

2015

TESI DI DOTTORATO DI RICERCA IN ENERGETICA - XXIII CICLO

PROGETTO DEGLI EDIFICI A QUASI ZERO ENERGIA



DOTT. ARCH. MASSIMILIANO CAMMARATA

Dottorato di Ricerca in Energetica

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Università di Catania

A.A 2014/15

FILE: TESI DI DOTTORATO - 2015.DOCM
AUTORE: MASSIMILIANO CAMMARATA
DATA: 1 DICEMBRE 2015

maxcammarata@gmail.com

Non sono consentiti usi commerciali di alcun genere senza il consenso dell'Autore

STRUTTURA DEL VOLUME

PARTE PRIMA	1
1. LA DIRETTIVA 2010/31/CE	3
2. LEGGE 90/2013	10
3. DIRETTIVA 2012/27/UE	18
4. TERMOFISICA DEGLI EDIFICI	23
5. CONSUMI ENERGETICI DEGLI EDIFICI	41
6. LE UNI TS 11300	55
7. DM 26/06/2015 - NUOVE NORME SULLA PRESTAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI	98
8. MODELLO DINAMICO DELLA UNI EN 13790	126
PARTE SECONDA	193
9. COMPONENTI PRINCIPALI DI IMPIANTO	195
10. GENERATORI TERMICI	203
11. GENERATORI ELETTRICI –POMPE DI CALORE	233
12. SISTEMI SPLIT	259
13. TERMINALI EFFICIENTI PER LA CESSIONE DELL'ENERGIA	264
14. ILLUMINAZIONE CON LAMPADE A LED	279
PARTE TERZA	282
15. D.LGS. 28/11 – USO DI FONTI RINNOVABILI	284
16. RACCOMANDAZIONE 14/2013 DEL CTI	310
17. LA NORMA UNI TS11300 PARTE 4	315
18. SPECIFICHE DELLA UNI TS 11300 PARTE 4	319
19. RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	396

INTRODUZIONE

La Direttiva 2010/31/CE (*RECAST*) introduce l'utilizzo di edifici a *Quasi Zero Energia* a partire dal 2018 per gli edifici pubblici e dal 2020 per gli edifici privati. Questa caratteristica pone nuovi e interessanti problemi progettuali sia in ambito architettonico che impiantistico, configurando di fatto una sinergia forte fra la progettazione dell'involucro e quella impiantistica.

Contemporaneamente per effetto della Direttiva 2009/28/CE (*RES*), recepita in Italia con il D.Lgs. 28/2011, si impone l'utilizzo di *Fonti Energetiche Rinnovabili* (*FER*) già a partire dal 31/05/2012.

Al fine di ridurre l'energia primaria richiesta dagli edifici per i servizi energetici (*riscaldamento, raffrescamento/condizionamento, acqua calda sanitaria, ventilazione meccanica ed illuminazione*) e quindi ridurre anche l'aliquota di *FER* necessaria per il rispetto del D.Lgs. 28/2011 occorre procedere su più strade:

- *Ridurre i requisiti energetici agendo sulle proprietà dell'involucro edilizio;*
- *Utilizzare componenti di impianti ad alta efficienza energetica;*
- *Utilizzare le fonti energetiche rinnovabili (FER).*

La prima tipologia di intervento richiede una progettazione architettonica (relativamente all'involucro dell'edificio) attenta alle prestazioni energetiche globali. Occorre, quindi, progettare gli edifici tenendo conto anche dei criteri dell'edilizia passiva e riducendo al massimo le trasmittanze termiche dei componenti di involucro.

La seconda via richiede l'utilizzo di sistemi energetici ad alta efficienza quali, ad esempio, caldaie a condensazione, pompe di calore ad alta efficienza, sistemi geotermici, ... Queste azioni sono tipiche delle scelte impiantistiche meccaniche.

La terza strada interessa le fonti energetiche rinnovabili (*FER*) o assimilate alle *FER*. In questo modo è possibile ridurre notevolmente l'energia primaria richiesta dagli edifici. Su questo tema sono state emanate norme (UNI TS11300/4), decreti (principalmente il D.Lgs. 28/2011) e la raccomandazione R. 14/2013 CTI che recano indicazioni sul calcolo della quota di energia rinnovabile (*QR*) e sulla determinazione della prestazione energetica per la classificazione dell'edificio.

Il quadro normativo sull'energetica degli edifici ha subito in questi ultimi dieci anni una continua evoluzione che si concretizza, nel 2015, con l'emissione del DM 26/06/2015 contenente i nuovi decreti attuativi della L. 90/2013 di recepimento della direttiva 2010/31/CE.

Con questi decreti, che sostituiscono il D.P.R. 59/09 e il D.M. 06/09 sul calcolo delle prestazioni energetiche degli edifici e sulle *Linee Guida* per la certificazione energetica, si introducono nuovi e innovativi metodi di calcolo che fanno uso dell'*edificio di riferimento (ER)* sia per valutare le prestazioni energetiche che per la certificazione energetica.

In particolare l'edificio di riferimento è un edificio ideale che ha la stessa geometria dell'edificio reale ma con caratteristiche considerate minime per:

- *L'involucro esterno per il quale sono assegnate valori di trasmittanze minime;*
- *Gli impianti di climatizzazione, ACS ed illuminazione per i quali si hanno efficienze minime.*

Pertanto il confronto fra l'edificio reale e quello di riferimento deve avvenire su queste due caratteristiche. La progettazione globale dell'edificio deve agire, come è giusto che sia, sia sull'involucro edilizio in modo da minimizzare i disperdimenti e ridurre i consumi energetici (di involucro) sia sugli impianti, proponendo impianti più efficienti rispetto a quelli indicati per l'edificio di riferimento.

Si osserva che il decreto sui requisiti minimi degli edifici qualifica come *Edificio a Quasi Zero Energia (EQZE)* quello che rispetta i suddetti criteri di progettazione e che verifichi anche, obbligatoriamente, i requisiti richiesti dal D.Lgs. 28/2011 sull'utilizzo delle FER.

Sono, pertanto, proposte le tre direttive progettuali indicate in precedenza e viene ribadita l'assoluta sinergia progettuale fra l'architettura e l'impiantistica.

In pratica si può parlare di nuovi criteri di progettazione per gli edifici a quasi zero energia che vanno ad innovare gli archetipi progettuali fino ad ora seguiti.

La tesi qui esposta vuole presentare in forma organica tutte le problematiche riguardanti i nuovi criteri progettuali.

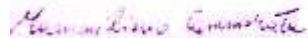
Essa è suddivisa in tre parti.

- *La prima parte è dedicata alla progettazione dell'involucro edilizio in conformità ai nuovi decreti attuativi della L. 90/13;*
- *La seconda parte è dedicata ai componenti di impianto ad alta efficienza energetica;*
- *La terza parte è dedicata all'utilizzo delle Fonti Energetiche Rinnovabili (FER).*

Particolare cura è dedicata alla simulazione dinamica (UNI EN 13790:2008) dei transitori termici degli edifici rispetto a quella statica.

Catania 01/12/2015

Dott. Arch. Massimiliano Cammarata



PARTE PRIMA

LA PROGETTAZIONE DELL'INVOLUCRO EDILIZIO

PREFAZIONE

Le prestazioni energetiche degli edifici sono state oggetto di numerosi interventi legislativi, già a partire dalla L. 373/76.

Numerose direttive europee, cui hanno fatto seguito altrettanti decreti di recepimento e decreti attuativi, hanno imposto agli stati membri una regolamentazione armonizzata con una base comune di calcolo e di rappresentazione dei risultati.

La verifica della prestazione energetica degli edifici trova oggi attuazione con una serie di decreti attuativi e norme tecniche che saranno oggetto dei prossimi capitoli.

Tale decreti e norme condizionano, o quanto meno vorrebbero farlo, di fatto anche l'iter progettuale degli edifici e pertanto saranno discusse in dettaglio.

Si tratta delle direttiva 2010/31/CE, della legge di recepimento L. 90/13, dei nuovi decreti attuativi e delle norme tecniche UNI TS 11300 che nel 2014 sono state aggiornate per la Parte 1 e 2.

A queste si aggiunge il D.Lgs. 28/2011 sull'utilizzo delle FER.

Si farà riferimento anche alle proprietà termofisiche e al comportamento termofisico degli edifici. Non si può, infatti, prescindere da queste conoscenze per la corretta applicazione delle norme stesse.

Infine si esaminerà il comportamento termico dinamico degli edifici mediante il modello proposto dalla norma internazionale UNI EN 13790:2008. In particolare si esaminerà il modello termico a cinque resistenze ed una capacità (qui denominato R5C1) per l'analisi dinamica sul giorno medio mensile, pur potendosi applicare lo stesso modello per un'analisi completa giornaliera annuale (*Test Reference Year*). L'utilizzo del modello medio orario mensile si rende opportuno in considerazione della ancora scarsa disponibilità di dati ambientali per tutte le località italiane di dati ambientali più dettagliati.

In particolare si utilizza il data base IWDG già presente nel software ENERGY PLUS ed utilizzato come riferimento anche in altri software commerciali.

I risultati delle simulazioni dinamiche sono utilizzati per verificare i criteri progettuali ottimizzati, in questa prima parte solo per le problematiche dell'involucro esterno, per gli edifici a quasi zero energia.

1. LA DIRETTIVA 2010/31/CE

1.1 LE PROBLEMATICHE DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEGLI EDIFICI

La problematica della riduzione dei fabbisogni energetici negli edifici risalgono già agli ultimi decenni del XX secolo. Già negli anni 'settanta si parlava di *case passive* a zero energia. Lo spirito con cui vennero affrontate queste tematiche sono ancora oggi frutto di interessanti considerazioni.

Anche l'ASHRAE¹ ha sviluppato studi sul tema dei *Zero Energy Building, ZEB*, e in genere si accetta la definizione di ZEB come *“un edificio residenziale o terziario con una richiesta di energia globale annuale molto esigua (edifici passivi) e tale da potere essere soddisfatta dalla produzione di energia da fonti rinnovabili in situ”*.

Questa definizione sottende un bilancio *continuo* fra la domanda energetica e la produzione locale con fonti rinnovabili.

Un tale edificio risulta più complesso da progettare dovendo contare solamente sulla proprie disponibilità energetica e tenendo conto di eventuali sfasamenti fra produzioni energetiche (ad esempio solari) ed utilizzo. In pratica uno ZEB può essere distaccato dalle reti energetiche esterne rimando del tutto autosufficiente.

Meno stringente e certamente più facili da progettare possono essere gli edifici *NZEB (net Zero Energy Building)*, che, a differenza degli ZEB, presentano *“nell'arco di un anno solare una somma algebrica dei flussi energetici in ingresso e in uscita pari a zero”*. Cioè deve essere verificato il bilancio di energia primaria:

$$E_p = \sum (E_{del,i} \cdot f_{p,del,i}) - \sum (E_{exp,i} \cdot f_{p,exp,i}) = 0$$

ove E_{del} è l'energia inviata (*delivered*) all'edificio ed E_{exp} è l'energia esportata (*exported*) dall'edificio mentre $f_{p,del,i}$ ed $f_{p,exp,i}$ sono i fattori di energia primaria totali per le rispettive quote di energia inviata ed esportata.

In definitiva non occorre che istante per istante ci sia un equilibrio fra flussi energetici entranti ed uscenti ma mediamente nell'arco di un anno questi flussi energetici debbono pareggiarsi.

In questo caso giocano un ruolo fondamentale gli accumuli energetici e l'interconnessione in rete degli edifici. Così, ad esempio, il problema dello sfasamento fra la produzione di energia solare fotovoltaica (durante il giorno) e il momento di utilizzo (durante la sera o anche di notte) viene risolto riversando nella rete elettrica esterna l'energia prodotta in eccesso e prelevandola quando l'energia prodotta è in difetto rispetto alle esigenze dell'edificio. Si suol dire che l'edificio è *grid connected* e la rete (*grid*) funge da accumulo energetico. La stessa osservazione può farsi per l'energia eolica autoprodotta.

Un discorso più ampio può essere fatto anche fra bilanci stagionali che possono essere positivi (cioè si produce più energia di quanta richiesta) in estate e negativa in inverno. Il bilancio complessivo viene effettuato nel medio periodo pari ad un anno solare.

¹ American Society of Heating Refrigerating Air Engineering

Il bilancio dei flussi energetici deve essere effettuato all'interno di un *volume di controllo* dell'edificio ed eventualmente delle sue zone di pertinenza.

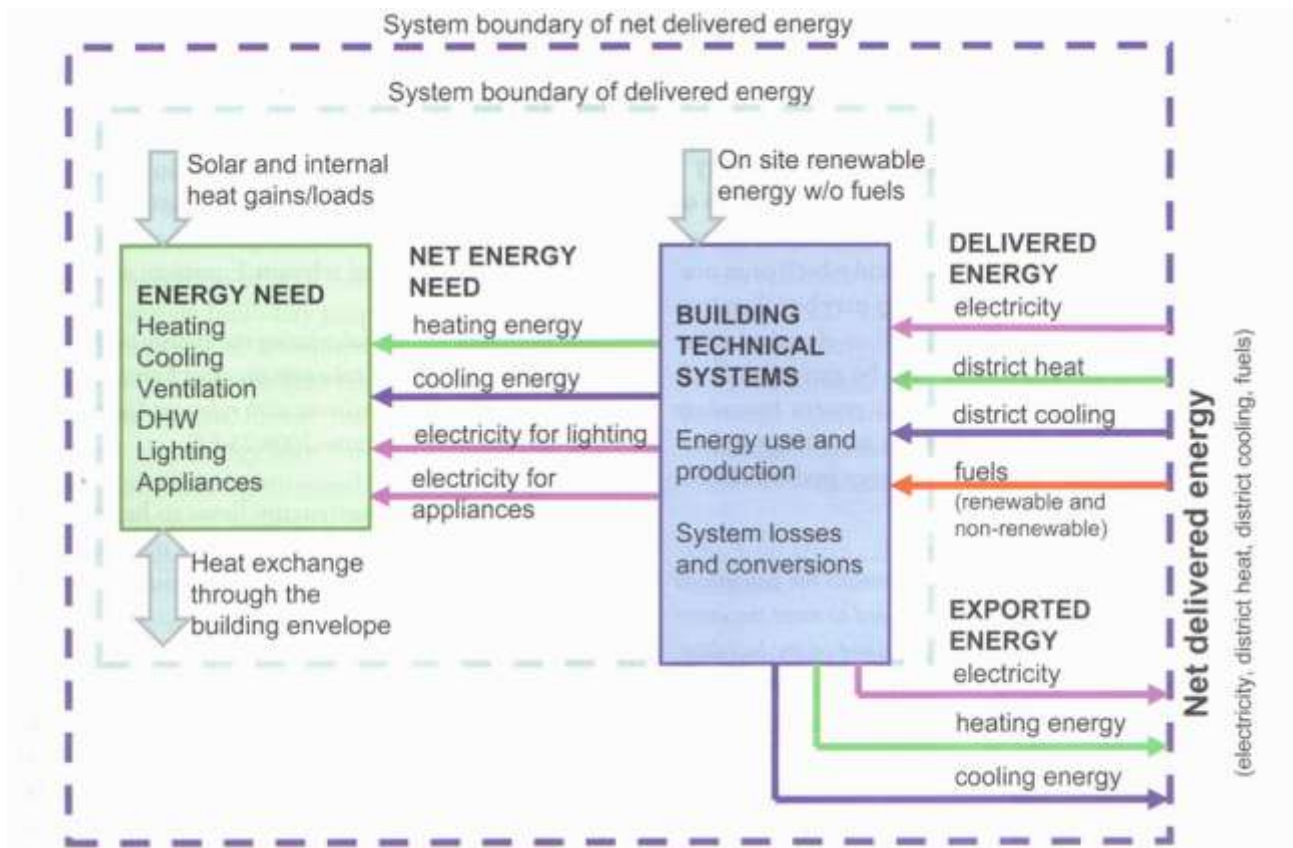


Figura 1: Volume di controllo dell'edificio ai fini degli scambi energetici

Si osservi che ci si può riferire all'energia, ad esempio espressa in kWh/(m².a), ma anche ad altri indicatori quali, ad esempio, quelli economici (costo annuo di energia in €/m²) o di inquinamento (emissioni di CO₂). In tutti i casi il bilancio annuale nullo non significa costo energetico nullo o emissione di CO₂ nulle.

Un concetto meno vincolante del *Net Zero Energy Buildings* è quello di *Near Net Zero Energy Buildings, NNZEB*: si tratta di edifici ad altissima prestazione energetica e tali da richiedere un fabbisogno energetico *molto basso* a sua volta quasi del tutto bilanciato da fonti energetiche rinnovabili in loco o nelle vicinanze. In pratica si vuole limitare il bilancio di energia primaria secondo la relazione:

$$E_p = \sum (E_{del,i} \cdot f_{P,del,i}) - \sum (E_{exp,i} \cdot f_{P,exp,i}) \leq E_{P,lim}$$

con $E_{P,lim}$ valore che deve essere predisposto dalle norme nazionali. In realtà più che alla quantità totale di energia primaria si preferisce riferirsi all'indice di prestazione energetica EP definito dal rapporto:

$$EP_t = \frac{E_p}{S \cdot anno}$$

espresso in kWh/(m².anno). In questo modo si ha anche la possibilità di associare all'indice di prestazione energetica EP_t anche il consumo di gasolio equivalente, tenendo conto che 10 kWh corrispondono all'energia primaria di 1 litro di gasolio.

È questo il concetto seguito dall'Unione Europea nella sua definizione di *Near Zero Energy Buildings, (NZEB)*, come si vedrà nel successivo paragrafo.

Di recente si stanno sviluppando nuovi criteri progettuali che tengono conto dei criteri di risparmio energetico anche per l'urbanistica. Ad esempio un criterio applicato in Danimarca è il *Consumo Di Zona, CDZ*, inteso come consumo globale per abitante e per anno per la vita normale in un quartiere (Zona) considerando, oltre ai consumi energetici degli edifici, anche quello per il mantenimento della Zona (ad esempio illuminazione) e per gli spostamenti mediante mezzi pubblici. Detto indice tiene conto anche dell'orografia della zona.

I consumi di zona raggiungono valori di 10000-20000 kWh/abitante/anno.

1.2 LA NUOVA DIRETTIVA EUROPEA EPBD RECAST

La nuova direttiva europea 2010/31/CE (detta anche nuova *EPBD Recast*) nasce dall'esigenza di ridurre i consumi energetici del 20% entro il 2020 incidendo sul 40% di consumi energetici per l'edilizia. Essa, pertanto, indica una direzione di intervento proprio in questo settore. La direttiva prende spunto anche dalla direttiva detta Clima – Energia 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia rinnovabile per promuoverne l'utilizzo in modo da raggiungere la riduzione del 20% dell'energia globale consumata entro il 2020. Quest'ultima direttiva è stata aggiornata a fine 2013 con nuovi obiettivi: 27% di utilizzo di fonti rinnovabili, 20% di efficientamento energetico, 40% di riduzione di CO₂. In questo contesto l'azione della direttiva *Recast* assume ancora più forza.

Entrambi gli interventi, riduzione dei consumi energetici e utilizzo di fonti rinnovabili, prevedono la promozione dell'efficienza energetica nell'edilizia fino al punto da introdurre il concetto di "*edifici a energia quasi zero*" a partire dal 2020. L'edificio a *energia quasi zero* è un edificio ad altissima prestazione energetica, determinata conformemente all'allegato I della direttiva stessa. Il fabbisogno energetico molto basso o quasi nullo dovrebbe essere coperto in misura molto significativa da energia da fonti rinnovabili, compresa l'energia da fonti rinnovabili prodotta in loco o nelle vicinanze.

La prestazione energetica degli edifici dovrebbe essere calcolata in base ad una metodologia che potrebbe essere differenziata a livello nazionale e regionale. Ciò comprende, oltre alle caratteristiche termiche, altri fattori che svolgono un ruolo di crescente importanza, come il tipo di impianto di riscaldamento e condizionamento, l'impiego di energia da fonti rinnovabili, gli elementi passivi di riscaldamento e rinfrescamento, i sistemi di ombreggiamento, la qualità dell'aria interna, un'adeguata illuminazione naturale e le caratteristiche architettoniche dell'edificio.

Tale metodologia di calcolo dovrebbe tener conto della prestazione energetica annuale di un edificio e non essere basata unicamente sul periodo in cui il riscaldamento è necessario. Essa dovrebbe tener conto delle norme europee vigenti. La direttiva afferma che è di esclusiva competenza degli Stati membri fissare requisiti minimi di prestazione energetica degli edifici e degli elementi edilizi. Tali requisiti dovrebbero essere fissati in modo da conseguire un equilibrio ottimale in funzione dei costi tra gli investimenti necessari e i risparmi energetici realizzati nel ciclo di vita di un edificio, fatto salvo il diritto degli Stati membri di fissare requisiti minimi più efficienti sotto il profilo energetico dei livelli di efficienza energetica ottimali in funzione dei costi.

Occorrerebbe prevedere la possibilità per gli Stati membri di sottoporre a revisione periodica i propri requisiti minimi di prestazione energetica per gli edifici alla luce del progresso tecnologico.

