzione ibrida le emissioni di CO₂ sono simili a quelle che si ottengono con la caldaia a gas di confronto. Questo perché dovendo garantire una T di mandata dell'acqua per il riscaldamento ambiente di 60°C, la caldaia entrerà sempre in gioco. Un miglioramento che si sarebbe potuto fare per questa soluzione è l'adozione di un sistema a pannelli solari come nella soluzione precedente.

Nella tabella in basso (Tab. 11) viene fatto un confronto solamente energetico tra la soluzione ibrida scelta e la caldaia a condensazione di riferimento con efficienza del 90%. Si può osservare come il sistema ibrido dopo 10 anni abbia consumato meno energia primaria per l'equivalente di circa 1326 €. Questo ritorno economico anche se modesto sta a indicare una maggior efficienza termica del sistema scelto per il riscaldamento ambiente.

Tab. 11 Consumi di energia primaria in 10 anni (Daikin, s.d.)

| | Soluzione Daikin | | Caldaia a condensazione | |
|-----------------------------|--------------------|--------------------|-------------------------|--------------------|
| Prezzo sistema | | 0,00 € | | 0,00 € |
| Costo di installazione | | 0,00 € | | 0,00 € |
| Costo di messa in esercizio | | 0,00 € | | 0,00 € |
| Costo di manutenzione | 0,00 €all'anno | 0,00 € | 0,00 €all'anno | 0,00 € |
| Costi di esercizio | 2.115,14 €all'anno | 21.151,40 € | 2.247,70 €all'anno | 22.477,00 € |
| Totale | | 21.151,40 € | | 22.477,00 € |
| LCC totale | | 21.151,40 € | | 22.477,00 € |

Prezzo del gas naturale: 0,09 € /kWh Prezzo dell'elettricità: 0,31 € /kWh

Il grafico sottostante (Graf. 22) mostra l'andamento dell'efficienza energetica dei due sistemi appena descritti.

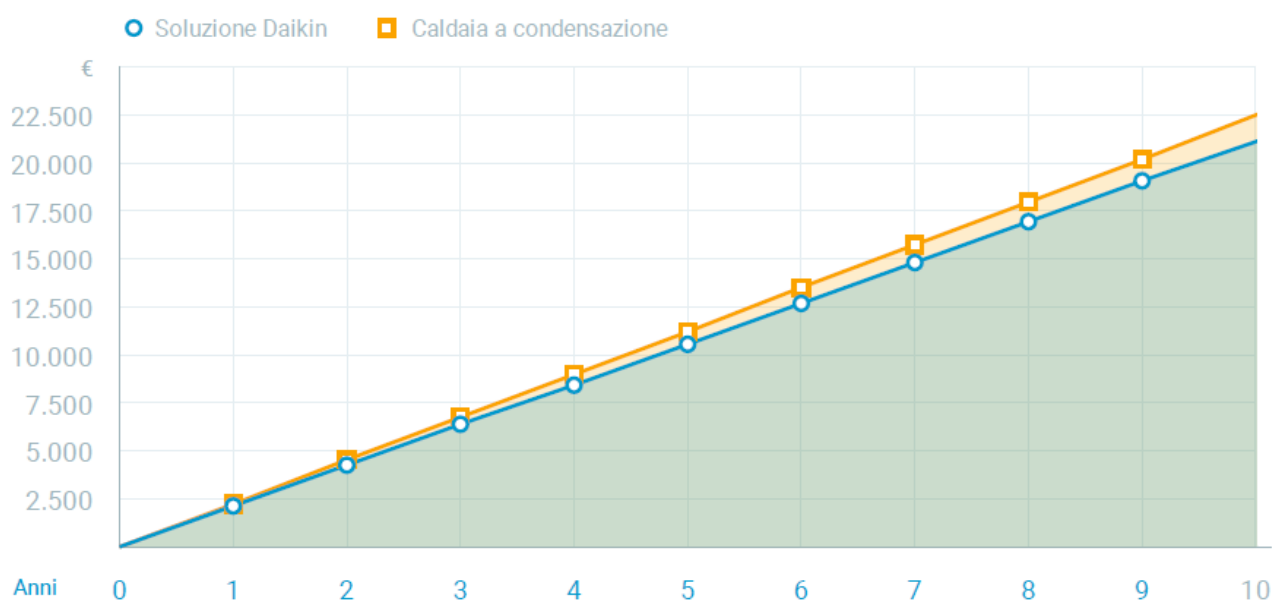


Grafico 22 Grafico che giustifica come una maggior efficienza energetica del sistema ibrido comporti un minor consumo di energia primaria rispetto alla caldaia a condensazione (Daikin, s.d.)