È necessario istituire misure volte ad aumentare il numero di edifici che non solo rispettano i requisiti minimi vigenti, ma presentano una prestazione energetica ancora più elevata, riducendo, in tal modo, sia il consumo energetico sia le emissioni di biossido di carbonio. A tal fine gli Stati membri dovrebbero elaborare piani nazionali intesi ad aumentare il numero di edifici a energia quasi zero e provvedere alla trasmissione regolare di tali piani alla Commissione.

Gli Stati membri adottano le misure necessarie affinché siano fissati requisiti minimi di prestazione energetica per gli edifici o le unità immobiliari al fine di raggiungere livelli ottimali in funzione dei costi. La prestazione energetica è calcolata conformemente alla metodologia adottata da ciascuno Stato membro.

I livelli ottimali in funzione dei costi sono calcolati conformemente al quadro metodologico comparativo che sarà stabilito dalla Commissione entro il 30/06/2011. Gli Stati membri adottano le misure necessarie affinché siano fissati requisiti minimi di prestazione energetica per gli elementi edilizi che fanno parte dell'involucro dell'edificio e hanno un impatto significativo sulla prestazione energetica dell'involucro dell'edificio quando sono sostituiti o rinnovati, al fine di raggiungere livelli ottimali in funzione dei costi.

Nel fissare i requisiti, gli Stati membri possono distinguere tra gli edifici già esistenti e quelli di nuova costruzione, nonché tra diverse tipologie edilizie.

Tali requisiti tengono conto delle condizioni generali del clima degli ambienti interni allo scopo di evitare eventuali effetti negativi quali una ventilazione inadeguata, nonché delle condizioni locali, dell'uso cui l'edificio è destinato e della sua età.

Nei prossimi paragrafi verrà riportata una sintesi del contenuto della Direttiva 2010/31/CE e di alcuni allegati.

1.2.1 REQUISITI MINIMI DI PRESTAZIONE ENERGETICA IN EDIFICI NUOVI

1. Gli Stati membri adottano le misure necessarie affinché gli edifici di nuova costruzione soddisfino i *requisiti minimi*² di prestazione energetica fissati conformemente dalla Commissione.

Per gli edifici di nuova costruzione gli Stati membri garantiscono che, prima dell'inizio dei lavori di costruzione, sia valutata e tenuta presente la fattibilità tecnica, ambientale ed economica di sistemi alternativi ad alta efficienza come quelli indicati di seguito, se disponibili:

- *a) sistemi di fornitura energetica decentrati basati su energia da fonti rinnovabili;*
- *b) cogenerazione;*
- *c) teleriscaldamento o tele-rinfrescamento urbano o collettivo, in particolare se basato interamente o parzialmente su energia da fonti rinnovabili;*
- *d) pompe di calore.*

2. Gli Stati membri garantiscono che l'esame di sistemi alternativi sia documentato e disponibile a fini di verifica.

3. Tale esame di sistemi alternativi può essere effettuato per singoli edifici, per gruppi di edifici analoghi o per tipologie comuni di edifici nella stessa area. Per quanto riguarda gli impianti di riscaldamento e raffrescamento collettivi, l'esame può essere effettuato per tutti gli edifici collegati all'impianto nella stessa area.

1.2.2 REQUISITI MINIMI DI PRESTAZIONE ENERGETICA IN EDIFICI ESISTENTI

Gli Stati membri adottano le misure necessarie per garantire che la prestazione energetica degli edifici o di loro parti destinati a subire ristrutturazioni importanti sia migliorato al fine di soddisfare i requisiti minimi di prestazione energetica fissati conformemente all'articolo 4 per quanto tecnicamente, funzionalmente ed economicamente fattibile.

Tali requisiti si applicano all'edificio o all'unità immobiliare oggetto di ristrutturazione nel suo complesso. In aggiunta o in alternativa, i requisiti possono essere applicati agli elementi edilizi

² I decreti sui requisiti minimi degli edifici, vedi DM 26/06/2015, stabiliscono un confronto fra l'edificio reale ed un edificio di riferimento avente la stessa geometria dell'edificio reale ma con caratteristiche dell'involucro e degli impianti fissati per zona climatica e per periodo interessato (2015-2016, 2020).

ristrutturati. Gli Stati membri adottano le misure necessarie, inoltre, per garantire che la prestazione energetica degli elementi edilizi che fanno parte dell'involucro dell'edificio e hanno un impatto significativo sulla prestazione energetica dell'involucro dell'edificio destinati ad essere sostituiti o rinnovati soddisfino i requisiti minimi di prestazione energetica per quanto tecnicamente, funzionalmente ed economicamente fattibile.

Gli Stati membri stabiliscono i requisiti minimi di prestazione energetica stabiliti. Gli Stati membri incoraggiano, in relazione agli edifici destinati ad una ristrutturazione importante, a valutare e tener presenti i sistemi alternativi ad alto rendimento per quanto tecnicamente, funzionalmente ed economicamente fattibile.

1.2.3 IMPIANTI TECNICI NELL'EDILIZIA

Al fine di ottimizzare il consumo energetico dei sistemi tecnici per l'edilizia, gli Stati membri stabiliscono requisiti di impianto relativi al rendimento energetico globale³, alla corretta installazione e alle dimensioni, alla regolazione e al controllo adeguati degli impianti tecnici per l'edilizia installati negli edifici esistenti. Gli Stati membri possono altresì applicare tali requisiti agli edifici di nuova costruzione.

Tali requisiti sono stabiliti per il caso di nuova installazione, sostituzione o miglioramento di sistemi tecnici per l'edilizia e si applicano per quanto tecnicamente, economicamente e funzionalmente fattibile. Detti requisiti riguardano:

- a) impianti di riscaldamento;
- b) impianti di produzione di acqua calda;
- c) impianti di condizionamento d'aria;
- d) grandi impianti di ventilazione; o una combinazione di tali impianti.

1.2.4 EDIFICI A ENERGIA QUASI ZERO

1. Gli Stati membri provvedono affinché:

- a) entro il 31 dicembre 2020 tutti gli edifici di nuova costruzione siano edifici a energia quasi zero; e
- b) a partire dal 31 dicembre 2018 gli edifici di nuova costruzione occupati da enti pubblici e di proprietà di questi ultimi siano edifici a energia quasi zero.

Gli Stati membri elaborano piani nazionali destinati ad aumentare il numero di edifici a energia quasi zero. Tali piani nazionali possono includere obiettivi differenziati per tipologia edilizia.

2. Gli Stati membri procedono inoltre, sulla scorta dell'esempio del settore pubblico, alla definizione di politiche e all'adozione di misure, quali la fissazione di obiettivi, finalizzate a incentivare la trasformazione degli edifici ristrutturati in edifici a energia quasi zero e ne informano la Commissione nei piani nazionali.

3. I piani nazionali comprendono, tra l'altro, i seguenti elementi:

- a) l'applicazione dettagliata nella pratica, da parte degli Stati membri, della definizione di edifici a energia quasi zero, tenuto conto delle rispettive condizioni nazionali, regionali o locali e con un indicatore numerico del consumo di energia primaria espresso in kWh/m² anno. I fattori di energia primaria usati per la determinazione del consumo di energia primaria possono basarsi sui valori medi nazionali o regionali annuali e tener conto delle pertinenti norme europee;

³ L'edificio di riferimento è dotato di impianti aventi efficienza energetica considerata minima. Gli edifici reali dovranno dimostrare di utilizzare impianti aventi efficienza energetica superiore a quella dell'edificio di riferimento.

- *b) obiettivi intermedi di miglioramento della prestazione energetica degli edifici di nuova costruzione entro il 2015;*
- *c) informazioni sulle politiche e sulle misure finanziarie o di altro tipo adottate in virtù dei paragrafi 1 e 2 per promuovere gli edifici a energia quasi zero, compresi dettagli relativi ai requisiti e alle misure nazionali concernenti l'uso di energia da fonti rinnovabili negli edifici di nuova costruzione e negli edifici esistenti sottoposti ad una ristrutturazione importante stabiliti nell'ambito dell'articolo 13, paragrafo 4, della direttiva 2009/28/CE e degli articoli 6 e 7 della presente direttiva.*

1.2.5 ATTESTATO DI PRESTAZIONE ENERGETICA

Gli Stati membri adottano le misure necessarie per l'istituzione di un sistema di certificazione energetica degli edifici. L'*attestato di prestazione energetica*⁴ comprende la prestazione energetica di un edificio e valori di riferimento quali i requisiti minimi di prestazione energetica al fine di consentire ai proprietari o locatari dell'edificio o dell'unità immobiliare di valutare e raffrontare la prestazione energetica.

L'attestato di prestazione energetica può comprendere informazioni supplementari, quali il consumo energetico annuale per gli edifici non residenziali e la percentuale di energia da fonti rinnovabili nel consumo energetico totale.

L'attestato di prestazione energetica comprende raccomandazioni per il miglioramento efficace o ottimale in funzione dei costi della prestazione energetica dell'edificio o dell'unità immobiliare, a meno che manchi un ragionevole potenziale per tale miglioramento rispetto ai requisiti di prestazione energetica in vigore.

Le raccomandazioni che figurano nell'attestato di prestazione energetica riguardano:

- *a) le misure attuate in occasione di una ristrutturazione importante dell'involucro di un edificio o dei sistemi tecnici per l'edilizia; e*
- *b) le misure attuate per singoli elementi edilizi, a prescindere da ristrutturazioni importanti dell'involucro dell'edificio o dei sistemi tecnici per l'edilizia.*

Le raccomandazioni riportate nell'attestato di prestazione energetica devono essere tecnicamente fattibili per l'edificio considerato e possono fornire una stima dei tempi di ritorno o del rapporto costi-benefici rispetto al ciclo di vita economico.

L'attestato di prestazione energetica precisa se il proprietario o locatario può ottenere informazioni più particolareggiate, anche per quanto riguarda l'efficacia in termini di costi delle raccomandazioni formulate nell'attestato di prestazione energetica. La valutazione dell'efficacia in termini di costi si basa su una serie di condizioni standard, quali la valutazione del risparmio energetico, i prezzi dell'energia e una stima preliminare dei costi. Contiene, inoltre, informazioni sui provvedimenti da adottare per attuare le raccomandazioni. Al proprietario o locatario possono essere fornite anche altre informazioni su aspetti correlati, quali diagnosi energetiche o incentivi di carattere finanziario o di altro tipo e possibilità di finanziamento.

Fatte salve le norme nazionali, gli Stati membri incoraggiano gli enti pubblici a tener conto del ruolo guida che dovrebbero svolgere nel settore della prestazione energetica degli edifici, tra l'altro attuando le raccomandazioni riportate nell'attestato di prestazione energetica rilasciato per gli edifici di cui sono proprietari entro il suo periodo di validità.

La certificazione per le unità immobiliari può fondarsi:

- *a) su una certificazione comune dell'intero edificio; ovvero*

⁴ Le nuove linee guida per la predisposizione dell'Attestato di Prestazione Energetica (APE) prevedono una nuova scala energetica con una classe A suddivisa in quattro sottoclassi. L'APE dovrà indicare anche se l'edificio ha i requisiti per essere classificato a *quasi zero energia*.

- *b) sulla valutazione di un un'altra unità immobiliare con le stesse caratteristiche energetiche rappresentativa dello stesso edificio.*

La certificazione delle abitazioni mono-familiari può fondarsi sulla valutazione di un altro edificio rappresentativo che sia simile per struttura, dimensione e per qualità della prestazione energetica effettiva, sempre che l'esperto che rilascia l'attestato sia in grado di garantire tale corrispondenza.

La validità dell'attestato di prestazione energetica è di dieci anni al massimo.

2. LEGGE 90/2013

Il Consiglio dei Ministri del 31/05/2013 recepisce la Direttiva 2010/31/CE, dopo la messa in mora dell'Italia per il mancato recepimento della stessa direttiva e per l'inosservanza della precedente 2002/91/CE. Il DL 63/2013 è stato pubblicato il 04/06/2013 e convertito nella L. 90/2013.

Sostanzialmente questo decreto si limita ad integrare e/o modificare il D.Lgs. 192/05 in alcuni articoli. Sono inoltre previsti nuovi decreti attuativi in sostituzione del DPR 59/09 e del DM 06/09.

Se ne riporta di seguito un estratto qualificato.

2.1 AMBITO DI APPLICAZIONE

Il decreto disciplina in particolare:

- *a) la metodologia per il calcolo delle prestazioni energetiche degli edifici;*
- *b) le prescrizioni e i requisiti minimi in materia di prestazioni energetiche degli edifici quando sono oggetto di:*
 - *1) nuova costruzione;*
 - *2) ristrutturazioni importanti;*
 - *3) riqualificazione energetica.*
- *c) la definizione di un Piano di azione per la promozione degli edifici a "energia quasi zero";*
- *d) l'attestazione della prestazione energetica degli edifici e delle unità immobiliari;*
- *e) lo sviluppo di strumenti finanziari e la rimozione di barriere di mercato per la promozione dell'efficienza energetica degli edifici;*
- *f) l'utilizzo delle fonti energetiche rinnovabili negli edifici;*
- *g) la realizzazione di un sistema coordinato di ispezione periodica degli impianti termici negli edifici;*
- *h) i requisiti professionali e di indipendenza degli esperti o degli organismi cui affidare l'attestazione della prestazione energetica degli edifici e l'ispezione degli impianti di climatizzazione;*
- *i) la realizzazione e l'adozione di strumenti comuni allo Stato e alle Regioni e Province autonome per la gestione degli adempimenti a loro carico;*
- *l) la promozione dell'uso razionale dell'energia anche attraverso l'informazione e la sensibilizzazione degli utenti finali, la formazione e l'aggiornamento degli operatori del settore;*
- *m) la raccolta delle informazioni e delle esperienze, delle elaborazioni e degli studi necessari all'orientamento della politica energetica del settore.*

Sono escluse dall'applicazione del decreto le seguenti categorie di edifici:

a) gli edifici ricadenti nell'ambito della disciplina della parte seconda e dell'articolo 136, comma 1, lettere b) e c), del decreto legislativo 22 gennaio 2004, n. 42, recante il codice dei beni culturali e del paesaggio, fatto salvo quanto disposto al comma 3-bis;

b) gli edifici industriali e artigianali quando gli ambienti sono riscaldati per esigenze del processo produttivo o utilizzando reflui energetici del processo produttivo non altrimenti utilizzabili;

c) edifici rurali non residenziali sprovvisti di impianti di climatizzazione;

d) i fabbricati isolati con una superficie utile totale inferiore a 50 metri quadrati;

e) gli edifici che risultano non compresi nelle categorie di edifici classificati sulla base della destinazione d'uso di cui all'articolo 3 del decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412, il cui utilizzo standard non prevede l'installazione e l'impiego di sistemi tecnici, quali box, cantine, autorimesse, parcheggi multipiano, depositi, strutture stagionali a protezione degli impianti sportivi, fatto salvo quanto disposto dal comma 3-ter;

f) gli edifici adibiti a luoghi di culto e allo svolgimento di attività religiose;"

2.2 MODALITÀ DI APPLICAZIONE

Con uno o più decreti del Ministro dello sviluppo economico, di concerto con il Ministro dell'ambiente e della tutela del territorio e del mare, il Ministro delle infrastrutture e dei trasporti e, per i profili di competenza, con il Ministro della Salute e con il Ministro della difesa, acquisita l'intesa con la Conferenza unificata, sono definiti:

a) le modalità di applicazione della metodologia di calcolo delle prestazioni energetiche e l'utilizzo delle fonti rinnovabili negli edifici, in relazione ai paragrafi 1 e 2 dell'Allegato 1 della direttiva 2010/31/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010, n.31 sulla prestazione energetica nell'edilizia, tenendo conto dei seguenti criteri generali:

1) la prestazione energetica degli edifici è determinata in conformità alla normativa tecnica UNI e CTI, allineate con le norme predisposte dal CEN a supporto della direttiva 2010/31/CE, su specifico mandato della Commissione europea;

2) il fabbisogno energetico annuale globale si calcola per singolo servizio energetico, espresso in energia primaria, su base mensile. Con le stesse modalità si determina l'energia rinnovabile prodotta all'interno del confine del sistema;

3) *si opera la compensazione mensile tra i fabbisogni energetici e l'energia rinnovabile prodotta all'interno del confine del sistema, per vettore energetico e fino a copertura totale del corrispondente vettore energetico consumato;*

4) ai fini della compensazione di cui al punto 3, è consentito utilizzare l'energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili all'interno del confine del sistema ed esportata, secondo le modalità definite dai decreti di cui al presente comma;

b) l'applicazione di prescrizioni e requisiti minimi, aggiornati **ogni cinque anni**, in materia di prestazioni energetiche degli edifici e unità immobiliari, siano essi di nuova costruzione, oggetto di ristrutturazioni importanti o di riqualificazioni energetiche, sulla base dell'applicazione della metodologia comparativa di cui all'articolo 5 della direttiva 2010/31/UE, secondo i seguenti criteri generali:

1) i requisiti minimi rispettano le valutazioni tecniche ed economiche di convenienza, fondate sull'analisi costi benefici del ciclo di vita economico degli edifici;

2) in caso di nuova costruzione e di ristrutturazione importante, i requisiti sono determinati con l'utilizzo dell'*edificio di riferimento*, in funzione della tipologia edilizia e delle fasce climatiche;

3) per le verifiche necessarie a garantire il rispetto della qualità energetica prescritta, sono previsti dei parametri specifici del fabbricato, in termini di indici di prestazione termica e di

trasmissioni, e parametri complessivi, in termini di indici di prestazione energetica globale, espressi sia in energia primaria totale che in energia primaria non rinnovabile.

Con uno o più decreti del Presidente della Repubblica sono aggiornate, in relazione all'articolo 8 e agli articoli da 14 a 17 della direttiva 2010/31/UE, le modalità di progettazione, installazione, esercizio, manutenzione e ispezione degli impianti termici per la climatizzazione invernale ed estiva degli edifici nonché i requisiti professionali e i criteri di accreditamento per assicurare la qualificazione e l'indipendenza degli esperti e degli organismi a cui affidare la certificazione energetica degli edifici e l'ispezione degli impianti di climatizzazione e la realizzazione di un sistema informativo coordinato per la gestione dei rapporti tecnici di ispezione e degli attestati di prestazione energetica.”

2.3 EDIFICI A QUASI ZERO ENERGIA

A partire dal 31 dicembre 2018, gli edifici di nuova costruzione utilizzati da Pubbliche Amministrazioni e di proprietà di queste ultime, ivi compresi gli edifici scolastici, devono essere edifici a energia quasi zero. Dal 1° gennaio 2021 la predetta disposizione è estesa a tutti gli edifici di nuova costruzione.

Entro il 31 dicembre 2014, con decreto del Ministro dello sviluppo economico, di concerto con i Ministri per la pubblica amministrazione e la semplificazione, della coesione territoriale, dell'economia e delle finanze, delle infrastrutture e dei trasporti, dell'ambiente e della tutela del territorio e del mare e con il Ministro della Salute e il Ministro dell'istruzione, dell'università e della ricerca, ognuno per i profili di competenza, con il parere della Conferenza unificata è definito il Piano d'azione destinato ad aumentare il numero di edifici a energia quasi zero. Tale piano, che può includere obiettivi differenziati per tipologia edilizia, è trasmesso alla Commissione europea.

Il Piano d'azione di cui al comma 2, comprende, tra l'altro, i seguenti elementi:

- a) l'applicazione della definizione di edifici a energia quasi zero alle diverse tipologie di edifici e indicatori numerici del consumo di energia primaria, espresso in kWh/(m².anno);
- b) le politiche e le misure finanziarie o di altro tipo previste per promuovere gli edifici a energia quasi zero, *comprese le informazioni relative alle misure nazionali previste per l'integrazione delle fonti rinnovabili negli edifici, in attuazione della direttiva 2009/28/CE;*
- c) individuazione, in casi specifici e sulla base dell'analisi costi-benefici sul ciclo di vita economico, della non applicabilità di quanto disposto al comma 1;
- d) gli obiettivi intermedi di miglioramento della prestazione energetica degli edifici di nuova costruzione entro il 2015, in funzione dell'attuazione del comma 1.

2.4 ATTESTATO DI PRESTAZIONE ENERGETICA

L'attestato di certificazione energetica degli edifici è denominato “**attestato di prestazione energetica**” ed è rilasciato per gli edifici o le unità immobiliari costruiti, venduti o locati ad un nuovo locatario e per gli edifici indicati al comma 6. Gli edifici di nuova costruzione e quelli sottoposti a ristrutturazioni importanti, sono dotati di un attestato di prestazione energetica al termine dei lavori. Nel caso di nuovo edificio, l'attestato è prodotto a cura del costruttore, sia esso committente della costruzione o società di costruzione che opera direttamente. Nel caso di attestazione della prestazione degli edifici esistenti, ove previsto dal presente decreto, l'attestato è prodotto a cura del proprietario dell'immobile.

Nel caso di vendita o di nuova locazione di edifici o unità immobiliari, ove l'edificio o l'unità non ne sia già dotato, il proprietario è tenuto a produrre l'attestato di prestazione energetica di cui

al comma 1. In tutti i casi, *il proprietario deve rendere disponibile l'attestato di prestazione energetica al potenziale acquirente o al nuovo locatario* all'avvio delle rispettive trattative e consegnarlo alla fine delle medesime; in caso di vendita o locazione di un edificio prima della sua costruzione, il venditore o locatario fornisce evidenza della futura prestazione energetica dell'edificio e produce l'attestato di prestazione energetica congiuntamente alla dichiarazione di fine lavori.

Nei contratti di vendita o nei nuovi contratti di locazione di edifici o di singole unità immobiliari è inserita apposita clausola con la quale l'acquirente o il conduttore danno atto di aver ricevuto le informazioni e la documentazione, comprensiva dell'attestato, in ordine alla attestazione della prestazione energetica degli edifici.

L'attestazione della prestazione energetica può riferirsi a una o più unità immobiliari facenti parte di un medesimo edificio. L'attestazione di prestazione energetica riferita a più unità immobiliari può essere prodotta solo qualora esse abbiano la medesima destinazione d'uso, siano servite, qualora presente, dal medesimo impianto termico destinato alla climatizzazione invernale e, qualora presente, dal medesimo sistema di climatizzazione estiva.

L'attestato di prestazione energetica di cui al comma 1 ha una validità temporale massima di dieci anni a partire dal suo rilascio ed è aggiornato a ogni intervento di ristrutturazione che modifichi la classe energetica dell'edificio o dell'unità immobiliare. La validità temporale massima è subordinata al rispetto delle prescrizioni per le operazioni di controllo di efficienza energetica degli impianti termici, comprese le eventuali necessità di adeguamento, previste dal decreto del 16 aprile 2013, concernente i criteri generali in materia di esercizio, conduzione, controllo manutenzione e ispezione degli impianti termici nonché i requisiti professionali per assicurare la qualificazione e l'indipendenza degli ispettori. Nel caso di mancato rispetto di dette disposizioni, l'attestato di prestazione energetica decade il 31 dicembre dell'anno successivo a quello in cui è prevista la prima scadenza non rispettata per le predette operazioni di controllo di efficienza energetica. A tali fini, i libretti di impianto previsti dai decreti di cui all'articolo 4, comma 1, sono allegati, in originale o in copia, all'attestato di prestazione energetica.

Nel caso di edifici utilizzati da Pubbliche Amministrazioni e aperti al pubblico con superficie utile totale *superiore a 500 m²*, ove l'edificio non ne sia già dotato, è fatto obbligo al proprietario, o al soggetto responsabile della gestione, di produrre l'attestato di prestazione energetica entro centoventi giorni dalla data di entrata in vigore del presente decreto e di affiggere l'attestato di prestazione energetica con evidenza all'ingresso dell'edificio stesso o in altro luogo chiaramente visibile al pubblico. A partire dal 9 luglio 2015, la soglia di 500 m² di cui sopra, è abbassata a 250 m². Per gli edifici scolastici tali obblighi ricadono sugli enti proprietari di cui all'articolo 3 della legge 11 gennaio 1996, n. 23. Per gli edifici aperti al pubblico, con superficie utile totale superiore a 500 m², per i quali sia stato rilasciato l'attestato di prestazione energetica di cui ai commi 1 e 2, è fatto obbligo, al proprietario o al soggetto responsabile della gestione dell'edificio stesso, di affiggere con evidenza tale attestato all'ingresso dell'edificio o in altro luogo chiaramente visibile al pubblico.

Nel caso di offerta di vendita o di locazione, i corrispondenti annunci tramite tutti i mezzi di comunicazione commerciali riportano l'indice di prestazione energetica dell'involucro edilizio e globale dell'edificio o dell'unità immobiliare e la classe energetica corrispondente. Tutti i contratti, nuovi o rinnovati, relativi alla gestione degli impianti termici o di climatizzazione degli edifici pubblici, o nei quali figura come committente un soggetto pubblico, devono prevedere la predisposizione dell'attestato di prestazione energetica dell'edificio o dell'unità immobiliare interessati. *L'obbligo di dotare l'edificio di un attestato di prestazione energetica viene meno ove sia già disponibile un attestato in corso di validità, rilasciato conformemente alla direttiva 2002/91/CE.*

L'attestato di qualificazione energetica, al di fuori di quanto previsto all'articolo 8, comma 2, è facoltativo ed è predisposto al fine di semplificare il successivo rilascio della prestazione energetica. A tal fine, l'attestato di qualificazione energetica comprende anche l'indicazione di possibili interventi migliorativi delle prestazioni energetiche e la classe di appartenenza dell'edificio, o dell'unità immobiliare, in relazione al sistema di attestazione energetica in vigore, nonché i possibili passaggi di classe a seguito della eventuale realizzazione degli interventi stessi. L'estensore provvede ad evidenziare opportunamente sul frontespizio del documento che il medesimo *non costituisce attestato di prestazione energetica dell'edificio*, ai sensi del decreto di recepimento, nonché, nel sottoscriverlo, quale è od è stato il suo ruolo con riferimento all'edificio medesimo.

Con decreto del Ministro dello sviluppo economico, di concerto con i Ministri dell'ambiente e della tutela del territorio e del mare, delle infrastrutture e dei trasporti e per la pubblica amministrazione e la semplificazione, d'intesa con la Conferenza unificata, sentito il CNCU, avvalendosi delle metodologie di calcolo definite con i decreti di cui all'articolo 4, è *predisposto l'adeguamento del decreto del Ministro dello sviluppo economico del 26 giugno 2009*, nel rispetto dei seguenti criteri e contenuti:

a) la previsione di metodologie di calcolo semplificate, da rendere disponibili per gli edifici caratterizzati da ridotte dimensioni e prestazioni energetiche di modesta qualità, finalizzate a ridurre i costi a carico dei cittadini;

b) la definizione di un attestato di prestazione energetica che comprenda tutti i dati relativi all'efficienza energetica dell'edificio che consentano ai cittadini di valutare e confrontare edifici diversi. Tra tali dati sono obbligatori:

- 1. *la prestazione energetica globale dell'edificio sia in termini di energia primaria totale che di energia primaria non rinnovabile, attraverso i rispettivi indici;*
- 2. *la classe energetica determinata attraverso l'indice di prestazione energetica globale dell'edificio, espresso in energia primaria non rinnovabile;*
- 3. *la qualità energetica del fabbricato a contenere i consumi energetici per il riscaldamento e il raffrescamento, attraverso gli indici di prestazione termica utile per la climatizzazione invernale ed estiva dell'edificio;*
- 4. *i valori di riferimento, quali i requisiti minimi di efficienza energetica vigenti a norma di legge;*
- 5. *le emissioni di anidride carbonica;*
- 6. *l'energia esportata.*
- 7. *le raccomandazioni per il miglioramento dell'efficienza energetica dell'edificio con le proposte degli interventi più significativi ed economicamente convenienti, separando la previsione di interventi di ristrutturazione importanti da quelli di riqualificazione energetica;*
- 8. *le informazioni correlate al miglioramento della prestazione energetica, quali diagnosi e incentivi di carattere finanziario;*

c) la definizione di uno schema di annuncio di vendita o locazione, per esposizione nelle agenzie immobiliari, che renda uniformi le informazioni sulla qualità energetica degli edifici fornite ai cittadini;

d) la definizione di un sistema informativo comune per tutto il territorio nazionale, di utilizzo obbligatorio per le Regioni e le Province autonome, che comprenda la gestione di un catasto degli edifici, degli attestati di prestazione energetica e dei relativi controlli pubblici.

2.5 RELAZIONI TECNICHE E DEPOSITO IN COMUNE

Il progettista o i progettisti, nell'ambito delle rispettive competenze edili, impiantistiche termotecniche e illuminotecniche, devono inserire i calcoli e le verifiche previste dal decreto di recepimento nella relazione tecnica di progetto attestante la rispondenza alle prescrizioni per il contenimento del consumo di energia degli edifici e dei relativi impianti termici, che il proprietario dell'edificio, o chi ne ha titolo, deve depositare presso le amministrazioni competenti, in doppia copia, contestualmente alla dichiarazione di inizio dei lavori complessivi o degli specifici interventi proposti. *Tale relazione non è dovuta in caso di mera sostituzione del generatore di calore dell'impianto di climatizzazione.*

Gli schemi e le modalità di riferimento per la compilazione della relazione tecnica di progetto sono definiti con decreto del Ministro dello sviluppo economico, di concerto con il Ministro delle infrastrutture e dei trasporti e per la pubblica amministrazione e la semplificazione, sentita la Conferenza Unificata, in funzione delle diverse tipologie di lavori: nuove costruzioni, ristrutturazioni importanti, interventi di riqualificazione energetica. Ai fini della più estesa applicazione dell'articolo 26, comma 7, della legge 9 gennaio 1991, n. 10, per gli enti soggetti all'obbligo di cui all'articolo 19 della stessa legge, la relazione tecnica di progetto è integrata attraverso attestazione di verifica sulla applicazione della norma predetta redatta dal Responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia nominato. In relazione all'articolo 6, paragrafo 1 della direttiva 2010/31/UE, in caso di nuova costruzione, nell'ambito della relazione di cui al comma 1, è prevista una valutazione della fattibilità tecnica, ambientale ed economica per l'inserimento di sistemi alternativi ad alta efficienza tra i quali, a titolo puramente esemplificativo, sistemi di fornitura di energia rinnovabile, cogenerazione, teleriscaldamento e teleraffrescamento, pompe di calore e sistemi di misurazione intelligenti.

2.6 NORME TRANSITORIE

Nelle more dell'aggiornamento delle specifiche norme europee di riferimento per l'attuazione della direttiva 2010/31/UE, le metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche degli edifici, di cui all'articolo 3, comma 1, del decreto del Presidente della Repubblica, del 2 aprile 2009, n. 59, predisposte in conformità alle norme EN a supporto della direttive 2002/91/CE e 2010/31/UE, sono quelle di seguito elencate:

- a) Raccomandazione **CTI 14/2013** "Prestazioni energetiche degli edifici - Determinazione dell'energia primaria e della prestazione energetica EP per la classificazione dell'edificio", o normativa UNI equivalente e successive norme tecniche che ne conseguono;
- b) **UNI/TS 11300 – 1** Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva e invernale;
- c) **UNI/TS 11300 – 2** Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria, la ventilazione e l'illuminazione;
- d) **UNI/TS 11300 – 3** Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva;
- e) **UNI/TS 11300 – 4** Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per riscaldamento di ambienti e preparazione acqua calda sanitaria."

2.7 SANZIONI

1. L'attestato di prestazione energetica di cui all'articolo 6, il rapporto di controllo tecnico di cui all'articolo 7, la relazione tecnica, l'asseverazione di conformità e l'attestato di qualificazione energetica di cui all'articolo 8, sono resi in forma di dichiarazione sostitutiva di atto notorio ai sensi dell'articolo 47, del decreto del Presidente della Repubblica 28 dicembre 2000, n. 445.

2. Le autorità competenti che ricevono i documenti di cui al comma 1 eseguono i controlli con le modalità di cui all'articolo 71 del decreto del Presidente della Repubblica 28 dicembre 2000, n. 445 e applicano le sanzioni amministrative di cui ai commi da 3 a 6. Inoltre, qualora ricorrano le ipotesi di reato di cui all'articolo 76 del decreto del Presidente della Repubblica 28 dicembre 2000, n. 445, si applicano le sanzioni previste dal medesimo articolo.

3. Il professionista qualificato che rilascia la relazione tecnica di cui all'articolo 8, compilata senza il rispetto degli schemi e delle modalità stabilite nel decreto di cui all'articolo 8, comma 1 e 1-bis, o un attestato di prestazione energetica degli edifici senza il rispetto dei criteri e delle metodologie di cui all'articolo 6, è punito con una sanzione amministrativa non inferiore a 700 euro e non superiore a 4200 euro. L'ente locale e la Regione, che applicano le sanzioni secondo le rispettive competenze, danno comunicazione ai relativi ordini o collegi professionali per i provvedimenti disciplinari conseguenti.

4. Il direttore dei lavori che omette di presentare al Comune l'asseverazione di conformità delle opere e l'attestato di qualificazione energetica, di cui all'articolo 8, comma 2, contestualmente alla dichiarazione di fine lavori, è punito con la sanzione amministrativa non inferiore a 1000 euro e non superiore a 6000 euro. Il Comune che applica la sanzione deve darne comunicazione all'ordine o al collegio professionale competente per i provvedimenti disciplinari conseguenti.

5. Il proprietario o il conduttore dell'unità immobiliare, l'amministratore del condominio, o l'eventuale terzo che se ne è assunta la responsabilità, qualora non provveda alle operazioni di controllo e manutenzione degli impianti di climatizzazione secondo quanto stabilito dall'articolo 7, comma 1, è punito con la sanzione amministrativa non inferiore a 500 euro e non superiore a 3000 euro.

6. L'operatore incaricato del controllo e manutenzione, che non provvede a redigere e sottoscrivere il rapporto di controllo tecnico di cui all'articolo 7, comma 2, è punito con la sanzione amministrativa non inferiore a 1000 euro e non superiore a 6000 euro. L'ente locale, o la Regione competente in materia di controlli, che applica la sanzione comunica alla Camera di commercio, industria, artigianato e agricoltura di appartenenza per i provvedimenti disciplinari conseguenti.

7. In caso di violazione dell'obbligo di dotare di un attestato di prestazione energetica gli edifici di nuova costruzione e quelli sottoposti a ristrutturazioni importanti, come previsto dall'articolo 6, comma 1, il costruttore o il proprietario è punito con la sanzione amministrativa non inferiore a 3000 euro e non superiore a 18000 euro.

8. In caso di violazione dell'obbligo di dotare di un attestato di prestazione energetica gli edifici o le unità immobiliari nel caso di vendita, come previsto dall'articolo 6, comma 2, il proprietario è punito con la sanzione amministrativa non inferiore a 3000 euro e non superiore a 18000 euro.

9. In caso di violazione dell'obbligo di dotare di un attestato di prestazione energetica gli edifici o le unità immobiliari nel caso di nuovo contratto di locazione, come previsto dall'articolo 6, comma 2, il proprietario è punito con la sanzione amministrativa non inferiore a 300 euro e non superiore a 1800 euro.

10. In caso di violazione dell'obbligo di riportare i parametri energetici nell'annuncio di offerta di vendita o locazione, come previsto dall'articolo 6, comma 8, il responsabile dell'annuncio è punito con la sanzione amministrativa non inferiore a 500 euro e non superiore a 3000 euro.

2.8 ABROGAZIONI E DISPOSIZIONI FINALI

Dalla data di entrata in vigore del presente decreto, sono abrogati, gli articoli 1, comma 3, 2, comma 1, lettere c), d), e) ed f), l'articolo 5, 12, 14, i punti 2, 11, 12 e 56 dell'Allegato A, gli Allegati B ed I del D.Lgs. 19 agosto 2005, n. 192, nonché il punto 4 dell'allegato 4 del decreto legislativo 3 marzo 2011, n. 28.

All'entrata in vigore dei decreti di cui all'articolo 4, comma 1 del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, come modificato dal presente decreto, sono abrogati i commi 1 e 2 dell'articolo 3 del decreto legislativo stesso. Nel decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, ovunque ricorrano le parole: "*attestato di certificazione energetica*", sono sostituite dalle seguenti: "***attestato di prestazione energetica***".

2.9 DECRETI ATTUATIVI

La L 90/13 prevede l'emanazione di alcuni decreti attuativi che sostituiscono il DPR 59/09 e il DM 06/09 sulle Linee Guida Nazionali.

In questi decreti sono indicati i requisiti minimi degli edifici relativamente alle trasmittanze termiche previste per zona climatica e per gli impianti.

Cambia la procedura per il rilascio dell'Attestato di Prestazione Energetica e la scala energetica di riferimento.

Di questi decreti si parlerà più avanti.

3. DIRETTIVA 2012/27/UE

La Direttiva 2012/27/UE vuole accelerare il raggiungimento degli obiettivi indicati dal "*pacchetto clima-energia 20/20/20*", andando a incidere soprattutto nel comparto edilizio, responsabile del 40% del consumo finale di energia.

Tra gli strumenti strategici anche il *Green Public Procurement* in relazione al quale si prospettano numerosi obblighi in capo alle Amministrazioni.

La Direttiva, 2012/27/UE, da recepire entro il 5 giugno 2014, impone agli Stati membri di stabilire:

"un obiettivo nazionale indicativo di efficienza energetica, basato sul consumo di energia primaria o finale, sul risparmio di energia primaria o finale o sull'intensità energetica" (art.3),

oltre ad una strategia a lungo termine per incentivare gli investimenti nella ristrutturazione degli edifici residenziali e commerciali, pubblici e privati (art. 4) stimolando la concorrenza tra le imprese e la creazione di posti di lavoro nei settori correlati.

La Direttiva, inoltre, promuove *campagne d'informazione/formazione*, anche professionale di tutti gli operatori del settore, sull'efficienza energetica e sugli aspetti giuridici e finanziari rivolte sia agli specialisti di settore sia ai consumatori.

I Piani d'Azione Nazionali dovranno essere pubblicati entro il 30 aprile 2014 e aggiornati ogni tre anni. La commissione adotterà un sistema di monitoraggio che consentirà di esaminare il raggiungimento dell'obiettivo del 20% di efficienza energetica al fine di attuare eventuali misure e raccomandazioni.

Con riferimento specifico alla Pubblica Amministrazione si segnalano importanti novità. Dal 1 gennaio 2014, il 3 % della superficie coperta utile totale degli edifici pubblici riscaldati e/o raffreddati superiore a 500 m² (di proprietà del proprio governo centrale e da esso occupati) dovrà essere ristrutturata ogni anno per rispettare almeno i requisiti minimi di prestazione energetica stabiliti in applicazione dell'art. 4 della direttiva 2010/31/UE (non ancora recepita dall'Italia).

A partire dal 9 luglio 2015 tale soglia sarà abbassata per ricomprendere gli edifici pubblici con aree calpestabili pari a 250 m². Le priorità sono gli edifici del governo centrale con basse prestazioni energetiche, mentre potranno essere esclusi gli edifici protetti in relazione all'appartenenza a determinate aree o al loro particolare valore storico-architettonico, gli edifici di proprietà delle forze armate o del governo centrale destinati a scopi difensivi (a eccezione degli alloggi e degli uffici) e gli edifici adibiti a luoghi di culto e allo svolgimento di attività religiose.

Anche gli Enti che si occupano di edilizia sociale, dovranno adottare piani di efficienza energetica autonomi con obiettivi e azioni specifiche analoghe a quelle fissate per le amministrazioni centrali e instaurare un sistema di gestione dell'energia, compresi audit energetici.

Novità consistenti investono il campo degli acquisti verdi, nell'ambito delle gare d'appalto d'importo oltre le soglie di cui all'art. 7 della Direttiva 2004/18/CE. Non si tratta ovviamente di un caso: il "*Piano di efficienza energetica 2011*" dell'UE, al quale la Direttiva dà attuazione, raccomanda proprio la metodica GPP nel settore della ristrutturazione di edifici e nell'adozione di

criteri di efficienza energetica per il raggiungimento dell'obiettivo di risparmio del 20% di energia primaria entro il 2020, analogamente a quanto affermato nelle Linee guida PAES del Patto dei Sindaci.

Gli Stati, quindi, saranno obbligati a introdurre norme affinché il governo centrale *acquisti esclusivamente prodotti, servizi ed edifici ad alta efficienza energetica*, incoraggiando gli enti pubblici, anche a livello regionale e locale, a conformarsi al ruolo esemplare del governo centrale, salvo i casi in cui prevalgono diverse esigenze di efficienza in termini di costi, fattibilità economica, idoneità tecnica e adeguata concorrenza.

In particolare, l'Allegato III, con riferimento ai requisiti di efficienza energetica per l'acquisto di prodotti, servizi ed edifici da parte del governo centrale prevede che:

- a) *si dovranno acquistare solo prodotti appartenenti alla classe di efficienza energetica più elevata possibile*, qualora gli stessi siano contemplati da un atto delegato adottato ai sensi della direttiva 2010/30/UE (recepita in Italia dal D.Lgs. 104/2012, che estende l'etichetta energetica, anche ai prodotti che contribuiscono alla conservazione dell'energia durante l'uso quali, ad es., serramenti e infissi) o da una direttiva di esecuzione della Commissione collegata.
- b) per i prodotti non contemplati da atti delegati ma indicati da una misura di attuazione della direttiva 2009/125/CE (specifiche per la progettazione ecocompatibile dei prodotti connessi all'energia), adottata successivamente all'entrata in vigore della direttiva 2012/27/UE, bisognerà acquistare solo prodotti conformi ai parametri di efficienza energetica specificati dalla misura di attuazione;
- c) sarà obbligatorio acquistare apparecchiature per ufficio conformi al marchio *Enegy Star* (Decisione 2006/1005/CE, alla quale è succeduta la Decisione 2013/107/UE);
- d) si dovranno acquistare pneumatici conformi al criterio della più elevata efficienza energetica in relazione al consumo di carburante (Reg. n. 1222/2009), salvo ragioni di sicurezza o salute pubblica;
- e) per gli appalti di servizi sarà obbligatorio richiedere nei bandi che i fornitori utilizzino esclusivamente prodotti conformi ai requisiti di efficienza energetica di cui sopra.
- f) sarà obbligatorio acquistare o concludere nuovi contratti per affittare esclusivamente edifici conformi almeno *ai requisiti minimi di prestazione energetica di cui all'art. 5, par. 1 della direttiva*. Eccezioni sono previste per gli acquisti diretti ad avviare una ristrutturazione profonda o una demolizione, o finalizzati a rivendere l'edificio (senza che l'ente pubblico se ne avvalga per i fini che gli sono propri), o per salvaguardare edifici di particolare valore storico-architettonico.