In questa tabella (Tab. 12) invece vengono mostrati tutti i costi così da poter fare un confronto di tipo economico e applicato l'Ecobonus 65% come incentivo. La tabella 12

evidenza come gli alti costi, soprattutto quelli legati al sistema vadano a favore della caldaia a condensazione dal punto di vista economico.

Tab. 12 Analisi di fattibilità economica per un periodo di 10 anni considerando tutti i costi (Daikin, s.d.)

| | Soluzione Daikin | Caldaia a condensazione |
|-----------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| Prezzo sistema | 9.181,00 € | 2.453,00 € |
| Costo di installazione | 1.500,00 € | 800,00 € |
| Costo di messa in esercizio | 165,00 € | 0,00 € |
| Costo di manutenzione | 150,00 €/anno 1.500,00 € | 70,00 €/anno 700,00 € |
| Costi di esercizio | 2.115,14 €/anno 21.151,40 € | 2.247,70 €/anno 22.477,00 € |
| Totale | 33.497,40 € | 26.430,00 € |
| 65% | 6.942,65 € | |
| LCC totale | 26.554,75 € | 24.315,55 € |

Prezzo del gas naturale: 0,09 €/kWh Prezzo dell'elettricità: 0,31 €/kWh

Il grafico sottostante (Graf. 23) mostra come i costi complessivi si evolvono su un periodo di 10 anni.

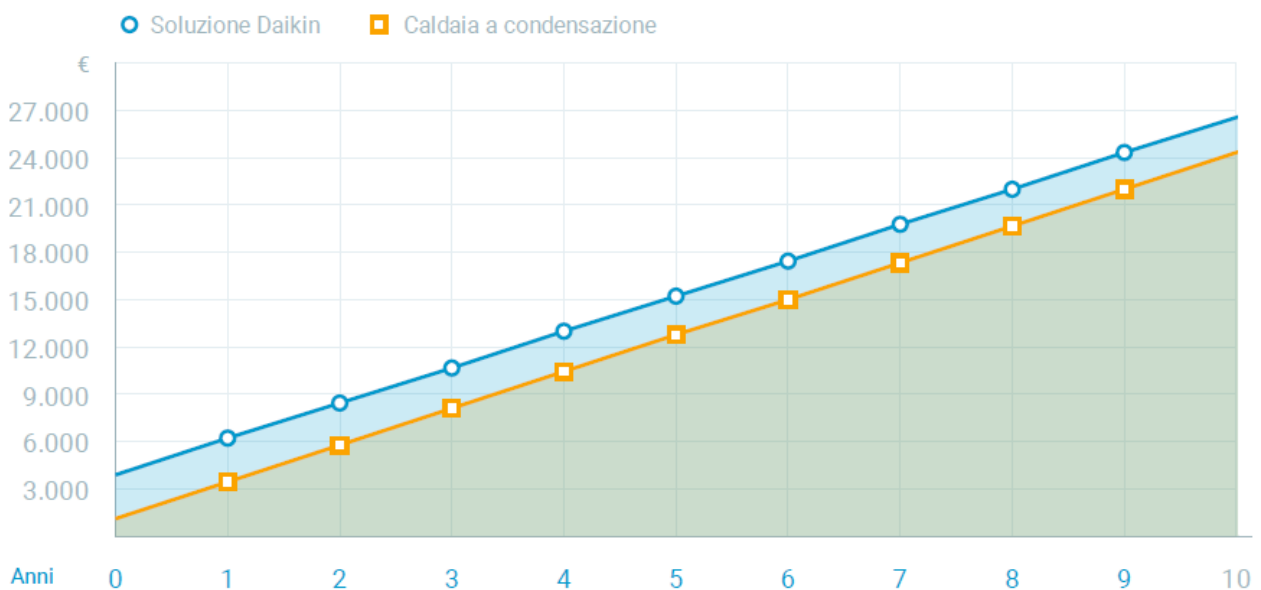


Grafico 23 Grafico dei costi totali relativo al grafico precedente (Daikin, s.d.)