È previsto che la conformità con i citati requisiti *sia verificata attraverso gli attestati di prestazione energetica* di cui all'art. 11 della direttiva 2010/31/UE (Direttiva "Edifici a Energia Quasi Zero") che, tuttavia, non è ancora operativa nel nostro ordinamento (il termine previsto era il 9 luglio 2012), e per la quale l'Italia rischia di essere deferita alla Corte di Giustizia Europea.

3.1 DECRETO LEGISLATIVO N. 102/2014 DI ATTUAZIONE DELLA DIRETTIVA 2012/27/UE

Sono previste misure di efficientamento energetico edifici pubblici istituzione Fondo nazionale efficienza energetica edilizia e nuova disciplina deroghe materia spessore involucro e distanze minime tra edifici. Il 19 luglio 2014 è entrato in vigore il *decreto legislativo 4 luglio 2014, n. 102*, di Attuazione della direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica, che modifica le direttive 2009/125/CE e 2010/30/UE e abroga le direttive 2004/8/CE e 2006/32/CE.

Il testo, pubblicato sulle Gazzette Ufficiali n. 165 del 18 luglio 2014 e n. 170 del 24 luglio 2014, definisce un insieme di misure per migliorare l'efficienza energetica, in tutti i settori, utili al

raggiungimento dell'obiettivo nazionale di risparmio energetico al 2020, ovvero una riduzione di 20 milioni di TEP dei consumi di energia primaria.

Tra i contenuti del decreto, sono di seguito riportate le principali *misure in materia di efficienza energetica in edilizia*.

Miglioramento della prestazione energetica degli immobili della Pubblica Amministrazione centrale (art. 5)

A partire dal 2014 e fino al 2020, gli *immobili della Pubblica Amministrazione centrale dovranno essere sottoposti a riqualificazione energetica nella misura minima del 3% all'anno della superficie coperta utile climatizzata*. In alternativa, dovranno essere realizzati interventi che comportino un risparmio energetico cumulato per lo stesso periodo di almeno 0,04 Mtep.

Per tali interventi il decreto prevede stanziamenti di risorse fino a 380 milioni di euro per l'intero periodo 2014-2020, che potranno eventualmente essere integrati con le risorse derivanti dagli strumenti di incentivazione comunitari, nazionali e locali dedicati all'efficienza energetica nell'edilizia pubblica e con risorse dei Ministeri interessati.

Sono esclusi dal programma di interventi:

1. gli immobili con superficie coperta utile totale inferiore a 500 m². Tale soglia a partire dal 9 luglio 2015 è ridotta a 250 m²;
2. gli immobili vincolati ai sensi del Codice dei beni culturali e del paesaggio, nella misura in cui gli interventi modificherebbero in maniera inaccettabile il loro carattere o aspetto;
3. gli immobili destinati a scopi di difesa nazionale, ad eccezione di alloggi e uffici;
4. gli immobili adibiti a luoghi di culto e attività religiose.

Al fine di elaborare il programma di riqualificazione, le Pubbliche Amministrazioni centrali predisporranno, entro il 30 settembre per il 2014 ed entro il 30 giugno per ciascuno degli anni successivi, proposte di intervento sugli immobili dalle stesse occupati, e le trasmetteranno, entro i quindici giorni successivi, al Ministero dello sviluppo economico.

Le proposte saranno formulate sulla base di appropriate diagnosi energetiche o faranno riferimento agli interventi di miglioramento energetico previsti dall'Attestato di prestazione energetica.

Sulla base delle proposte pervenute, il Ministero dello sviluppo economico predisporrà il programma di interventi entro il 30 novembre di ogni anno.

Per la definizione del programma saranno applicati i seguenti **criteri** di individuazione:

- ottimizzazione dei tempi di recupero dell'investimento, anche con riferimento agli edifici con peggiore indice di prestazione energetica;
- minori tempi previsti per l'esecuzione dell'intervento;
- entità di eventuali forme di cofinanziamento.

Le **modalità** per l'esecuzione del programma verranno definite con decreto da emanare entro 30 giorni dall'entrata in vigore del decreto.

Fondo nazionale per l'efficienza energetica (art. 15)

E' istituito presso il Ministero dello Sviluppo economico il "Fondo nazionale per l'efficienza energetica", di natura rotativa, destinato a sostenere il finanziamento di interventi di efficienza energetica, realizzati anche attraverso le ESCo, il ricorso a partenariato pubblico-privato, società di progetto o di scopo, relativamente alle seguenti finalità:

- interventi di miglioramento dell'efficienza energetica degli edifici di proprietà della Pubblica Amministrazione;
- realizzazione di reti per il teleriscaldamento e per il teleraffrescamento;

- efficienza energetica dei servizi e infrastrutture pubbliche, compresa l'illuminazione pubblica;
- efficientamento energetico di interi edifici ad uso residenziale, compresa l'edilizia popolare;
- efficienza energetica e riduzione dei consumi di energia nei settori dell'industria e dei servizi.

Il Fondo sarà articolato in due sezioni destinate alla concessione di garanzie e all'erogazione di finanziamenti, direttamente o attraverso banche e intermediari finanziari, inclusa la Banca Europea degli Investimenti.

Potranno avere accesso al Fondo anche gli interventi di realizzazione e ampliamento di reti di teleriscaldamento e teleraffrescamento, avviati tra il 29 marzo 2011 e il 19 luglio 2014.

Le priorità, i criteri e le modalità di funzionamento del Fondo saranno stabiliti con uno o più decreti da emanarsi entro 90 giorni dall'entrata in vigore del decreto.

Priorità nell'accesso al Fondo sarà comunque attribuita agli interventi volti a:

- creare nuova occupazione;
- migliorare l'efficienza energetica dell'intero edificio;
- promuovere nuovi edifici a energia quasi zero;
- introdurre misure di protezione antisismica in aggiunta alla riqualificazione energetica;
- realizzare reti per il teleriscaldamento e per il teleraffrescamento in ambito agricolo o comunque connesse alla generazione distribuita a biomassa.

Il Fondo sarà alimentato con circa 70 milioni di euro all'anno per il periodo 2014-2020, che saranno integrati con eventuali contributi volontari delle P.A., con le risorse derivanti dai fondi strutturali europei e con i proventi delle sanzioni per il mancato rispetto degli obblighi (sanzioni previste all'articolo 16 del decreto in esame).

Deroghe per gli spessori di murature e solai e per le distanze minime tra gli edifici (art. 14)

I commi 6 e 7 dell'articolo 14 sostituiscono le previsioni contenute nel D.Lgs. n. 115/2008, ai commi 1 e 2 dell'articolo 11, in merito agli extra-spessori e alle distanze minime permessi nel caso di nuove costruzioni con migliore prestazione energetica e nel caso di riqualificazioni energetiche di edifici esistenti. Nel caso di edifici di nuova costruzione che presentano una riduzione minima del 20% dell'indice di prestazione energetica previsto dal D.Lgs. n.192/2005 e s.m.i., non è considerato, nei computi per la determinazione dei volumi, delle altezze, delle superfici e nei rapporti di copertura, lo spessore delle murature esterne, delle tamponature o dei muri portanti, dei solai intermedi e di chiusura superiori ed inferiori, eccedente ai 30 centimetri, fino ad un massimo di ulteriori 30 centimetri per tutte le strutture che racchiudono il volume riscaldato, e fino ad un massimo di 15 centimetri per i solai intermedi.

Nel rispetto dei suddetti limiti è permesso derogare a quanto previsto dalle normative nazionali, regionali o dai regolamenti edilizi comunali, in merito alle distanze minime tra edifici, alle distanze minime dai confini di proprietà, alle distanze minime di protezione del nastro stradale e ferroviario, e alle altezze massime degli edifici, nel rispetto delle distanze minime riportate dal codice civile.

Nel caso di interventi di riqualificazione energetica di edifici esistenti che comportino maggiori **spessori** delle murature esterne e degli elementi di chiusura superiori ed inferiori necessari ad ottenere una riduzione minima del 10% dei limiti di trasmittanza previsti dal D.Lgs. n.192/2005 e s.m.i., è permesso derogare a quanto previsto dalle normative:

- in merito alle distanze minime tra edifici, alle distanze minime dai confini di proprietà e alle distanze minime di protezione del nastro stradale, nella misura massima di 25 centimetri per il maggiore spessore delle pareti verticali esterne;
- in merito alle altezze massime degli edifici, nella misura massima di 30 centimetri, per il maggiore spessore degli elementi di copertura.

La deroga può essere esercitata nella misura massima da entrambi gli edifici confinanti.

4. TERMOFISICA DEGLI EDIFICI

4.1 COMPORTAMENTO TERMICO DEGLI EDIFICI

Un argomento fra i più importanti è la *climatizzazione degli edifici*⁵, cioè l'inserimento di impianti (*attivi*, in contrapposizione all'edilizia *passiva*) capaci di mantenere all'interno condizioni ambientali di benessere per gli occupanti.

Per potere correttamente dimensionare gli impianti occorre prima conoscere il comportamento termico degli edifici, ossia come variano le condizioni interne di temperatura e umidità (*la velocità dell'aria è di solito controllata dagli stessi impianti di distribuzione*) al variare delle condizioni climatologiche esterne. Queste dipendono dal sito e cioè dalla latitudine, dall'orografia, dalla presenza di masse d'acqua come il mare o i laghi o anche i fiumi, dalla presenza di masse edificate (*isola di calore*), ... In generale si può dire che le condizioni climatiche esterne non sono mai stabili durante il giorno ma *continuamente variabili* anche e soprattutto per la periodicità dell'alternarsi del dì e della notte e quindi per la presenza della radiazione solare nel periodo diurno dall'alba al tramonto.

Lo studio del comportamento termico degli edifici (oggetto della *Termofisica dell'edificio*) parte proprio da queste considerazioni e pertanto valuta le condizioni transitorie determinate in risposta alle variazioni climatologiche esterne. Si accennerà brevemente nel prosieguo alle condizioni transitorie degli edifici, anche a scopo euristico, e si passerà poi allo studio dell'impiantistica distinguendo, com'è prassi ormai, il comportamento estivo da quello invernale.

Non si può pensare di progettare un impianto di climatizzazione senza prima conoscere la problematica dell'interazione *edificio-impianto*.

4.2 COMPORTAMENTO IN REGIME STAZIONARIO DEGLI EDIFICI

Molto spesso ci si riferisce ad un comportamento termico degli edifici molto semplificato e facile da studiare, supponiamo cioè che l'edificio sia in regime stazionario. Si tratta di un'ipotesi molto semplificativa, come meglio si chiarirà nel prosieguo, ma che tuttavia risulta molto utile e indispensabile nelle normali applicazioni impiantistiche.

Va subito detto che le condizioni di stazionarietà sono rare e limitate a pochi casi pratici, nella realtà l'evoluzione termica degli edifici è sempre non stazionaria e ciò comporta notevoli difficoltà di calcolo. Per edifici termostattizzati⁶ la temperatura interna viene artificialmente mantenuta al valore desiderato, ad esempio 20 °C in inverno e 26 °C in estate, secondo quanto già visto per le condizioni di comfort termico. Le condizioni esterne, però, non sono mai costanti

⁵ Sarebbe più opportuno, come più volte indicato, parlare di climatizzazione in generale non solamente riferita agli edifici. Si pensi alla climatizzazione degli aerei, delle capsule spaziali, delle stazioni orbitanti, delle capsule sottomarine, ...

⁶ Cioè in edifici nei quali un impianto contribuisce a mantenere la temperatura interna degli ambiente costante mediante opportuni scambi di calore con i terminali (ad esempio radiatori o fan coil).

poiché sia la temperatura esterna (e l'umidità relativa nel caso di climatizzazione completa) che l'intensità di radiazione solare variano continuamente durante la giornata.

Pertanto immaginare che i carichi termici (dispersioni o rientrate termiche, a seconda della stagione) siano costanti è una pura illusione. Vedremo, tuttavia, come spesso, anche secondo indicazioni di decreti e leggi varie, spesso ci si riferisca all'ipotesi che i carichi termici si mantengano costanti e che l'edificio sia in condizioni stazionarie. Vedremo più avanti come affidarsi pedissequamente all'ipotesi di regime stazionario possa portare ad errori notevoli nella valutazione della reale evoluzione termica degli edifici con conseguenze gravi per i progettisti.

Ad esempio, il carico termico invernale indicato dalla L. 10/91 come **carico di picco** è un carico fittizio che dovrebbe fornire il carico termico massimo nelle peggiori condizioni. E quali possono essere le peggiori condizioni? L'assenza di contributi gratuiti (cioè di energia solare e di sorgenti interne) e la stazionarietà della temperatura esterna al valore minimo di progetto.

In definitiva nel calcolo del carico di picco non si tiene conto della radiazione solare (si suppone che nelle brutte giornate invernali ci sia cielo coperto e quindi assenza di radiazioni solari dirette) degli apporti gratuiti interni (lampade, sorgenti interne, persone, ...) e che all'esterno la temperatura sia poco variabile (anche per l'assenza della radiazione solare) e pari al valore minimo di progetto. Tutte queste ipotesi sono certamente irrealistiche poiché abbiamo sempre la radiazione solare diffusa, una variazione (seppur minima) della temperatura esterna e la presenza di sorgenti interne (affollamento, lampade, ...). Trascurare gli apporti gratuiti significa però porsi nelle condizioni peggiori ed ecco perché questo calcolo fittizio viene definito come **carico di picco**.

Un'osservazione importante va fatta sulle modalità di calcolo dei carichi termici in regime stazionario.

Si ricorda, infatti, dalla Trasmissione del Calore che il flusso termico trasmesso fra due fluidi separati da una parete composta **in regime stazionario** è data dalla nota relazione:

$$Q = U \cdot S \cdot \Delta T \quad [1]$$

ove U è la *trasmittanza termica* definita dalla relazione:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

con h_i ed h_e coefficienti di convezione interna ed esterna e con $\sum \frac{s_i}{\lambda_i}$ resistenza termica degli

strati di materiale compresi fra i due fluidi.

Questa relazione (**Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**) fondamentale per la l'impiantistica termotecnica vale, si ricordi, **solo in regime stazionario**. In regimi tempo variabili occorre tenere conto degli accumuli termici nei vari strati (vedi nel prosieguo) e il flusso termico trasmesso fra i due fluidi sarebbe ben più complesso da calcolare.

Tuttavia la comodità di utilizzare la **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** è importante ai fini dell'economia dei calcoli da effettuare per il calcolo dei carichi termici tanto che molto spesso si preferisce commettere errori (sia pur sotto controllo) che utilizzare equazioni differenziali complesse e codici di calcolo altrettanto complessi ed ostici. E' questo uno dei motivi pratici per cui si ipotizza il regime stazionario.

Nei prossimi paragrafi si analizzeranno i transitori termici in regime non stazionario e si potrà immediatamente osservare come i calcoli da effettuare per analizzarli siano effettivamente lunghi, complessi e, in molte occasioni, privi di informazioni se non opportunamente interpretati da professionisti esperti e preparati.

Per decenni le nostre leggi hanno sempre fatto riferimento a calcoli fittizi in regime stazionario ma con l'introduzione del D.Lgs 192/05 qualcosa sta cambiando. Per la prima volta, infatti, si parla di surriscaldamento estivo e di valutazione della sua entità con opportuni codici di calcolo. Pertanto, alla luce di quanto si vedrà nella presentazione del D.Lgs 192/05 e del DPR 59/09, è opportuno che l'Allievo legga (e studi) con attenzione i prossimi paragrafi che approfondiscono l'analisi delle condizioni in transitorio termico degli edifici.

Naturalmente l'ingegnere (o più in generale l'impiantista meccanico) non è un farmacista e pertanto le precisioni a sei cifre decimali non interessano. Sono, però, importanti le conclusioni che si possono e si debbono dedurre dall'analisi in transitorio termico degli edifici, anche per evitare grossolani errori nel dimensionamento impiantistico.

Ad esempio, un edificio molto vetrato (una vera mania dei progettisti moderni) non va solo riscaldato in previsione delle ipotesi di grande freddo (cioè con riferimento al solo carico di picco) ma anche raffrescato per evitare il surriscaldamento delle zone esposte ad est e ad ovest.

In pratica può facilmente accadere che un edificio molto vetrato debba contemporaneamente essere riscaldato e raffrescato anche a gennaio. In questi casi occorre prevedere una tipologia di impianto certamente più complessa del solito, ad esempio con aria primaria e fan coil a quattro tubi (vedasi nel proseguo). Molto si dirà del carico in condizioni stazionario sugli impianti di riscaldamento e ad esso si rimanda l'approfondimento di questo studio.

4.3 TRANSITORIO TERMICO DEGLI EDIFICI

In questo capitolo si farà un breve cenno sul transitorio termico cercando di evidenziare i parametri più significativi del comportamento termico degli edifici. L'applicazione della *L. 10/91* e successivi aggiornamenti (*che sarà descritta in dettaglio nei prossimi capitoli*) è ormai routine progettuale mentre lo studio più approfondito dell'evoluzione temporale delle condizioni microclimatiche di un edificio richiede nozioni più avanzate e conoscenza di modellistica raffinate, essendo l'edificio un sistema certamente *complesso*.

Il Progettista che intende controllare le conseguenze di una scelta progettuale dal punto di vista energetico dispone oggi di innumerevoli strumenti, dai più sofisticati che richiedono l'uso di grandi computer, capaci anche di un grande rigore e dettaglio, ai più semplici che consentono previsioni veloci e più approssimate. Da qui il primo problema che si deve affrontare. Ciascuno di tali strumenti, infatti, sebbene versatile, risente comunque della impostazione originaria nel senso che, in genere, è stato sviluppato per valutare le prestazioni di specifiche tipologie edilizie o di particolari soluzioni progettuali; si tratta allora di individuare quale tra gli strumenti disponibili è il più adatto e a che livello di dettaglio è opportuno giungere nella raccolta delle informazioni sulla "*performance*" del sistema.

Esiste tuttavia un secondo problema e forse più oneroso del primo in quanto presenta spesso aspetti paradossali: riguarda la fase della progettazione nella quale eseguire il controllo. Accade infatti che il controllo risulta tanto più efficace quanto più ci si sposta verso la fase iniziale del progetto, quando cioè le decisioni non sono state consolidate e molte possibilità sono ancora aperte. La progettazione bioclimatica postula, ad esempio, uno spostamento dei controlli dalle fasi finali del progetto alle fasi intermedie, nelle quali è ancora possibile modificare e correggere l'impostazione edilizia: orientazione, volume, involucro, finestratura etc.

In ogni caso, una volta assegnati alcuni parametri (che spesso sono vincolanti quali l'area climatica, la posizione rispetto al sole, la destinazione dell'edificio), ***ciò che qualifica la prestazione termica dell'edificio è in massima parte il comportamento dell'involucro murario.***

Questo rappresenta l'elemento di separazione e di interazione tra il macroclima esterno e il microclima interno e come tale va progettato in modo che la sua risposta sia congruente con i requisiti di benessere termico e richieda il minimo ricorso possibile a sistemi ausiliari di climatizzazione (*Energy Conscious Design*).

4.4 PROPAGAZIONE DEL CALORE IN REGIME PERIODICO STABILIZZATO

Un caso molto importante per le applicazioni pratiche (sia in campo industriale che civile) si ha quando si applica una forzante (cioè una temperatura) variabile in modo periodico ad uno strato piano seminfinito. E' questo il caso, ad esempio, della variazione della temperatura ambientale esterna negli edifici, della variazione periodica di temperatura all'interno di un cilindro di un motore a combustione interna.

Per studiare questo caso supporremo inizialmente che la variazione di temperatura sia di tipo sinusoidale e quindi ci si riferisca alla più semplice variazione periodica. L'importanza di questo caso si deduce immediatamente se si pensa che una qualunque forzante periodica può essere scomposta in una serie di Fourier in termini di seni e/o coseni e quindi in termini di funzioni periodiche elementari e pertanto la soluzione generale è data dalla somma (se rimangono valide le ipotesi di linearità del problema) delle soluzioni parziali.

Con riferimento alla figura si supponga di applicare alla superficie esterna dello strato seminfinito una variazione di temperatura periodica sinusoidale della forma:

$$T(0, \tau) = T_m + \Delta T_0 \sin \omega \tau$$

con:

- $\omega = 2\pi f$ pulsazione ed f la frequenza;
- T_m la temperatura media, [°C];
- ΔT_0 la variazione di temperatura massima; [°C]

Per comodità di calcolo poniamo $\theta = T - T_m$ e pertanto la precedente si può scrivere:

$$\theta(0, \tau) = \Delta T_0 \sin \omega \tau$$

La soluzione alla forzante è:

$$\theta(x, \tau) = A_1 e^{-x\sqrt{\pi f/a}} \sin\left(\omega \tau - \sqrt{\frac{\pi f}{a}} x\right)$$

che, per la condizione limite ad ascissa $x=0$, fornisce:

$$\theta(x, \tau) = \Delta T_0 e^{-x\sqrt{\pi f/a}} \sin\left(\omega \tau - \sqrt{\frac{\pi f}{a}} x\right)$$

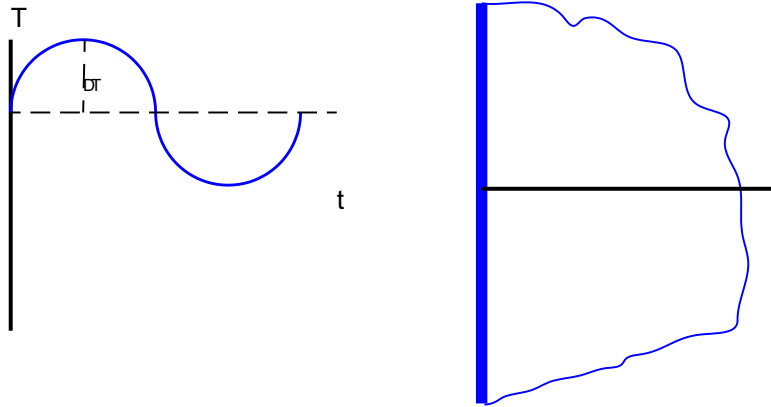


Figura 2: Variazione periodica di temperatura in uno strato seminfinito

Si osservi che si ha anche $\sqrt{\frac{\pi f}{a}} = \sqrt{\frac{\omega}{2a}}$ e quindi la soluzione cercata si può anche scrivere nella forma seguente:

$$\theta(x, \tau) = \Delta T_0 e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}x} \sin\left(\omega\tau - \sqrt{\frac{\omega}{2a}}x\right)$$

L'andamento della funzione $\theta(x, \tau)$ è riportato figura seguente.

La precedente ci dice che la variazione della temperatura ad una distanza x dalla superficie ha sempre lo stesso periodo della variazione di temperatura imposta alla superficie ma di ampiezza decrescente esponenzialmente con la distanza, essendo tale ampiezza data dalla:

$$\Delta T_x = \Delta T_0 e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}x}$$

Lo sfasamento dell'onda di temperatura cambia con x secondo la relazione:

$$\Delta\tau = \frac{x}{2} \sqrt{\frac{2}{\omega a}}$$

L'onda termica viaggia ad una velocità che è possibile calcolare imponendo che sia:

$$\omega\tau_0 - \sqrt{\frac{\omega}{2a}}\lambda = 0$$

dalla quale si ricava:

$$v = \frac{\lambda}{\tau_0} = \sqrt{2\omega a}$$

Pertanto la velocità di propagazione dell'onda termica nello strato dipende sia dalla frequenza (tramite ω) che dalla diffusività termica del mezzo stesso (a).

Il flusso termico specifico che attraversa la superficie esterna vale:

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial\theta}{\partial x} \right)_{x=0}$$

E tenendo conto della soluzione sopra trovata si ottiene:

$$q(\tau) = \lambda \Delta T_0 \sqrt{\frac{\omega}{a}} \sin\left(\omega\tau + \frac{\pi}{4}\right)$$

Pertanto anche il flusso termico è periodico ed è sfasato di $\pi/4$ rispetto alla temperatura.

Le applicazioni delle relazioni qui esposte sono numerose nella *Termofisica degli edifici*. Le pareti esterne, infatti, si possono considerare strati di spessore tale da considerare valide le ipotesi di spessore seminfinito.

Un'onda termica che possiamo assimilare alla variazione periodica sinusoidale (che si ha tutti i giorni fra il dì e la notte) porta alla trasmissione all'interno degli edifici con velocità data dalla

$$v = \frac{\lambda}{\tau_0} = \sqrt{2\omega a} \quad \text{e con sfasamento dato dalla } \Delta\tau = \frac{x}{2} \sqrt{\frac{2}{\omega a}}$$

l'attenuazione e pertanto si conclude che pareti di grande spessore e con materiali non conduttori attenuano e sfasano molto (come avviene nelle antiche abitazioni con mura spesse o nelle chiese con mura spesso oltre gli 80 cm). Viceversa una parete avente poca massa e buon conduttrice (come sono le pareti in calcestruzzo o le pareti di materiale leggero oggi molto utilizzate nell'edilizia corrente) porta ad attenuazioni e sfasamenti modesti: la variazioni termiche esterne si trasmettono in breve tempo (entro 0,5÷2 ore) all'interno degli ambienti, diversamente dalle pareti spesse e pesanti che ritardano di alcune ore la trasmissione dell'onda termica.

Le difficoltà analitiche sopraggiungono quando si considera il caso reale di un mezzo non omogeneo e di spessore finito quale può essere una parete reale multistrato.

La risposta del mezzo alla sollecitazione esterna dipende infatti, oltre che dai comuni parametri termofisici e geometrici (conducibilità, spessori, coefficienti liminari di convezione sulle facce estreme) anche dalla particolare stratigrafia della parete, cioè dall'ordine con cui i vari strati di materiale si susseguono rispetto alla direzione del flusso termico.

Risulta infatti che una parete con materiali di uguale spessore ma disposti in ordine diverso dà luogo a un diverso comportamento in transitorio.

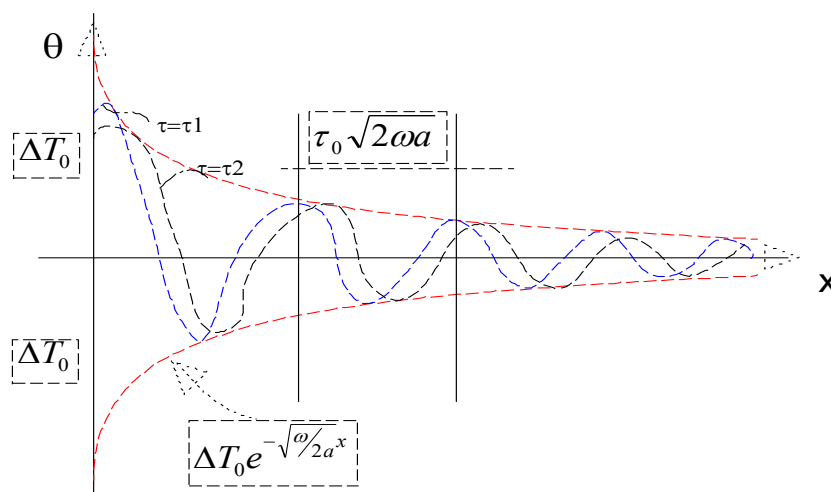


Figura 3: Andamento delle oscillazioni all'interno dello strato

Un caso di un certo interesse pratico, che esemplifica tali effetti, è quello della parete costituita da tre tipi di materiale dei quali uno è un isolante termico (vedi anche nel prosieguo).

Qui la diversa collocazione di quest'ultimo, se cioè punto all'interno o all'esterno o al centro tra i due rispetto alla direzione del flusso termico, influenza sensibilmente la propagazione dell'onda termica all'interno dell'ambiente. Ciò ha in particolare un riflesso immediato ai fini del

benessere termico, nel senso che sebbene nell'arco di un ciclo giornaliero completo (per esempio 24 ore) il valor medio della temperatura interna si mantenga ad un livello di comfort (per es. 20 °C in inverno e 25÷26 °C in estate) le oscillazioni attorno a tale valore producono tanto più acuto disagio termico quanto maggiore è la loro ampiezza. Risulta quindi di grande interesse per il progettista la previsione teorica del comportamento in transitorio non solo degli elementi murari ma anche, più in generale, dell'intero ambiente. Per meglio concretizzare quanto sopra indicato si consideri un'onda di temperatura avente $T_m=5\text{ °C}$ e $\Delta T=10\text{ °C}$, come indicato figura seguente

Supponiamo di avere i seguenti dati per la parete (tutti nel S.I.):

$\omega := \frac{2 \cdot \pi}{86400}$	$\lambda := 1.2$	$\rho := 1800$	$c_0 := 900$
$a := \frac{\lambda}{\rho \cdot c_0}$	$\gamma_0 := \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot a}}$	$\theta_0 := 5$	$T_0 := 10$
$a =$	$\gamma_0 =$		

Tabella 1: Dati di calcolo per il regime periodico

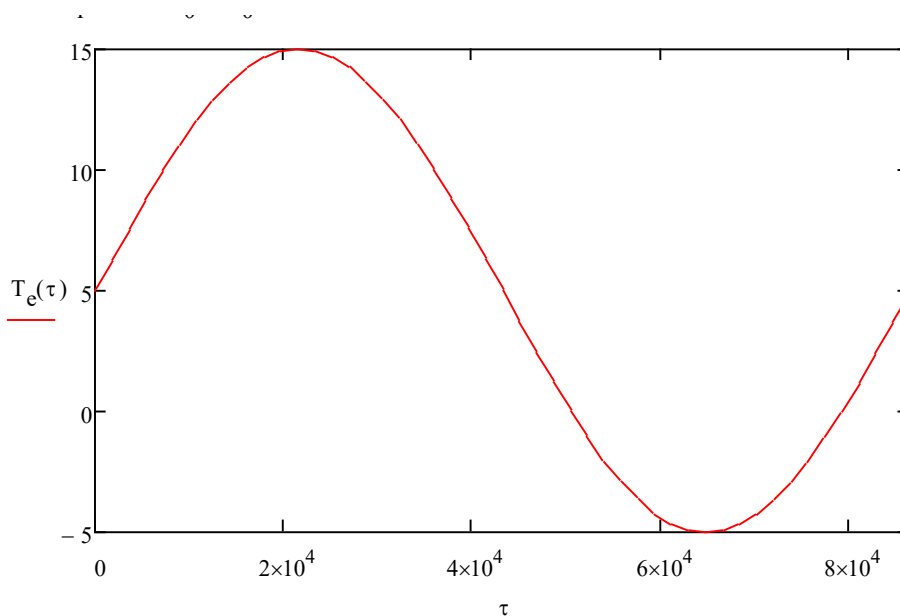


Figura 4: Onda di temperatura con $T_m=5\text{ °C}$ e $\Delta T=10\text{ °C}$

Inoltre immaginiamo di avere una seconda parete con densità bassa pari a 900 kg/m³. I risultati del calcolo dell'onda di temperatura all'interno della parete per ascisse di 0,1 e 0,3 m sono dati nella figura seguente ove, per comodità, in ascissa si è riportato il tempo in giorni. Il calcolo è effettuato per due giorni consecutivi.

Le curve partono tutte dall'ascissa 0 s e non risultano spostate in corrispondenza delle ascisse corrispondenti. Sono comunque ben osservabili gli sfasamenti delle onde di temperatura al variare dell'ascissa x. Inoltre anche l'ampiezza delle onde di temperature diminuisce secondo la curva di **Errore**. **L'origine riferimento non è stata trovata**. Si osservi come più è pesante la parete maggiore è lo sfasamento rispetto all'onda termica esterna e questo lo si può osservare sia variando la densità che lo spessore.

Quest'ultimo comportamento ci consente di fare un'importante osservazione. Infatti, se la temperatura esterna si abbassa l'onda di temperatura viene trasmessa all'interno con lo sfasamento di alcune ore (da 3 a 6 e anche più nei casi precedenti). Di conseguenza se la temperatura esterna torna a salire entro le 3- 4 ore successive all'interno degli ambienti non ci accorge di nulla.

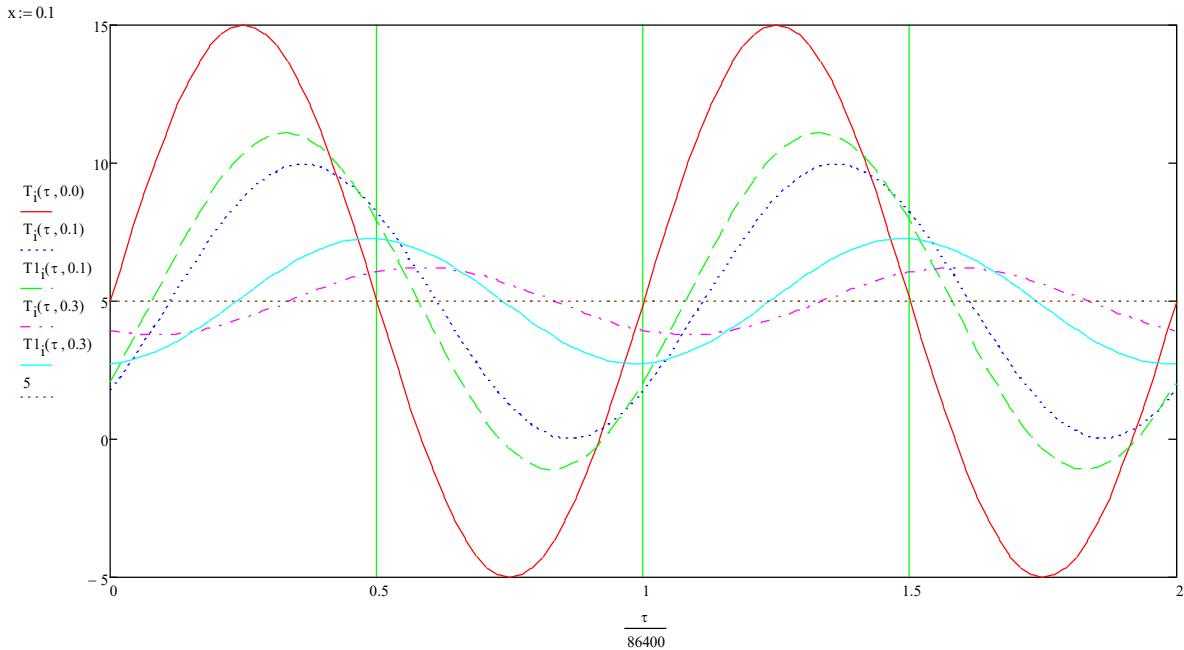


Figura 5: Onde di temperatura all'interno della parete per i due casi

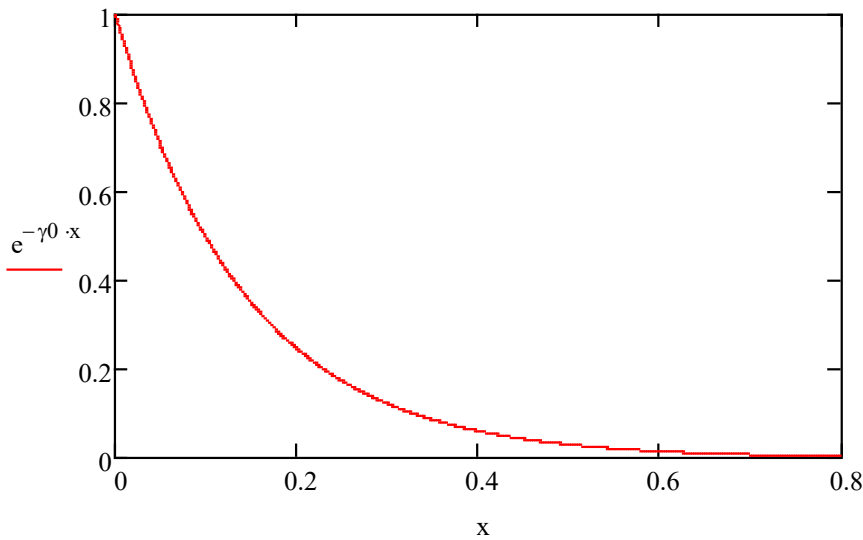


Figura 6: Attenuazione dell'ampiezza dell'onda di temperatura in funzione dell'ascissa

E' ciò che avviene d'inverno quando di notte la temperatura esterna raggiunge i -5°C a Catania senza che le abitazioni se ne accorgano. Proprio per questo la temperatura minima di progetto non è la minima assoluta rilevata in un sito ma quella che si è mantenuta per almeno cinque giorni consecutivi in modo da interessare anche gli ambienti interni degli edifici.

La muratura esterna, quindi, ci aiuta anche a ripararci dai transitori nei quali si hanno forti abbassamenti o forti innalzamenti delle temperature esterne. L'argomento trattato è attualmente oggetto di una letteratura vastissima, anche se pochi sono gli approcci realmente fondamentali e

innovativi. Nel prossimo capitolo si cercherà di enunciarli e di discuterli brevemente mostrandone i vantaggi, i limiti e i loro successivi superamenti.

Nel caso di una parete di spessore finito, vedi figura seguente, l'azione della parete è più complessa da terminare. In ogni caso si ha ancora un'attenuazione ed uno sfasamento dell'onda termica.

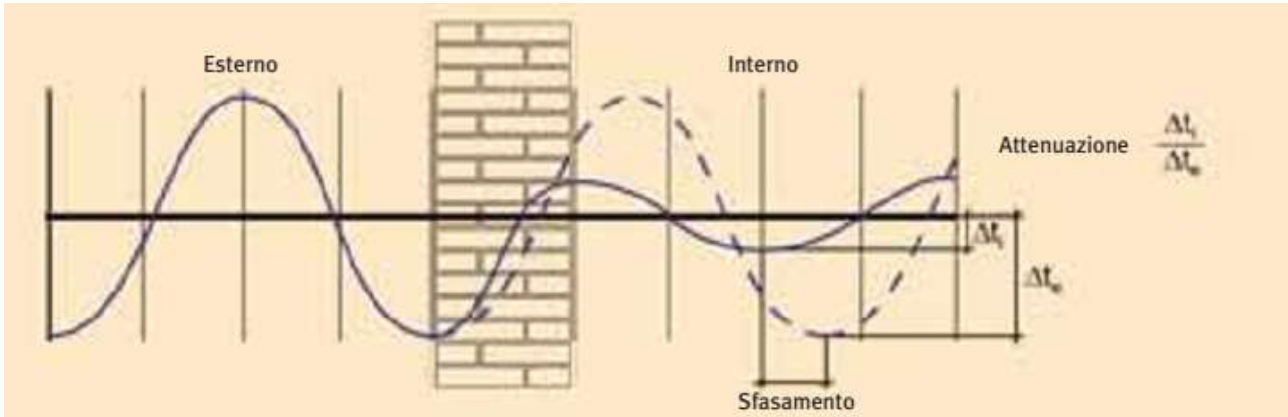


Figura 7: Azione di una parete sull'onda termica

E' proprio quest'azione che determina il clima interno dell'edificio. Nel prosieguo si vedrà come effettuare il calcolo mediante l'applicazione della norma UNI EN ISO 13786 "Thermal performance of building components. Dynamic thermal characteristics. Calculation methods".

4.5 TRANSITORIO DI RISCALDAMENTO E RAFFREDDAMENTO DI UN CORPO

Supponiamo per il momento di avere il corpo a *resistenza termica interna trascurabile*⁷ a temperatura iniziale T_i e che questo sia immerso in un fluido avente temperatura costante (ambiente di grande capacità termica) T_a . Se un corpo ha resistenza termica interna trascurabile (quindi è un ottimo conduttore di calore, ossia ha λ elevato, come, ad esempio nei metalli) allora la temperatura interna del corpo varia molto poco e si può assumere che essa si mantenga uniforme (la medesima T in qualunque punto) in tutto il corpo stesso.

Indicando con $\theta = T - T_a$ la del transitorio è:

$$\theta = \theta_i \cdot e^{-(hA/mc)\tau}$$

Ricordando la posizione per la differenza di temperatura si ha:

$$T = T_a + (T_i - T_a) \cdot e^{-(hA/mc)\tau} \quad [2]$$

In figura si ha l'andamento del transitorio di raffreddamento ($T_i > T_a$) e di riscaldamento ($T_i < T_a$). La velocità di variazione della temperatura T del corpo nel tempo è data da:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{d(T - T_a)}{d\tau} = -(T_i - T_a) \cdot \frac{hA}{mc} e^{-(hA/mc)\tau} \quad [3]$$

e all'istante $\tau = 0$ si ha:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{d(T - T_a)}{d\tau} = -(T_i - T_a) \cdot \frac{hA}{mc} \quad [4]$$

⁷ Se la resistenza interna di un corpo fosse nulla allora la temperatura sarebbe uniforme. L'ipotesi di resistenza trascurabile è necessaria per potere assegnare un solo valore di temperatura, con poco errore, a tutto il corpo. Ciò è vero se la conducibilità termica è elevata e se lo spessore è piccolo ($R = s/\lambda$).

La tangente all'origine delle curva di raffreddamento, avente pendenza $\frac{dT}{d\tau}$, interseca l'ordinata $(T - T_a) = 0$ in corrispondenza al tempo $\tau_c = \frac{mc}{hA}$ detto **costante di tempo**.

Ricordando che mc è una *capacità termica* e $1/hA$ è una *resistenza termica* si può dire che la *costante di tempo* è $\tau_c = RC$, prodotto della resistenza termica per la capacità termica. In pratica si può studiare il raffreddamento di un corpo in analogia alla carica/scarica di un condensatore in un circuito RC. Osservando il diagramma di figura si può ancora dire che dopo un tempo pari a τ_c si ha una diminuzione del 63.2% del salto iniziale e che dopo 4÷5 costanti di tempo il transitorio si è esaurito. Pertanto il tempo di raffreddamento e/o di riscaldamento del corpo dipende dal prodotto RC : una maggiore massa e quindi una maggiore capacità termica comporta un maggior tempo di raffreddamento o di riscaldamento, a parità di resistenza termica.

Per meglio comprendere gli effetti della climatologia esterna per il transitorio termico di un edificio si riporta il caso del raffreddamento di un corpo a resistenza interna trascurabile avente temperatura iniziale T_i per il quale (vedi il corso di *Trasmissione del Calore*) si ha il seguente andamento della temperatura interna del corpo immerso in un fluido con temperatura T_a :

$$T = T_a + (T_i - T_a)e^{-\frac{hA}{mc}\tau} \quad [5]$$

In figura si ha l'andamento del transitorio di raffreddamento ($T_i > T_a$) e di riscaldamento ($T_i < T_a$).