6.4. Pompa di calore (HT) più solare termico

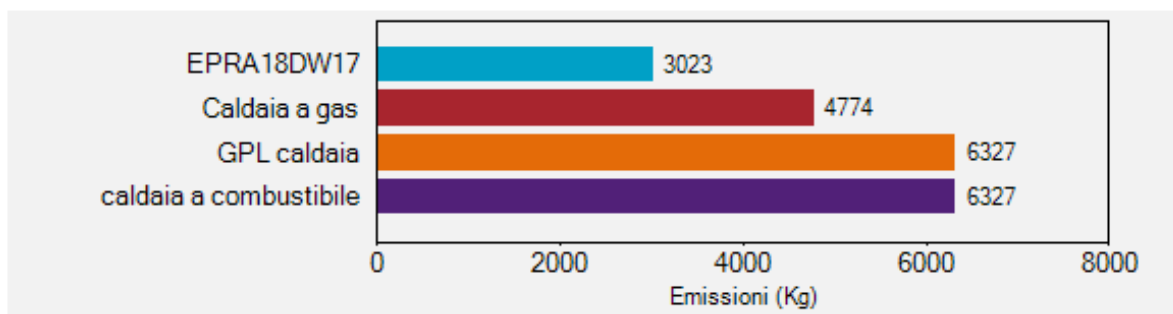


Grafico 24 Emissioni di CO₂ annue per riscaldamento (Daikin, s.d.)

In questo scenario (Graf. 24) si può notare come invece le emissioni prodotte dalla pompa di calore siano nettamente inferiori a quelle prodotte da una caldaia a condensazione. Inoltre, il programma non ha valutato i benefici prodotti dal sistema solare che stima un risparmio di CO₂ pari a 946 kg (vedi paragrafo 5.4). L'emissione annua di CO₂ si ridurrebbe così a 2077 kg.

L'efficienza energetica (Tab. 13) invece non viene premiata, in quanto la pompa di calore lavorando a temperature di mandata dell'acqua per il riscaldamento ambiente prossime a quella massima di 70°C ha un'efficienza (SCOP) energetica bassa.

Tab. 13 Consumi di energia primaria in 10 anni (Daikin, s.d.)

| | Soluzione Daikin | | Caldaia a condensazione | |
|-----------------------------|--------------------|--------------------|-------------------------|--------------------|
| Prezzo del sistema | | 0,00 € | | 0,00 € |
| Costo di installazione | | 0,00 € | | 0,00 € |
| Costo di messa in esercizio | | 0,00 € | | 0,00 € |
| Costo di manutenzione | 0,00 €all'anno | 0,00 € | 0,00 €all'anno | 0,00 € |
| Costi di esercizio | 2.592,89 €all'anno | 25.928,90 € | 2.247,67 €all'anno | 22.476,70 € |
| Totale | | 25.928,90 € | | 22.476,70 € |
| LCC totale | | 25.928,90 € | | 22.476,70 € |

Prezzo dell'elettricità: 0,31 €/kWh Prezzo del gas naturale: 0,09 €/kWh

Il grafico sottostante (Graf. 25) mostra l'andamento dell'efficienza energetica dei due sistemi appena descritti.

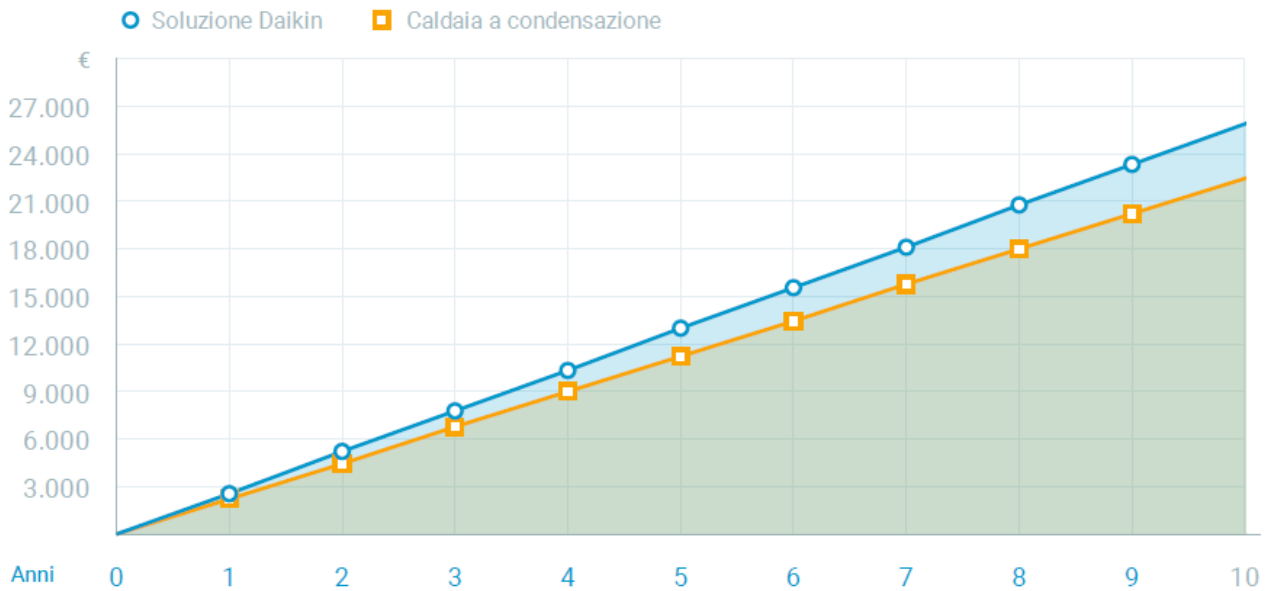


Grafico 25 Grafico che mostra come l'efficienza della caldaia a condensazione sia maggiore e quindi consenta un minor consumo di energia primaria (Daikin, s.d.)

Infine, dal punto di vista economico (Tab. 14) questa è la soluzione con i maggiori costi totali da sostenere nonostante l'applicazione dell'Ecobonus dia una mano a ridurre i costi. Per questo scenario senza dubbio la soluzione più economica è rappresentata dalla caldaia a condensazione a causa degli alti costi della macchina.

Tab. 14 Analisi di fattibilità economica per un periodo di 10 anni considerando tutti i costi (Daikin, s.d.)

| | Soluzione Daikin | Caldaia a condensazione |
|-----------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Prezzo sistema | 19.555,00 € | 2.453,00 € |
| Costo di installazione | 1.500,00 € | 800,00 € |
| Costo di messa in esercizio | 165,00 € | 0,00 € |
| Costo di manutenzione | 150,00 €all'anno 1.500,00 € | 70,00 €all'anno 700,00 € |
| Costi di esercizio | 2.592,89 €all'anno 25.928,90 € | 2.247,67 €all'anno 22.476,70 € |
| Totale | 48.648,90 € | 26.429,70 € |
| | 13.685,75 € | |
| LCC totale | 34.963,15 € | 24.218,40 € |

Prezzo dell'elettricità: 0,31 € /kWh Prezzo del gas naturale: 0,09 € /kWh

Il grafico sottostante (Graf. 26) mostra come i costi complessivi si evolvono su un periodo di 10 anni a netto favore della caldaia a condensazione.