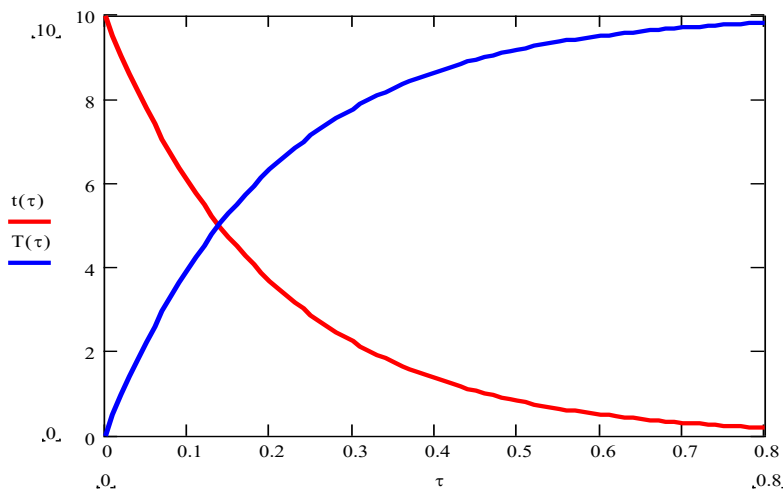


Figura 8: Andamento del transitorio di riscaldamento e/o di raffreddamento
 Il tempo di raffreddamento e/o di riscaldamento del corpo dipende dalla *costante di tempo*:

$$\tau_0 = \frac{mc}{hA} = \frac{\rho c V}{hA} \quad [6]$$

Una maggiore massa e quindi una maggiore capacità termica comporta un maggior tempo di raffreddamento o di riscaldamento, a parità di resistenza termica. Questo è proprio quel che avviene anche negli edifici, qui considerati in prima approssimazione come un *corpo omogeneo* di massa di massa totale equivalente m avente calore specifico medio c e quindi con capacità termica $C = \sum m_i c_i = mc$. **Maggiore è la sua capacità termica minore maggiore sarà il tempo di riscaldamento e/o di raffreddamento e quindi minore saranno le oscillazioni termiche.**

La *costante di tempo* può ancora scriversi in forma più usuale utilizzando l'analogia con i transitori dei circuiti elettrici resistenza – capacità nella forma:

$$\tau_0 = \frac{mc}{hA} = \left(\frac{1}{hA}\right)(mc) = RC \quad [7]$$

ove R è la *resistenza termica* e C è la *capacità termica* del corpo. Per fare un esempio, se la costante di tempo è pari a $RC=5 h$ dopo $5 \times 5^8=25$ ore (*poco più di un giorno*) l'edificio si raffredderà del tutto o si riscalderà del tutto.

Se la sua costante di tempo è $RC=24 h$ allora il transitorio ha bisogno di $5 \times 24= 120$ ore, cioè 5 giorni, e pertanto se andiamo a vedere le oscillazioni di temperatura nell'arco di una giornata (di giorno si ha riscaldamento e al tramonto si ha raffreddamento) si vede bene come in quest'ultimo caso le oscillazioni di temperatura siano di gran lunga inferiori rispetto al caso precedente. Può scriversi τ anche sotto altra forma più interessante:

$$\tau_c = \frac{mc}{hA} = \frac{\rho Vc}{hA} = \left(\frac{V}{A}\right)\left(\frac{\rho c}{h}\right) \quad [8]$$

L'ultimo membro ci dice che **la costante di tempo è tanto maggiore** (per cui si hanno periodi di raffreddamento e di riscaldamento lunghi) **quanto maggiore è, a parità del rapporto $\rho c/h$, il rapporto V/A cioè il rapporto di forma dell'oggetto**. Si osservi, infatti, che l'iglù esquimese ha la forma emisferica e per questo solido il rapporto V/A è il *massimo possibile*. La sfera, infatti, ha il maggior volume a parità di superficie disperdente o, se si vuole, la minor superficie disperdente a parità di volume. Pertanto la forma di quest'abitazione è geometricamente ottimizzata per il minimo disperdimento energetico e quindi per un maggior transitorio di raffreddamento.

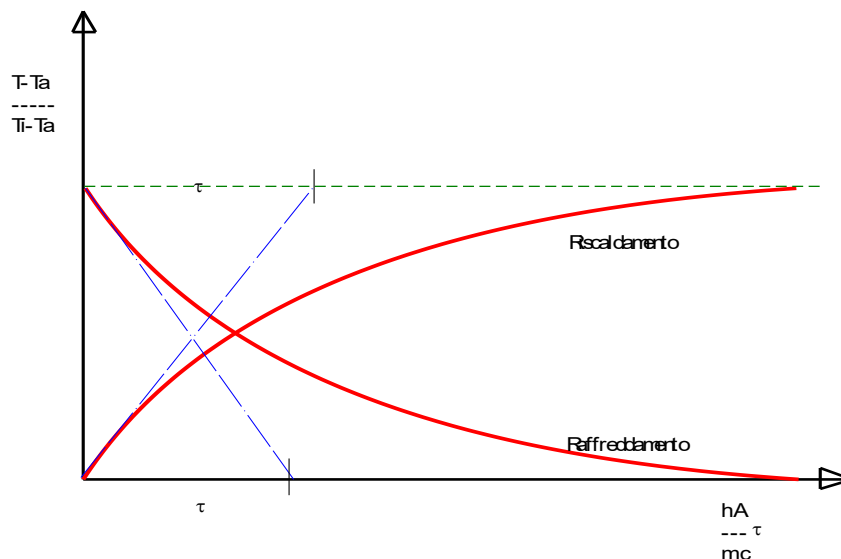


Figura 9: Andamento del transitorio di riscaldamento e/o di raffreddamento

Analoga osservazione si può fare per la forma *dei forni di cottura a legna*: anch'essi hanno forma emisferica che consente loro di immagazzinare meglio il calore nella massa muraria e di disperderla il più lentamente possibile, a parità di condizioni esterne, rispetto ad altre forme geometriche. Quest'osservazione giustifica l'attenzione che le leggi vigenti sui consumi energetici negli edifici danno sul rapporto A/V ai fini della verifica dei disperdimenti massimi (*vedi nel prosieguo il capitolo verifica energetica degli edifici*). Un edificio che, a pari volume V , ha grande superficie A è certamente più disperdente di un edificio con superficie esterna minore.

Architettonicamente sono quindi da preferire forme più chiuse, compatte (edifici di tipo condominiale) rispetto a quelle aperte, movimentate (edifici a villette separate) che comportano

⁸ Si ricorda che dopo 5 costanti di tempo il valore finale del transitorio $\theta/\theta_0 = e^{-\tau/\tau_0}$ è pari allo 0,763% di quello iniziale.

Ciò significa che il transitorio si è praticamente esaurito.

maggiori superficie esterna e quindi maggiori disperdimenti termici. Vedremo che proprio sul rapporto di forma, V/S , l'attuale legislazione basa il suo controllo sulla corretta progettazione energetica.

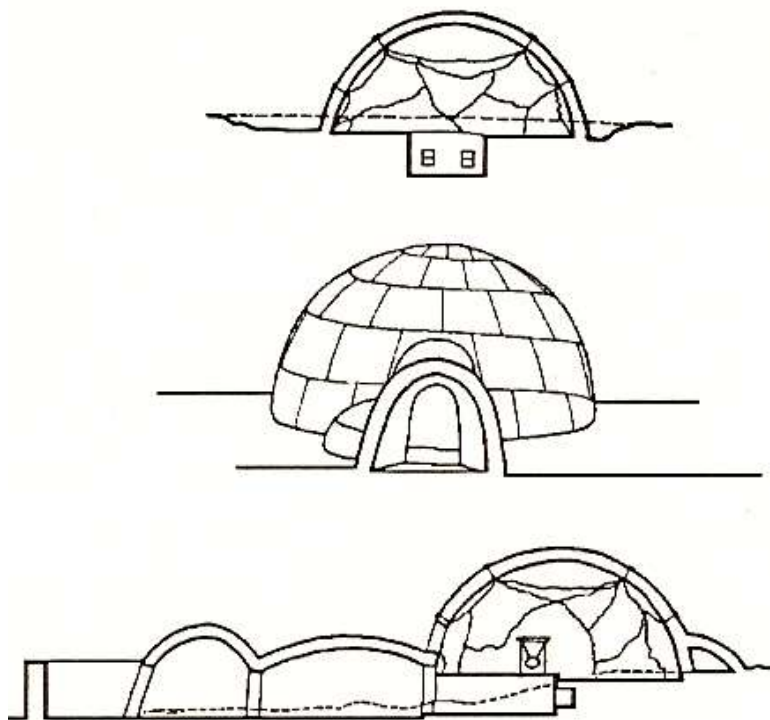


Figura 10: Schema di un iglù esquimese





<i>Edificio a blocco</i>	<i>Edificio a torre</i>	<i>Edificio a schiera</i>	<i>Edifici isolati</i>
			
<p><i>Volume: 500 m³</i> <i>Sup. disperdente: 400 m²</i> <i>Rapporto S/V: 0,8</i></p>	<p><i>Volume: 500 m³</i> <i>Sup. disperdente: 450 m²</i> <i>Rapporto S/V: 0,9</i></p>	<p><i>Volume: 500 m³</i> <i>Sup. disperdente: 450 m²</i> <i>Rapporto S/V: 0,9</i></p>	<p><i>Volume: 500 m³</i> <i>Sup. disperdente: 600 m²</i> <i>Rapporto S/V: 1,2</i></p>

Figura 11: Influenza della forma architettonica (A/V) sui disperdimenti

4.6 COSTANTE DI TEMPO DELL'EDIFICIO

Si è più volte detto che l'accumulo termico gioca un ruolo fondamentale nei tempi di avviamento o di spegnimento degli impianti termici di riscaldamento che costituiscono i momenti di transitorio termico dell'edificio.

In figura si ha un esempio di risposta ad una sollecitazione a gradino per tre diverse costanti di tempo. Si osservi come la risposta caratterizzata da una bassa costante di tempo si esaurisce prima che l'onda di temperatura discenda a zero. La sequenza di tre onde quadre mostra che la

risposta si porta a regime (cioè raggiunge il valore finale) in ogni periodo. Nel caso di costante di tempo intermedia prima che l'onda quadra discenda si ha circa l'80% del valore finale e pertanto l'onda di discesa parte da questo valore.

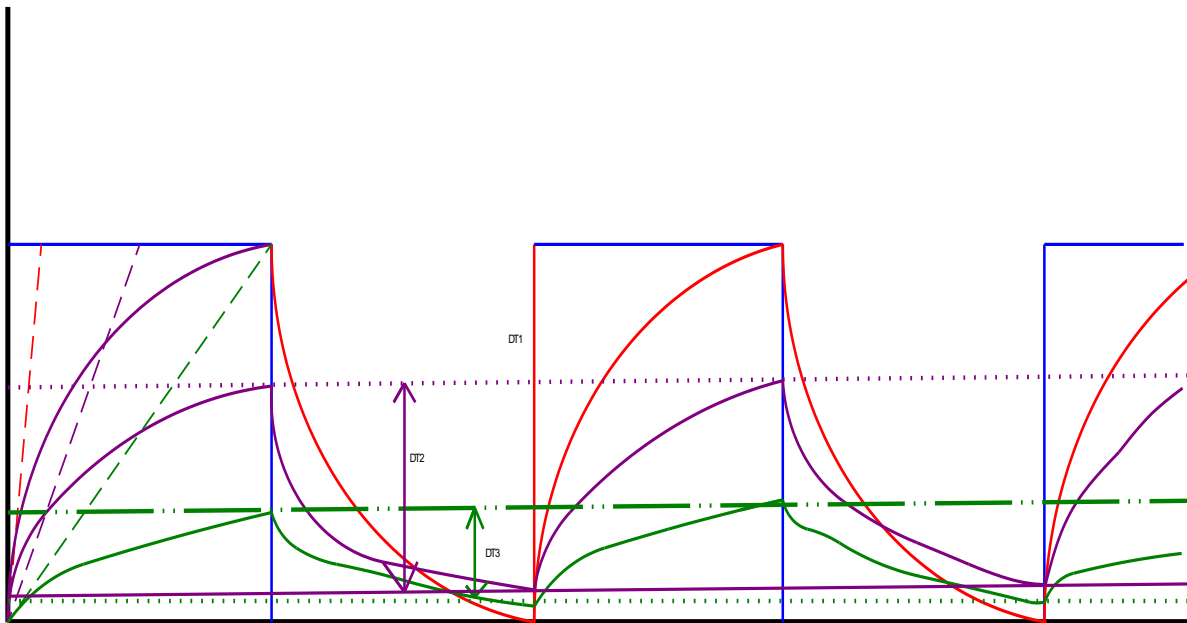


Figura 12: Transitorio termico con diverse costanti di tempo

Analoga osservazione per costante di tempo ancora maggiore. Questo semplice diagramma dimostra anche che **le oscillazioni in risposta all'onda quadra sono di ampiezza sempre più decrescente quanto maggiore è la costante RC.**

Quindi se l'onda quadra rappresenta l'alternanza della temperatura esterna allora **la temperatura interna (risposta al transitorio) riduce le oscillazioni quanto più elevata è la costante di tempo RC.**

Un edificio con poca massa (tipici *edifici moderni*), quindi, ha oscillazioni termiche maggiori degli edifici con maggiore massa (come gli *edifici antichi*) e pertanto in inverno si avranno temperature minime più elevate e d'estate temperature massime più alte e tali da rendere la vita all'interno insopportabile per l'eccessivo surriscaldamento.

Un modo per correlare il carico termico dell'edificio con le sue caratteristiche di isolamento e di accumulo termico è quello di calcolare la *costante di tempo* equivalente dell'edificio definita dalla relazione (per alcuni simboli si veda la L. 10/91):

$$\tau_{edifico} = RC = \frac{\overbrace{E_i}^{\text{Energia interna}}}{\underbrace{C_g \cdot V \cdot \Delta T_i}_{\text{Disperdimenti + ventilazione}}} = \frac{E_i}{C_g \cdot V \cdot \Delta T_i} = \frac{\sum m_i c_i (\bar{t}_i - t_e)}{C_g \cdot V \cdot (t_i - t_e)} \quad [9]$$

ove si è posto:

$$C_g = C_d + C_v = \frac{\text{Disperdimenti totali}}{V \cdot \Delta T}$$

ove si ha il seguente simbolismo (per il quale si rimanda anche all'applicazione della L. 10/91):

- E_i Energia interna dell'i.mo componente, valutata rispetto alla temperatura esterna t_e ,
- m_i massa dell'i.mo componente,

- c_i calore specifico dell'*i*.mo componente,
- C_g Coefficiente volumico globale ($C_d + C_v$) dell'edificio (vedi L. 10/91),
- V Volume dell'edificio,
- \bar{t}_i temperatura media dell'*i*.mo componente.

Le masse interne concorrono interamente alla formazione di R , quelle perimetrali esterne vi concorrono solo nella misura in cui partecipano alla dinamica dell'ambiente⁹, cioè in proporzione dell'energia interna accumulata, sempre valutata rispetto alla temperatura esterna t_e .

La costante di tempo dell'edificio dipende, quindi, dalla costituzione delle masse di accumulo termico, $m_i c_i$, e dalle caratteristiche dispersive date dal denominatore, $G_g V \Delta T$, funzioni anche del sito attraverso la differenza di temperatura ΔT di progetto.

4.7 PARAMETRI CHE INFLUENZANO IL CARICO TERMICO DEGLI EDIFICI

Si è già detto in precedenza che gli impianti di climatizzazione debbono fornire all'edificio una quantità di energia termica (con il proprio segno) tale da compensare le variazioni delle altre componenti del bilancio energetico globale.

Lo studio in transitorio termico, più complesso e preciso, è di solito preferibile rispetto ad altri metodi semplificati ma la complessità delle equazioni differenziali di bilancio (vedi i *Sistemi Aperti* nel Corso di *Fisica Tecnica*) rende questo tipo di analisi difficile da applicare nelle normali applicazioni di progettazione impiantistica.

Nel corso si assumerà, come già detto in precedenza, che le condizioni esterne *varino* durante il giorno e nelle varie stagioni ma le condizioni interne siano *costanti* (edificio *termostattizzato*) e quindi, anche per effetto dell'equazione di bilancio energetico dell'edificio, non sono considerati gli accumuli termici. Naturalmente si tratta di una *semplificazione calcolistica* che, si vedrà, costringe ad introdurre una serie di fattori correttivi, di non agevole formulazione analitica, che rendono coerente e corretto (*per quanto possibile!*) il bilancio termico semplificato.

L'energia totale che gli impianti debbono fornire o sottrarre all'edificio prende il nome di *carico termico*. Esso è sempre riferito a condizioni progettuali ben precise (ad esempio invernali o estive) e a condizioni climatiche esterne convenzionali date da *Norme Tecniche* pubblicate dal *CTI-UNI* o dal *CNR*. Suddividiamo, per semplicità operativa e per meglio potere applicare le disposizioni legislative vigenti quasi esclusivamente per il riscaldamento invernale, lo studio dei carichi termici in due momenti distinti il *carico termico invernale* e il *carico termico estivo*.

4.7.1 LA TEMPERATURA ARIA-SOLE

Uno dei concetti più importanti per lo studio della *Termofisica* dell'edificio è quella della *Temperatura Aria-sole* cioè di una *temperatura fittizia* che tiene conto contemporaneamente sia degli scambi termici (conduttivi e convettivi) con l'aria esterna che dell'irraggiamento solare ricevuto. E' sensazione comune che la temperatura esterna sia più elevata nelle zone soleggiate

⁹ Le pareti esterne sono di solito di tipo multistrato e quasi sempre con isolamento termico. Ora gli studi sui transitori termici delle pareti hanno mostrato che la posizione dell'isolante termico è fondamentale per il comportamento della parete sia nei confronti del transitorio che dell'energia accumulata. Se l'isolante è posto all'esterno la massa della parete esterna partecipa all'accumulo termico, in base a quanto osservato in precedenza, ed anzi si trova nelle condizioni ideali di inibizione del flusso termico verso l'esterno con flusso solo verso l'interno. Se la posizione dell'isolante è intermedia allora partecipa all'accumulo termico solo la parte di parete fra l'aria interna e l'isolante. Infine se la posizione dell'isolante è all'interno della parete allora la massa capacitiva è quasi nulla e la parete non partecipa all'accumulo termico. Si osservi ancora che la posizione esterna dell'isolante porta a minori oscillazioni termiche rispetto alla posizione intermedia e, più ancora, rispetto alla posizione interna. Per le attenuazioni le cose vanno in modo inverso.

rispetto a quelle in ombra. La valutazione della *temperatura aria-sole* fornisce indicazioni utili alla comprensione di questo fenomeno. Si supponga di avere la parete esterna di figura seguente soggetta ai flussi termici indicati e all'irraggiamento solare I . Il bilancio energetico complessivo sulla parete, tenendo conto dei flussi di calore per convezione e per radiazione, è dato dalla relazione:

$$Q = hS(T_e - T_p) + \alpha IS \quad [10]$$

Si definisca ora la **Temperatura aria-sole** "quella temperatura fittizia dell'aria esterna che produrrebbe, attraverso una parete in ombra, lo stesso flusso termico che si ha nelle condizioni reali, ossia sotto l'azione simultanea della temperatura esterna e della radiazione solare".

Per trovare T_{as} basta allora imporre che il flusso reale Q sia uguale al flusso termico che si avrebbe per una parete in ombra a contatto con l'ambiente esterno a temperatura T_{as} :

$$Q = hS(T_{as} - T_p)$$

Da cui si ottiene:

$$T_{as} = T_e + \frac{\alpha I}{h} \quad [11]$$

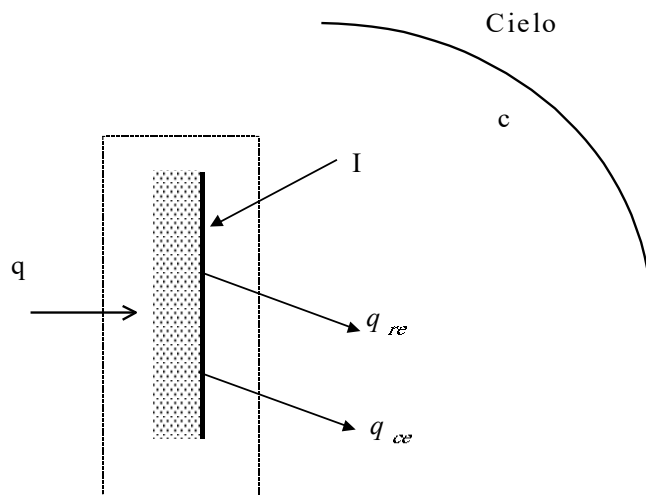


Figura 13: Scambi termici di una parete esterna soleggiata.