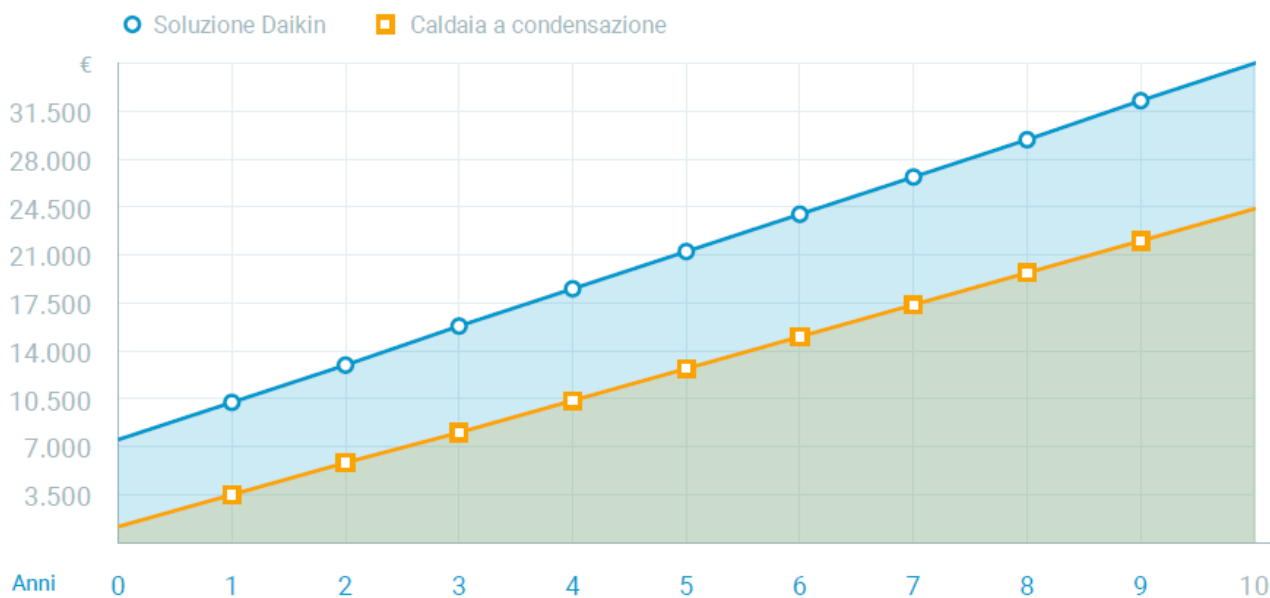


Grafico 26 Grafico dei costi totali relativo al grafico precedente (Daikin, s.d.)

6.5. Pompa di calore (LT) più solare termico

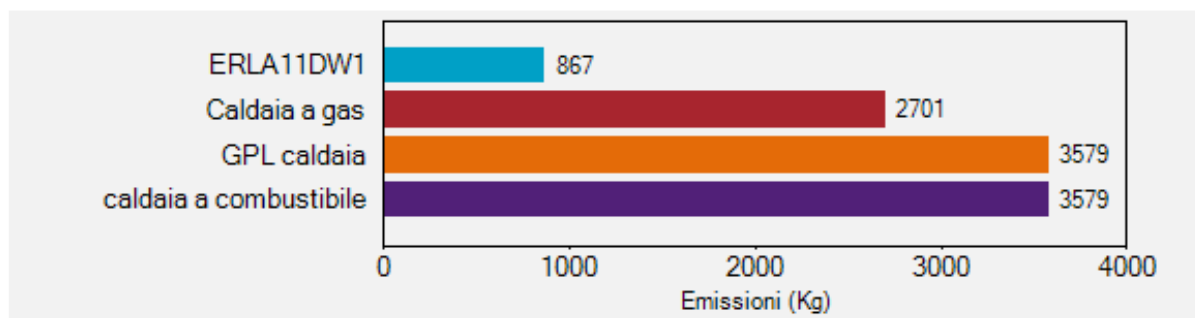


Grafico 27 Emissioni di CO₂ annue per riscaldamento (Daikin, s.d.)

Infine, per l'ultima soluzione (Graf. 27) dove si è scelto di applicare un cappotto termico esterno all'edificio si vede come la riduzione del carico termico contribuisca ad abbattere notevolmente le emissioni di CO₂ rispetto a una caldaia a condensazione di confronto con efficienza del 90% che lavori con le stesse condizioni, ma anche rispetto agli altri scenari analizzati. Inoltre, considerando il risparmio di CO₂ dato dall'impianto solare termico pari a 946 kg si ha addirittura un bilancio positivo sulle emissioni.

Anche dal punto di vista energetico (Tab. 15) si vede come una maggiore efficienza della pompa di calore (SCOP) generi dopo 10 anni un risparmio in bolletta di 2786,1 €.