COEFFICIENTI DI ASSORBIMENTO DI ALCUNI MATERIALI

MATERIALE	α_c	α_l
Intonaco bianco	0.12	0.91
Pittura bianca	0.20	0.91
Sabbia bianca	0.45	0.84
Pittura a olio verde	0.50	0.90
Mattoni rossi	0.55	0.92
Cemento amianto bianco	0.59	0.96
Marmo	0.60	0.90
Cemento rugoso	0.60	0.97
Pittura grigia	0.75	0.95
Pittura a olio rossa	0.74	0.90
Ardesia	0.81	0.96
Asfalto da copertura	0.93	0.96

Figura 14: Andamento della temperatura aria-sole per $a=0.2$ e $a=0.9$ per un dato irraggiamento.

Pertanto la *temperatura aria-sole* dipende dal *fattore di assorbimento* dei materiali, dalle *capacità di scambio convettivo* e dall'irraggiamento solare.

In particolare, osservando i fattori di assorbimento per lunghezze d'onda corte¹⁰ (α_c) nella tabella seguente, si intuisce il perché, nell'*Architettura Mediterranea* le pareti esterne degli edifici siano bianche e che questa sia caratterizzata dal *bianco*, cioè che sia un'*Architettura solare*.

Se si assume $h = 25 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ e si prendono in considerazione due valori di irraggiamento tipici per le condizioni invernali ed estive e due fattori di assorbimento $\alpha = 0.1$ (latte di calce) e $\alpha = 0.5$ (parete marrone) si ha la seguente tabella per la differenza di temperatura $T_{as} - T_a$:

α	400 W/m ²	800 W/m ²
0.1	1.6 °C	3.2 °C
0.5	8 °C	16 °C

Tabella 2: Calcolo della differenza di temperatura aria sole meno ambiente

Si osserva che la parete chiara surriscalda meno in estate (3.2 °C contro 16 °C della parete scura) come avviene nelle zone mediterranee. D'altra parte se prevalgono le condizioni climatiche invernali la parete scura presenta un surriscaldamento maggiore (8 °C contro 1.6 °C).

4.7.2 EFFETTI DI MASSA DELLE PARETI INTERNE

Le pareti interne in edifici riscaldati hanno poca influenza sui disperdimenti energetici poiché spesso separano ambienti riscaldati alla stessa temperatura.

Esse, però, hanno effetti notevoli sull'inerzia termica degli edifici poiché, sottoposte ad irraggiamento solare, accumulano calore che viene poi restituito all'aria quando questa tende a raffreddarsi.

Nei calcoli di simulazione dei transitori termici questo effetto viene automaticamente tenuto in conto dalle equazioni di bilancio termico relative a tutti gli elementi costruttivi dell'edificio. Tuttavia, anche ai fini dell'applicazione della L. 10/91, è necessario conoscere la massa totale delle pareti interne e quindi la capacità termica dell'edificio data dalla somma dei prodotti fra la massa di ogni parete (interna ed esterna) ed il loro calore specifico.

I flussi che entrano in gioco nel sistema sono flussi termici radiativi a bassa lunghezza d'onda dovuti alla radiazione solare penetrante attraverso le superfici trasparenti e flussi radiativi ad alta lunghezza d'onda dovuti alla radiazione mutua fra le pareti.

4.7.3 PARETI TRASPARENTI

Le pareti trasparenti sono costituite dalle *pareti vetrate* che, per effetto della loro natura, producono non solamente effetti visivi gradevoli ma anche (e forse soprattutto) effetti notevoli sul comportamento termico generale di un edificio.

Questi componenti dovrebbero essere utilizzati sempre con attenzione da parte dei progettisti perché un loro uso smodato provoca veri e propri *disastri energetici*. L'uso di grandi pareti finestrate (*finestre e nastro*) porta ad avere forti dispersioni termiche in inverno ed altrettanto forti rientrate di calore in estate.

Inoltre l'inserimento di grandi superfici finestrate può avere conseguenze negative anche sulla verifica dei disperdimenti termici dell'edificio ai sensi del D.Lgs 192/05 e successive variazioni ed integrazioni. Le superfici vetrate, infine, modificano sensibilmente la *temperatura media radiante* dell'ambiente e pertanto hanno influenza negativa sulle condizioni di benessere ambientale interna agli edifici.

¹⁰ Si ricordi che radiazioni solari di lunghezza d'onda corta sono quelle con $\lambda < 3 \mu\text{m}$ mentre al di là di questo limite si hanno le lunghezze d'onda lunghe. La radiazione solare è per il 98% compresa entro i $3 \mu\text{m}$ e quindi è considerata come lunghezza d'onda corta. Non così avviene per le radiazioni emesse dai corpi all'interno di un ambiente. Infatti per la legge di Wien ad una temperatura di 30° si hanno λ dell'ordine di $10 \mu\text{m}$.

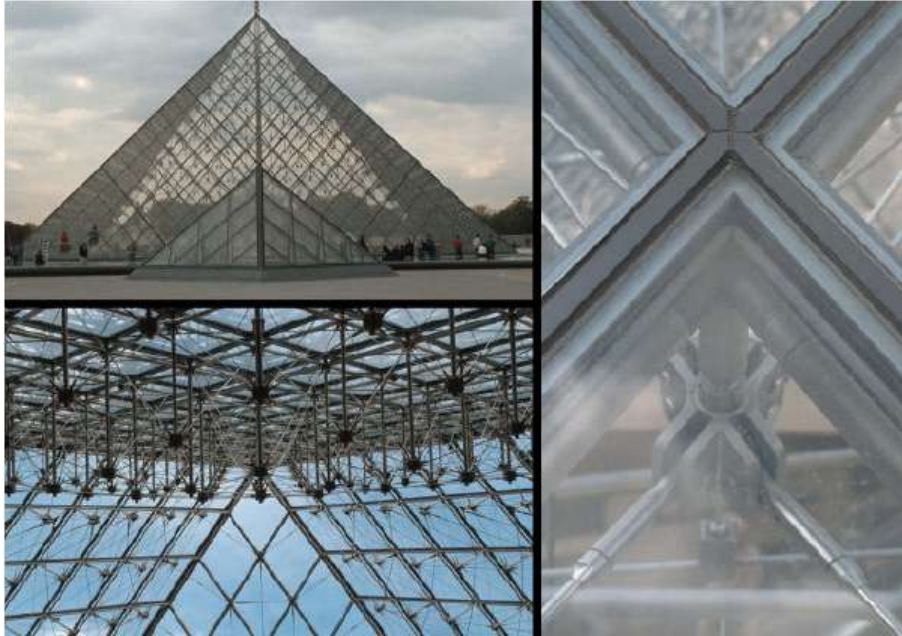


Figura 15: La piramide del Louvre a Parigi

4.8 EFFETTO SERRA NEGLI EDIFICI

L'effetto serra negli edifici è generato dalla trasparenza non simmetrica dei vetri delle finestre. In Figura 16 si hanno le curve di trasparenza per alcuni tipi di vetri. Il vetro comune presenta una finestra fra 0,3 e 3 μm e pertanto lascia passare quasi la totalità della radiazione solare che ha il suo massimo a 0,55 μm . La radiazione solare che penetra all'interno degli ambienti viene da questi assorbita e contribuisce ad innalzare la temperatura di equilibrio.

Le pareti e gli oggetti interni emettono a loro volta una radiazione termica nel campo dell'infrarosso lontano: supponendo una temperatura media di 27 °C si ha, per la legge di Wien, una lunghezza d'onda di massima emissione di:

$$\lambda_{\text{max}} = \frac{2898}{300} \cong 10 \mu\text{m}$$

Ne segue che il vetro non lascia passare la radiazione infrarossa proveniente dall'interno e quindi si ha una sorta di intrappolamento di energia all'interno degli ambienti. Ricordando la relazione:

$$\boxed{\text{Potenza_Entrante} - \text{Potenza_Uscente} + \text{Potenza_Sorgenti} = \text{Potenza_Accumulata}}$$

Ne segue che se l'ambiente non disperde la potenza entrante aumenta l'accumulo e quindi cresce la temperatura interna. E' proprio quello che succede in estate: la radiazione solare surriscalda gli ambienti, specialmente quelli eccessivamente vetrati, e quindi si ha la necessità di avere un impianto che fa l'esatto opposto: estrae il calore accumulato dagli ambienti per raffrescarli.

Le pareti vetrate per effetto della loro natura producono non solamente *effetti visivi* gradevoli ma anche (e forse soprattutto) **effetti notevoli sul comportamento termico generale di un edificio**. Questi componenti dovrebbero essere considerati **sempre con attenzione** da parte dei progettisti perché un loro uso smodato provoca veri e propri *disastri* energetici. L'uso di grandi pareti finestrate (*finestre e nastro*) porta ad avere forti dispersioni termiche in inverno ed altrettanto forti rientrate di calore in estate, come sopra detto.

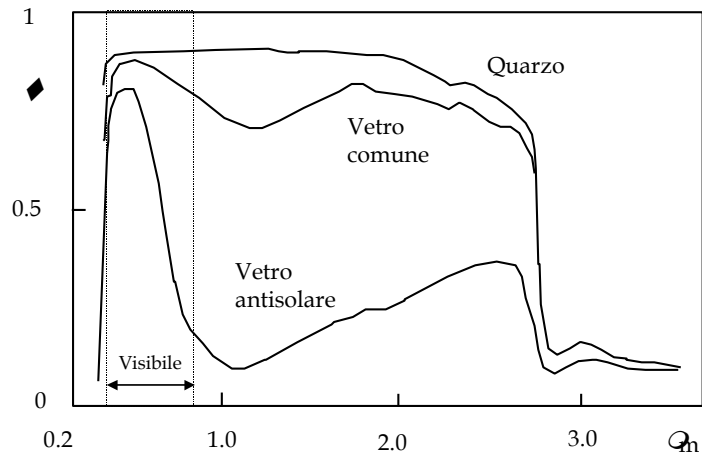


Figura 16: Fattore di trasparenza dei vetri

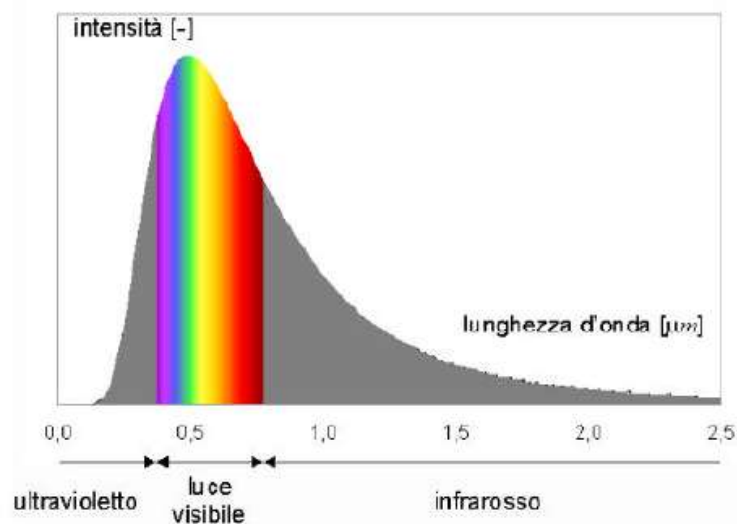


Figura 17: Spettro solare ideale

Inoltre l’inserimento di grandi superfici finestate può avere conseguenze negative anche sulla verifica dei disperdimenti termici dell’edificio ai sensi della Legge 10/91. Le superfici vetrate, inoltre, modificano sensibilmente la *temperatura media radiante* dell’ambiente e pertanto hanno influenza negativa sulle condizioni di benessere ambientale interna agli edifici.

4.9 I SERRAMENTI ED INFISSI

Questi componenti sono parte importante ed essenziale degli edifici e la conoscenza del loro comportamento termico è fondamentale per la corretta progettazione impiantistica. Le prestazioni che gli infissi debbono assolvere sono, di norma, le seguenti:

- Isolamento termico;
- Isolamento acustico;
- Riflessione, per quanto possibile, delle radiazioni solari dirette;
- Trasmissione della luce per l’illuminazione diurna;
- Tenuta all’acqua e all’aria;
- Resistenza alle effrazioni.

5. CONSUMI ENERGETICI DEGLI EDIFICI

5.1 LA PROBLEMATICA DEL CALCOLO DEI CONSUMI ENERGETICI

Il problema del calcolo del fabbisogno di energia primaria e dei consumi energetici, ai sensi della direttiva 2010/31/CE, della L. 90/13 del D.Lgs. 192/05 e suoi decreti attuativi, è solitamente effettuato con metodi definiti *statici*, cioè riferentesi alle condizioni di calcolo medie giornaliere.

La normativa esistente, vedi le UNI TS 11300:2014, nelle sue parti pertinenti al calcolo dei fabbisogni energetici di riscaldamento e di raffrescamento, definiscono una procedura semplificata e codificata che non tiene conto delle reali condizioni dinamiche di variazione dei carichi termici.

Le ipotesi di base per l'applicazione delle procedure indicate dalle UNI TS 11300 sono:

- *la costanza della temperatura interna dell'edificio*
- *la presenza durante tutto il giorno degli impianti di climatizzazione.*

Inoltre il calcolo energetico medio giornaliero, per ciascun mese del periodo di riscaldamento o di raffrescamento, è effettuato considerando le differenze di temperatura fra quella interna di *set point* e quella media esterna. Anche l'irraggiamento solare è riferito alla media giornaliera mensile e non ad una reale variabilità oraria.

Il risultato di questi calcoli, definiti *statici*, è chiaramente fittizio: esso può essere utile per la caratterizzazione e la certificazione energetica ma porta quasi sempre a risultati spesso inesatti per la valutazione dei consumi energetici reali in molti casi diversificati per zona climatica, tipologia costruttiva e profilo d'uso sia delle sorgenti interne che degli impianti.

Detta incongruenza è ancora più influente nel caso di valutazioni dei consumi energetici per edifici sia in condizioni invernali (*riscaldamento*) che estive (*raffrescamento*). Quest'ultimo caso risulta essere più critico in quanto il metodo statico indicato dalla UNI TS 11300 appare meno affidabile soprattutto se non si tiene conto del calore latente scambiato.

In realtà le condizioni esterne variabili, sia per la temperatura che per l'irraggiamento, richiedono, più correttamente, un calcolo in transitorio termico della risposta dell'edificio.

Esistono in letteratura vari metodi di calcolo già da tempo utilizzati per il calcolo in condizioni dinamiche dei fabbisogni energetici degli edifici.

In particolare, l'ASHRAE ha già proposto con l'ASHRAE Handbook 1997, il metodo *TFM* (*Transfer Function Method*) e di recente, con l'ASHRAE Handbook 2009, il metodo *HB* (*Heat Balance*) o il metodo più semplificato *RTS* (*Radiative Time Series*).

Il metodo *TFM* ha trovato applicazione commerciale in numerosi programmi di calcolo disponibili in Italia. I metodi *HB* e *RTS* non sono ancora stati implementati in programmi commerciali disponibili in Italia, tranne alcuni sviluppi proprietari (vedi codice *ODESSE* sviluppato dall'Enea).

Inoltre, è disponibile il software libero *ENERGY PLUS*[®], del *DOE* (*Department of Energy degli USA*) che implementa il metodo *TFM* con numerose caratteristiche (quali l'interazione edificio – impianto e i profili d'uso) che lo rendono un software di riferimento, pur non essendo di facile

utilizzo. Unitamente a questo software sono disponibili tools¹¹ particolari per il *pre-processor* e per il *post-processor* ad *ENERGY PLUS*®, quali, ad esempio, *DESIGN BUILDER*®.

A questi codici di calcolo si aggiunge anche TRNSYS® che, con un opportuno modulo aggiuntivo per gli edifici, consente di simulare il comportamento termico in regime transitorio di quest'ultimi. L'utilizzo di questo software è tuttavia complesso e spesso relegato ad un uso più di ricerca che applicativo professionale.

Va qui osservato che molto spesso i metodi adottati per la soluzione dei sistemi di equazioni differenziali derivanti dai bilanci energetici dei componenti degli edifici (pareti ed aria interna) sono derivati dalla *Teoria dei Sistemi* e fanno uso di trasformate di *Laplace* e di *z-Trasformate* per eventi discreti¹².

Spesso, pur conoscendo in parte le equazioni costitutive del modello (*gray-box*), si utilizzano ancora metodi risolutivi di tipo sistemistico che, se da un lato forniscono una metodologia risolutiva deterministica del problema, dall'altro fanno perdere di vista l'aspetto termotecnico e termofisico tipico dello studio degli edifici. Si parla di *zeri* e di *poli*, di *funzioni di trasferimento*, di *metodi discreti* di risoluzione, di *serie di fattori* ottenuti attraverso metodi matematici complessi e che spesso non forniscono la percezione del problema termofisico (vedi le serie del metodo *TFM* o dello stesso metodo *RTS*).

La Norma Internazionale UNI EN 13790:2008, "*Prestazione energetica degli edifici: Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento ed i raffrescamento*" si inserisce nel contesto sopra accennato suggerendo una metodologia di calcolo che essa stessa definisce *semplificata* e facente uso di un modello elettro-termico (*Thermal Networks*) con cinque resistenze ed una capacità (si chiamerà questo modello con la sigla *R5C1*).

I risultati ottenuti e illustrati nei successivi paragrafi consentono di apprezzare la metodologia di calcolo del modello *R5C1* che risulta, al tempo stesso, semplice e rapida rispetto a quanto ottenuto con codici di calcolo più sofisticati sopra indicati.

Va osservato, inoltre, che il modello *R5C1* sopra accennato non fornisce, almeno nella forma attuale, alcuna informazione sugli scambi di energia latente ma solo di energia sensibile.

Allora, più che agli impianti di condizionamento, è più corretto riferirsi agli impianti di solo raffrescamento.

5.2 CALCOLO DINAMICO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA

Tutte le normative europee ed italiane nell'ambito della direttiva *EPBD (Energy Performance Building Directive)* fanno riferimento ai fabbisogni energetici degli edifici e ai metodi per poterli calcolare. Al fine dell'applicazione della direttiva 2002/91/CE (nonché della recente 2010/31/CE) e dei decreti di recepimento italiani della direttiva, è necessario calcolare in modo normalizzato l'energia primaria da fornire all'edificio per il riscaldamento e per raffrescamento.

Le varie norme emanate allo scopo, vedi per l'Italia le UNI TS 11300:2014, forniscono le procedure operative dettagliate di tipo *statico* per effettuare tutti i calcoli e le verifiche richieste dai decreti applicativi. Tali procedure sono oggi disponibili in programmi commerciali certificati dal CTI.

¹¹ *ENERGY PLUS*® ha una struttura tipica dei grandi codici di calcolo degli anni 'settanta. Si hanno tre sezioni fondamentali definite *Preprocessor* per l'input dei dati, *Processor* per il calcolo vero e proprio e *Postprocessor* per la visualizzazione dei dati di calcolo. *ENERGY PLUS*® sviluppa principalmente il *Processor* lasciando a Terze Parti la possibilità di sviluppare le altre due sezioni in modo più interattivo di quanto non faccia il programma principale.

¹² Si citano i volumi di riferimento: "*Building Heat Transfer*" di Morris G. Davies e "*Modelling methods for energy in buildings*" di C.P. Underwood e F.W.H Yik.

Tuttavia, il calcolo dell'energia primaria per il riscaldamento ed il raffrescamento, previsto dalla UNI TS11300/1/2 e 3, è allo stato attuale poco affidabile per le verifiche energetiche e per il calcolo dei consumi energetici, sia per la procedura semplificata utilizzata che per il riferimento prevalente all'involucro e non al profilo d'uso degli impianti. Le nuove norme UNI TS 11300:2014 introducono, invero, anche il calcolo del calore latente (anche se riferite alle condizioni medie giornaliere) metodo statico) e solo se è previsto un impianto di condizionamento con controllo dell'umidità relativa degli ambienti.

Si presenta in questa sede l'utilizzo del modello semplificato *R5C1*, a cinque resistenze e una capacità, indicato dalla Norma Internazionale UNI EN 13790:2008, con il metodo di calcolo orario.

5.3 EFFETTO DELLA VARIABILITÀ DELLE CONDIZIONI CLIMATICHE ESTERNE

L'analisi del transitorio termico degli edifici presenta problematiche più complesse rispetto al calcolo statico (tipico del carico di picco invernale) a causa della variabilità delle condizioni climatiche esterne (temperatura e irraggiamento solare) e per gli effetti non più trascurabili degli accumuli termici.

Per il regime variabile tutti i programmi di calcolo oggi disponibili presentano varie metodologie di risoluzione delle equazioni differenziali con l'accumulo termico. A questi si aggiungono gli effetti degli scambi radiativi di alta lunghezza d'onda che si hanno fra le superfici interne delle pareti e l'aria ambiente. In pratica occorre descrivere gli effetti delle radiazioni solari e delle sorgenti interne sia sulle pareti esterne (ad esempio ricorrendo alla temperatura aria sole) che sulle pareti interne (effetto serra).

Se si scrivono le equazioni di bilancio termico di un ambiente in regime variabile si hanno equazioni differenziali che vedono al secondo membro l'accumulo termico in ciascun elemento considerato. Si tratta di equazioni differenziali non omogenee di numero variabile con il numero delle pareti considerate e a coefficienti in genere non costanti.

La soluzione di un tale sistema di equazioni differenziali può risultare complessa ed è ottenuta con varie tecniche che qui non si discutono per brevità. In ogni caso i metodi di soluzione del sistema di equazioni differenziali richiedono spesso risorse di calcolo notevoli associati ad una complessità operativa per l'input dei dati di calcolo.