Tab. 15 Consumi di energia primaria in 10 anni (Daikin, s.d.)

| | Soluzione Daikin | | Caldaia a condensazione | |
|-----------------------------|-------------------|-------------------|-------------------------|--------------------|
| Prezzo del sistema | | 0,00 € | | 0,00 € |
| Costo di installazione | | 0,00 € | | 0,00 € |
| Costo di messa in esercizio | | 0,00 € | | 0,00 € |
| Costo di manutenzione | 0,00 €/all'anno | 0,00 € | 0,00 €/all'anno | 0,00 € |
| Costi di esercizio | 943,53 €/all'anno | 9.435,30 € | 1.222,14 €/all'anno | 12.221,40 € |
| Totale | | 9.435,30 € | | 12.221,40 € |
| LCC totale | | 9.435,30 € | | 12.221,40 € |

Prezzo dell'elettricità: 0,31 € /kWh Prezzo del gas naturale: 0,09 € /kWh

Il grafico sottostante (Graf. 28) mostra l'andamento dell'efficienza energetica dei due sistemi appena descritti.

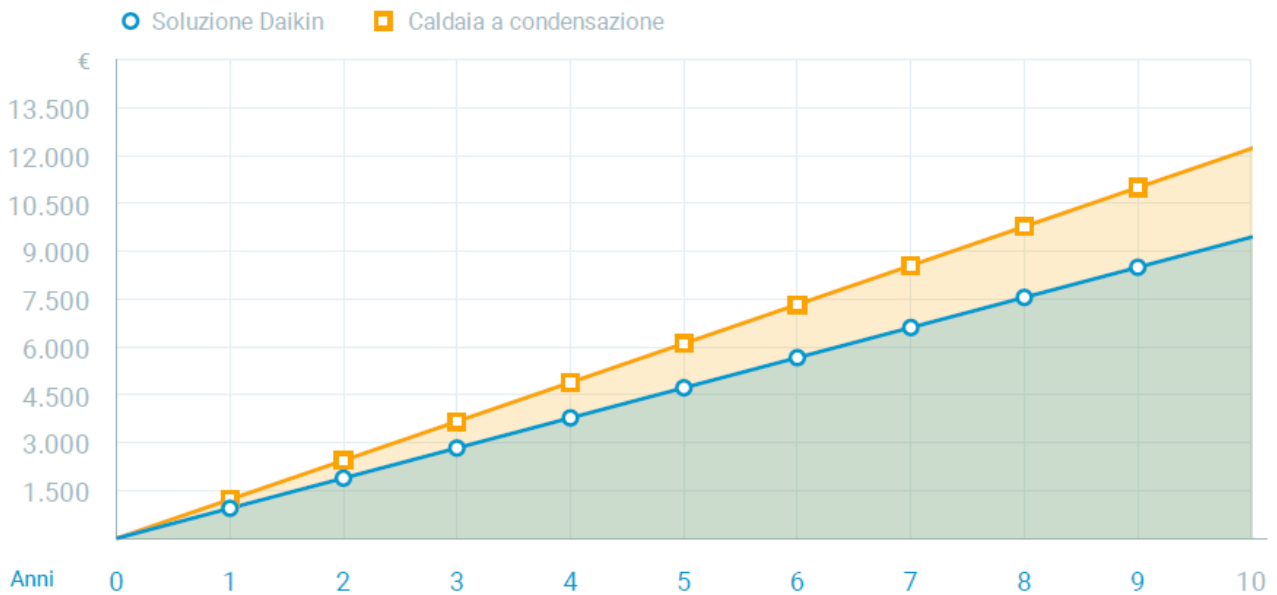


Grafico 28 Grafico che mostra come una maggior efficienza energetica del sistema in pompa di calore a bassa temperatura comporti un minor consumo di energia primaria rispetto alla caldaia a condensazione (Daikin, s.d.)

Dal punto di vista degli investimenti (Tab. 16) come in tutte le soluzioni analizzate anche la seguente non presenta vantaggi di tipo economico anche considerando l'Ecobonus del 65% in quanto il costo di una pompa di calore è più alto di quello di una caldaia a condensazione.

Tab. 16 Analisi di fattibilità economica per un periodo di 10 anni considerando tutti i costi (Daikin, s.d.)

| | Soluzione Daikin | Caldaia a condensazione |
|-----------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| Prezzo sistema | 14.235,00 € | 2.453,00 € |
| Costo di installazione | 1.500,00 € | 800,00 € |
| Costo di messa in esercizio | 165,00 € | 0,00 € |
| Costo di manutenzione | 150,00 €all'anno 1.500,00 € | 70,00 €all'anno 700,00 € |
| Costi di esercizio | 943,53 €all'anno 9.435,30 € | 1.222,14 €all'anno 12.221,40 € |
| Totale | 26.835,30 € | 16.174,40 € |
| 65% | 10.032,75 € | |
| LCC totale | 16.802,55 € | 14.059,95 € |

Prezzo dell'elettricità: 0,31 € /kWh Prezzo del gas naturale: 0,09 € /kWh

Il grafico sottostante (Graf. 29) mostra come i costi complessivi si evolvono su un periodo di 10 anni a netto favore della caldaia a condensazione.

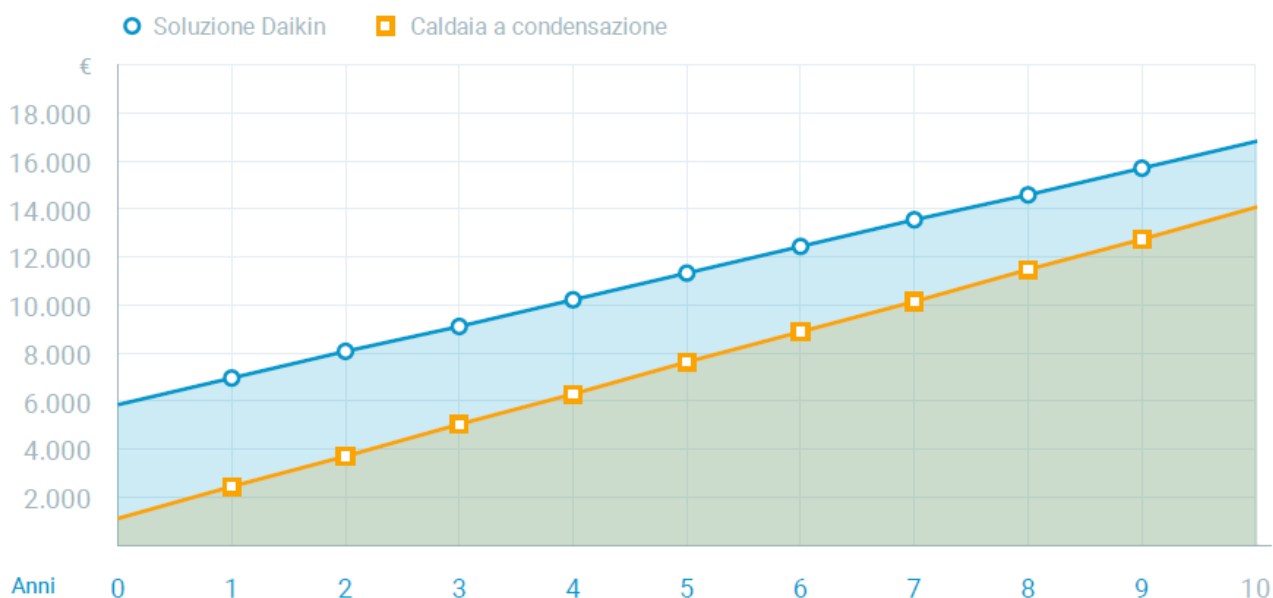


Grafico 29 Grafico dei costi totali relativo al grafico precedente (Daikin, s.d.)

7. Conclusioni

Dai cinque scenari si evince che apportando migliorie all'intera struttura quali: cappotto termico, cambio infissi, eliminazione dei ponti termici e utilizzo di terminali a bassa temperatura si riscontrano vantaggi sia dal punto di vista economico per quanto riguarda i consumi di energia primaria (dovuto a una migliore efficienza) che di quello ambientale riguardo le emissioni di CO₂. Quindi l'impiego di pompe di calore a bassa temperatura risulta in queste condizioni molto più efficiente dei sistemi a condensazione o delle pompe di calore a alta temperatura, come si è potuto riscontrare nei risultati dello scenario 5.5.

Inoltre, dallo stesso scenario sopra descritto, è stato dimostrato che con l'adozione di un cappotto esterno si riduce il fabbisogno energetico dell'edificio e quindi non limitarsi solo alla sostituzione dell'impianto senza intervenire sulla struttura. Bisognerà quindi intervenire per ridurre i carichi termici, utilizzare dei terminali a bassa temperatura in modo che la scelta ricada su una macchina più efficiente e cioè su una pompa di calore a bassa temperatura.

Quindi, se da un lato si può dire che la pompa di calore ha un'efficienza energetica migliore della caldaia a condensazione con gli opportuni accorgimenti, dall'altra parte, lo stesso non può essere detto da un punto di vista economico in quanto i costi da sostenere per avere un efficientamento energetico dell'edificio non sono pochi.

A conferma di ciò si può vedere dai grafici dei paragrafi 6.3, 6.4 e 6.5 come l'investimento della pompa di calore è sempre più alto rispetto a quello di una caldaia a condensazione, per cui il rientro dell'investimento sarà sicuramente più lungo.

Va però detto che questa è una tecnologia a fonti rinnovabili in grado di lavorare in combinazione sia con i pannelli solari per la produzione di acqua calda sanitaria, sia con i pannelli fotovoltaici così da ridurre la dipendenza di energia elettrica dalla rete nazionale e di conseguenza agevolare il rientro economico riducendo i costi in bolletta e contribuire alla riduzione di CO₂ ormai divenuto il requisito fondamentale per ridurre l'effetto serra.

Per quanto riguarda le emissioni si è visto come l'aggiunta di due pannelli solari termici, produca un doppio guadagno, a livello ambientale riducendo le emissioni di CO₂ e a livello di risparmi in bolletta limitando l'uso di energia elettrica o di gas naturale a seconda che si utilizzi la pompa di calore o la caldaia a condensazione. Altro vantaggio

e che i pannelli solari consentono tramite un accumulo termico la produzione di acqua calda sanitaria così da ridurre l'impiego della resistenza elettrica che fa lievitare i costi.

Anche se l'attuale periodo storico lascia incertezza sia dal punto di vista del costo dell'energia elettrica che di quella del metano e non ci permette di sbilanciarci più di tanto su quale delle due fonti sarà la più conveniente, concludo dicendo che la pompa di calore è una tecnologia valida per aiutare a ridurre il riscaldamento globale, ma bisognerà ancora lavorare affinché la produzione di energia sia sempre più pulita a partire dalle centrali che la producono e incentivando le persone a fare uso di fonti di energia rinnovabile, attraverso l'installazione di pannelli fotovoltaici nelle proprie abitazioni.

Bibliografia

(s.d.). Tratto da www.andreaminini.org

ARERA. (s.d.). *Istituzione delle Autorità di regolazione dei servizi di pubblica utilità*.

ASSOCLIMA s.r.l. Associazione dei costruttori di Sistemi di Climatizzazione. (s.d.).

Caleffi. (2008, Dicembre). Le caldaie tradizionali e a condensazione. *Idraulica*.

Caleffi. (2021, dicembre). Gli impianti a pompa di calore aria-acqua. *Idraulica*.

CE, G. u. (s.d.). *Regolamento CE n°3093/94*.

Cengel, Y. A. (1998). *Termodinamica e trasmissione del calore*. McGraw-Hill.

Consiglio dell'Unione Europea. (s.d.).

Daikin. (s.d.). Tratto da https://www.daikin.ch/it_ch/knowledge-center/f-gas-regulation.html

Daikin. (s.d.). *Stand by me*. Tratto da <https://standbyme.daikin.it/it/>

ENEA "Ente nuove Tecnologie per l'Energia e l'Ambiente". (s.d.).

European Environment Agency. (s.d.). Tratto da <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/figures/estimated-co2-emission-factors-for>

IEA "International Energy Agency". (s.d.). Tratto da <https://www.iea.org/countries/italy>

Lazzarin, R. (s.d.). *Pompe di calore: parte teorica, parte applicativa*.

Marcotullio, P. (2008). *Appunti dalle lezioni di fisica tecnica ambientale*. L'Aquila.

Paolo Tuscano, M. M. (s.d.). *Aspetti energetici e prestazionali riguardanti la conduzione e la manutenzione degli impianti di raffreddamento dei CED*.

Rotex. (s.d.). *Energia solare per la produzione di acqua calda sanitaria e l'integrazione del riscaldamento. Rotex Solaris*.

RSEview. (s.d.). *Riflessioni sull'energia: la pompa di calore per un confort sostenibile*.

Svizzera Energia. (2020, ottobre). *Manuale fluidi refrigeranti*.