5.3.1 METODOLOGIE DI SOLUZIONE DELLE EQUAZIONI DI BILANCIO ENERGETICO

Le equazioni differenziali relative ai bilanci energetici per le pareti e per l'aria interna¹³ determinano una risposta dell'edificio (quindi del sistema termico) di tipo transitorio e quindi una risposta dinamica nella quale la variabile temporale gioca un ruolo importante.

In questo caso giocano un ruolo fondamentale i parametri termofisici fondamentali degli edifici:

- *Capacità termica;*
- *Costante di tempo dell'edificio.*

In definitiva la conoscenza delle sole trasmittanze termiche delle pareti e delle superfici vetrate non può bastare per calcolare i carichi termici dinamici (quali, in genere, quelli estivi) così come si fa per i carichi termici invernali di picco calcolati in modo statico. E del resto il concetto stesso di trasmittanza termica presuppone un regime stazionario o quanto meno che si possa ritenere tale in un breve intervallo di tempo.

¹³ Si ricorda che il carico termico è riferito all'aria interna e pertanto solo gli scambi termici con essa hanno significato.

Oltre ai metodi di soluzione delle equazioni differenziali cosiddetti approssimati, sono disponibili metodi di calcolo più raffinati che possono fornire, se correttamente utilizzati, molte informazioni e risultati più affidabili.

Si è già detto che questi metodi, quali il *TFM* o l'*HB* o anche il *RTS*, fanno uso di concetti derivati dalla *Teoria dei Sistemi* e quindi tendenti a vedere l'edificio stesso come una scatola nera, *Black Box*, per la quale è possibile correlare le grandezze di uscita (flussi termici e temperature dei componenti edilizi) con quelle di ingresso (flussi solari e temperature esterne).

In qualche caso questa correlazione è di tipo fisico, cioè si utilizzano equazioni termofisiche note (modello *Gray Box*), e il metodo risolutivo è in qualche modo più agevole.

In altri casi, quando non si hanno riferimenti termofisici, si utilizzano metodi di calcolo numerici che fanno riferimento al quadripolo equivalente delle pareti (vedi, ad esempio, la Norma *UNI EN 13786* sulle caratteristiche dinamiche delle pareti).

In questi ultimi decenni l'*ASHARE* prima e l'Unione Europea dopo hanno indicato metodi di calcolo dinamici che utilizzano metodologie tipiche della *Teoria dei Sistemi* e facenti ricorso alle funzioni di trasferimento e ai fattori di risposta.

Lo sviluppo di queste metodologie comporta la perdita di vista del problema iniziale, cioè del problema termofisico del calcolo dei carichi termici dinamici degli edifici.

Molto spesso questi metodi, pur se implementati correttamente mediante software commerciali, risultano ostici da utilizzare per molti professionisti, specialmente se non in possesso delle necessarie conoscenze matematiche e sistemistiche di base.

La proposta della Norma Internazionale *UNI EN 13790:2008* per un modello basato su analogie elettro-termiche, (*Thermal Network*), va nella direzione di una soluzione dinamica della risposta termica dell'edificio correlata anche ad un significato termofisico.

Nel prosieguo si discuterà ampiamente del modello dinamico *R5C1* e dei vantaggi ottenibili per il calcolo dei consumi energetici medi giornalieri e/o mensili. Tale calcolo viene anche esteso al calore latente scambiato dall'edificio utilizzando dati statistici reali presenti nei data base internazionali.

5.3.2 LA PROGETTAZIONE ENERGETICAMENTE COSCIENTE

La progettazione architettonica a partire dall'introduzione del cemento armato ha subito una radicale trasformazione dovuta all'eliminazione dei vincoli del filo a piombo e dei materiali da utilizzare.

Il risultato è stato, purtroppo, un mero esercizio formale con gravissime conseguenze sia sulla stessa qualità architettonica che dal punto di vista energetico.

Già nel 1976 l'allora Commissione Europea per l'ambiente emanò un pamphlet dal titolo "*Energy Building Conscious Design*" che evidenziava tutte le problematiche della progettazione allora vigente e la necessità di tenere conto anche delle esigenze energetiche degli edifici. Avveniva, infatti, che il basso costo dei prodotti petroliferi aveva consolidato una prassi progettuale su binari paralleli: quella architettonica e quella impiantistica. La prima rispondeva solo ai requisiti compositivi e la seconda solo ai requisiti impiantistici. Non si aveva alcuna coscienza della limitazione dei consumi energetici.

Le crisi energetiche conseguenti alle guerre arabo – israeliane posero in evidenza la necessità di ridurre i consumi energetici, compresi quelli degli edifici.

La guida europea aveva il pregio di porre in evidenza gli errori procedurali fino a quel tempo seguito e di suggerire un nuovo paradigma progettuale, definito *energeticamente cosciente*. In questa direzione vanno tutte le direttive europee (EPBD, RECAST, RES) emesse negli ultimi quindici anni.

5.3.3 NUOVO PARADIGMA PROGETTUALE

L'idea di costruire un edificio energeticamente cosciente e congruente che richieda limitati apporti energetici esterni, ad eccezione di quelli solari ed interni, è da considerarsi un fine progettuale corretto e coerente con l'attuale legislazione.

La tendenza attuale è di progettare e costruire edifici capaci di ridurre al minimo i consumi energetici pur garantendo condizioni di comfort interno (sia relative alle condizioni di benessere termoigrometriche che di qualità dell'aria) ottimali.

Il nuovo paradigma progettuale non è più legato all'aspetto formale dell'Architettura dell'edificio, come sopra evidenziato, ma anche a quello funzionale, secondo la sequenza operativa:

Luogo ⇒ Clima ⇒ Funzione ⇒ Progetto

Il progetto deve partire dalla conoscenza e dalle peculiarità del *Luogo*, per cui un edificio A Catania deve avere caratteristiche diverse di un edificio costruito a Milano.

Oltre al luogo occorre tenere conto del clima, differenziando le esigenze dei climi freddi da quelli dei climi caldi. In pratica occorre limitare l'idea che un edificio nato in Finlandia vada bene in Sicilia. Purtroppo spesso, anche dal punto di vista normativo, l'architettura mittel europea prevale su quella sud europea senza tenere conto che si hanno notevoli variabilità delle esigenze energetiche. In sede europea si sta cercando di classificare le zone climatiche in tre tipologie:

- *Warm (Calde);*
- *Average (Medie);*
- *Cold (Fredde).*

In Figura 18 si ha la classificazione suddetta, ripresa dalla decisione della Commissione Europea del 01/03/2013, della quale si dirà nel prosieguo.

Il progetto deve tenere conto della funzione svolta dall'edificio. E' chiaro che un edificio residenziale ha caratteristiche diverse da uno destinato al terziario o per un ospedale o per un teatro. Tali caratteristiche debbono essere armonizzate in un'idea progettuale omogenea e sinergia con gli altri vincoli dianzi citati cercando di evitare manierismi formali poco produttivi.

La stesura progettuale finale, pertanto, deve essere un'opera di sintesi di tutte le esigenze dell'edificio e tenere presente che ogni edificio rappresenta un organismo complesso unico.

zone climatiche



Figura 18: Zone climatiche europee

Se esaminiamo l'evoluzione dell'Architettura nei secoli scorsi ci accorgiamo che questa ha sempre svolto in modo eccellente il compito funzionale sopra indicato, nel senso che gli edifici vernacolari erano per loro stessa natura bioclimatici e quindi energeticamente più virtuosi degli attuali.

Essi, infatti, hanno consentito la vita delle persone senza richiedere apporti esterni oltre quelli che erano consentiti, bracieri, camini, sistemi di riscaldamento e/o di raffrescamento naturali come quelli attuati nelle terme romane o nell'architettura araba.

5.3.4 EFFETTI DELLA PROGETTAZIONE ARCHITETTONICA SUI COSTI ENERGETICI DEGLI EDIFICI

L' indice di prestazione energetica degli edifici, EP_i^{14} , è definito dalle direttive europee come:

$$EP_i = \frac{Q_{stagionale}}{S \cdot anno} \left[kWh / (m^2 \cdot anno) \right]$$

L'unità di misura indicata, $kWh/(m^2 \cdot anno)$, risulta comoda sia per la conoscenza ad un pubblico più vasto dei soli tecnici addetti ai lavori sia perché, come indicato in precedenza, è facile riportare detto indice in litri di gasolio equivalente. Infatti 10 kWh di energia corrispondono al PCI di 1 L di gasolio. Pertanto dividendo l'EP_i per 10 si ottiene il consumo specifico di gasolio.

L'EP_i di un edificio esistente, progettato e costruito prima dell'applicazione della L. 373/76, ha un valore di EP_i compreso fra 200 – 300 kWh/(m²·anno) e quindi consuma 10-30 L_{gasolio}/(m² anno).

Un edificio progettato e costruito secondo la normativa vigente (D.Lgs. 192/05 e suoi aggiornamenti) ha EP_i compreso fra 130- 15 kWh/(m²·anno), cioè ha un consumo specifico di 13 - 1.5 L_{gasolio}/(m² anno).

Appare subito evidente la differenza dei costi di esercizio esistente fra un edificio non progettato e costruito secondo l'attuale normativa ed uno progettato e costruito secondo l'attuale normativa.

Supponendo un costo del gasolio di 1.4 €/L e con riferimento ad un appartamento di 100 m² di superficie utile si ha la situazione di Tabella 3.

EP _i	€/ (m ² ·anno)	€/anno
250	35	3500
130	18.2	1820
20	2.8	280

Tabella 3: Confronto dei costi di esercizio energetico

Lo stesso appartamento non coibentato e con vetri normali passa da un costo totale di 3500 €/anno, con EP_i=250 kWh/(m² anno), a 280 €/anno, con EP_i=20 kWh/(m² anno).

E' indubbio che le differenze sono sensibili e lo saranno ancora di più nel momento in cui il costo del gasolio crescerà negli anni futuri. Questo significa che un raddoppio del costo del gasolio porterebbe ad oltre 8000 €/anno il costo di gestione di un appartamento vecchio stile contro i circa 700 €/anno di un appartamento ben coibentato.

Con un costo elevato di gestione è facile che si abbia una rinuncia parziale o totale del servizio del riscaldamento da parte dell'utenza e pertanto si avrà una riduzione del diritto di avere condizioni climatiche interne di comfort.

¹⁴ In base al nuovo DM 26/06/2015 si dovrebbe indicarlo con EP_H.

Se ci si riferisce ad un edificio di grande superficie utile appare chiaro l'enorme spreco attuale di energia per riscaldamento e quindi si giustifichi l'intervento dell'Unione Europea e degli stati membri allo scopo di ridurre i consumi energetici¹⁵ degli edifici.

Tuttavia passare da 250 kWh/(m² anno) a 20 kWh/(m² anno) richiede tecniche di progettazione raffinate e l'utilizzo di componenti di involucro edilizio performanti. In particolare ci si riferisce all'utilizzo di materiali coibenti, a finestre con bassa trasmittanza termica, a fattori di forma S/V più conservativi. E' questo che il nuovo paradigma progettuale deve realizzare.

5.4 LA PROBLEMATICA DELL'ENERGETICA DEGLI EDIFICI

L'Architettura si occupa spesso, per non dire quasi sempre, del solo progetto degli edifici. Tuttavia un aspetto rilevante degli edifici viene spesso trascurato e cioè il suo comportamento termofisico.

L'edificio è un **organismo complesso** che ha il compito essenziale di creare un microclima interno che consenta all'Uomo lo svolgimento delle sue attività. Tale complessità interessa non solo gli aspetti più squisitamente architettonici e compositivi ma va oltre interessando la Geotecnica, le strutture in calcestruzzo armato, la Climatologia interna e l'impiantistica di ogni tipo (elettrica, idraulica, termica, telematica, ...). Per nostra comodità siamo soliti separare i diversi aspetti di questa complessità per cui l'edificio è considerato una sommatoria di tessere compositive a volte ritenute, a torto, fra loro separate ed indipendenti.

Così, come si è già detto in precedenza, gli aspetti puramente formali e compositivi spesso prescindono dagli aspetti costruttivi e tecnologici o da quelli climatologici e, in genere, dal comfort ambientale. Per decenni questa separazione degli aspetti e comportamenti dell'edificio è divenuto anche un metodo operativo e concettuale per cui i vari professionisti interessati ai diversi aspetti operavano quasi del tutto indipendentemente gli uni dagli altri con gravi conseguenze per tutta l'Edilizia. In alcuni casi ancora oggi il progettista architettonico passa i disegni agli impiantisti o agli strutturisti senza una precedente fase di coordinamento progettuale generale. Il risultato è una evidente *ignoranza progettuale* visibile¹⁶ anche esternamente a tutti.

Tubi e/o canali posti esternamente, impianti a vista, incongruenze strutturali ed altre stranezze costruttive indicano in modo incontrovertibile una mancanza di coordinamento e di progettazione coordinata.

La progettazione degli edifici deve oggi seguire sviluppi e tendenze diverse rispetto a quelle del passato. E' necessario che fin dalla fase iniziale dell'ideazione dell'edificio siano chiari i comportamenti termofisici ed energetici che determinano, poi, la corretta progettazione impiantistica. Per fare questo è necessario conoscere come si comporta l'edificio dal punto di vista termofisico e quindi occorre conoscere le sue esigenze energetiche.

Si ha un'interazione continua e reciproca fra le richieste energetiche dell'edificio (dettate in parte dal clima esterno ma anche dalle caratteristiche costruttive dell'involucro edilizio) e il funzionamento degli impianti che debbono istante per istante bilanciare la domanda energetica con l'offerta che essi possono fornire.

E' chiaro allora come sia illusorio pensare di poter progettare correttamente gli impianti di climatizzazione senza prima conoscere il comportamento termofisico dell'edificio. E questo risulta

¹⁵ A livello europeo l'incidenza dei consumi energetici per usi terziari (edifici civili e commerciali) è circa il 40% dei consumi totali. Ridurre questi consumi è pertanto prioritario sia per l'Europa che per i singoli stati.

¹⁶ Basta guardare tutt'intorno le nuove costruzioni. Quando si vedono tubi e canali esterni, impianti a vista ed altro vuol dire che è mancata l'opera di amalgamazione dell'impiantistica con l'edificio. E' questo un segno caratteristico di *ignoranza progettuale*. In realtà il *Progetto* comprende uno studio sinergico di tutto ciò che interessa l'edificio.

tanto più vincolante se si pensa alla variabilità delle condizioni climatiche esterne, in qualunque stagione, e alle conseguenti condizioni transitorie anche delle condizioni climatiche interne.

Se è vero che gli impianti cercano di rendere stabili e confortevoli le condizioni interne a seconda delle stagioni (vedi condizioni ambientali di benessere) è anche vero che proprio le condizioni transitorie sono date da una componente propria dell'edificio e da una componente che dipende dalle forzanti esterne.

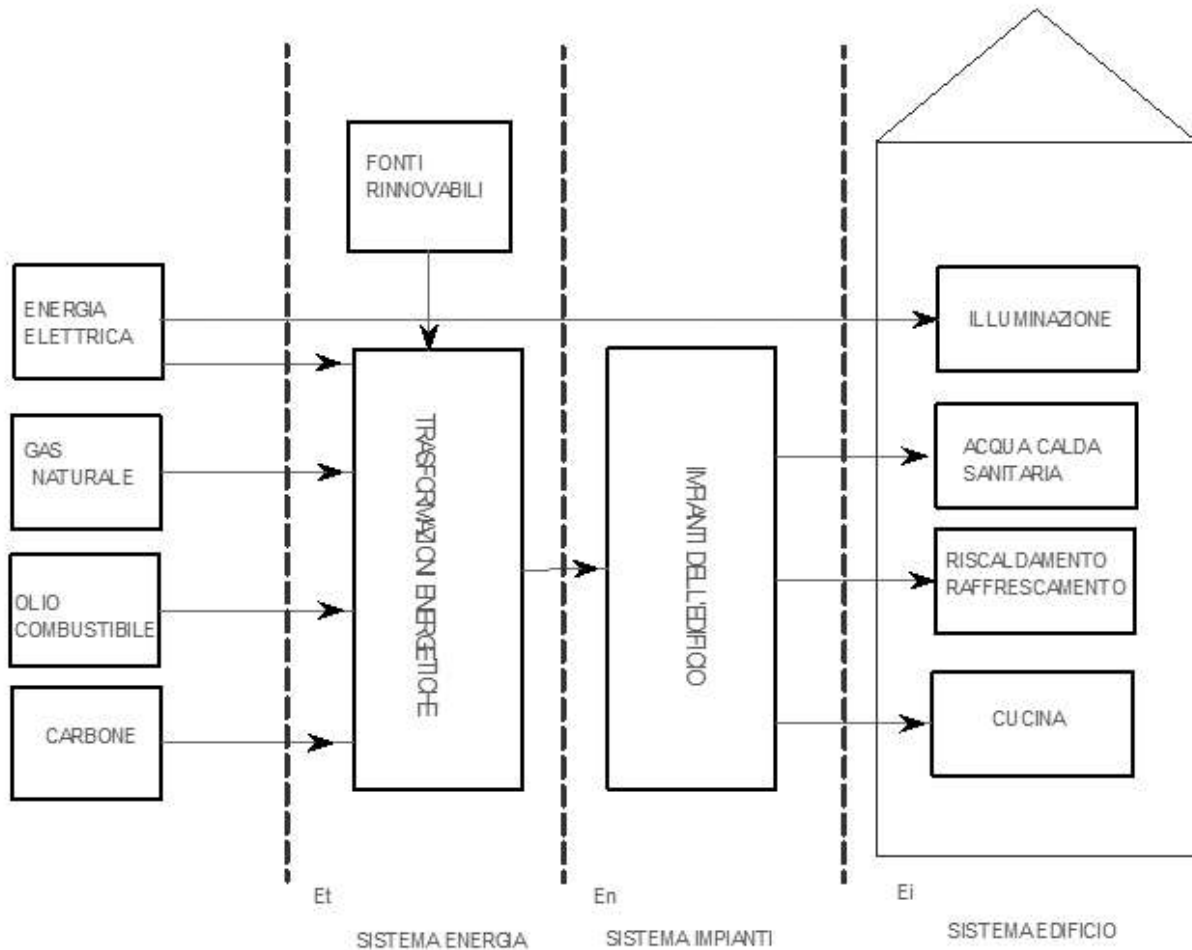


Figura 19: Sistema edificio-impianto

La *risposta propria* dell'edificio dipende da come l'edificio è costruito e in particolare dalla sua forma, dalla sua massa, dalla sua capacità termica e dalla sua resistenza termica. In definitiva la risposta propria dipende dalle *qualità termofisiche dell'edificio*.

Se è vero che la forma è determinata dalle scelte progettuali compositive tutti gli altri parametri dipendono dalle modalità costruttive e quindi dalla scelta dei materiali per l'involucro esterno. E' esperienza comune osservare come le condizioni climatiche interne degli edifici storici (quindi con grandi masse nelle murature) sia solitamente migliori di quelle degli edifici moderni con murature leggere e grandi superfici vetrate.

Lo scopo di questo volume è proprio quello di fornire una conoscenza sufficientemente approfondita del comportamento termofisico ed energetico degli edifici al fine di progettare correttamente gli impianti di climatizzazione.

5.4.1 L'AZIONE DI UN IMPIANTO

Gli impianti meccanici devono verificare in ogni istante, a regime stabilizzato, il bilancio di energia per l'edificio:

$$E_{scambiata_con_esterno} = E_{ceduta_dall'impianto}$$

Il primo membro di questa equazione richiede che venga valutata l'energia scambiata fra l'edificio e l'ambiente esterno. Il secondo membro richiede che venga prodotta-trasportata e ceduta all'edificio (o meglio nei singoli ambienti) l'energia richiesta al primo membro.

Per calcolare l'energia che l'impianto deve cedere nel tempo all'edificio occorre calcolare l'energia netta scambiata dallo stesso edificio con l'esterno. In condizioni di regime stazionario chiameremo questa energia scambiata con il termine di *carico termico*.

5.4.2 CALCOLO DELL'ENERGIA SCAMBIATA CON L'ESTERNO

Questo calcolo, detto *carico termico*, varia a seconda della stagione e dal tipo di applicazione.

Si vedrà nel prosieguo come effettuare questo calcolo per il periodo invernale e per quello estivo. Si evidenzieranno le differenze formali e concettuali per queste due tipologie calcoli che sono alla base della progettazione impiantistica.

In genere sono sufficienti calcoli semplificati che possono essere condotti sia manualmente che con strumenti di calcolo elettronici.

Per applicazioni più sofisticate occorre procedere ad una vera e propria simulazione in regime transitorio degli edifici e questo può essere effettuato solamente con sofisticati codici di calcolo (vedi nel prosieguo) che tengono adeguatamente conto sia della tipologia costruttiva dell'edificio che dell'interazione edificio – impianto.

5.4.3 CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

Ciò che gli impianti di climatizzazione fanno si può riassumere, come sopra evidenziato, in una fornitura (con il proprio segno, considerando l'edificio un sistema termodinamico) di energia agli ambienti. Ad esempio, nelle condizioni invernali si hanno basse temperature all'esterno e temperature elevate all'interno degli ambienti (solitamente fissata ai valori di progetto indicati nelle specifiche di progetto, ad esempio al valore tipico 20°C) e pertanto del calore passa, necessariamente, dall'interno dell'edificio verso l'esterno.

Per un sistema energetico aperto (quale si può schematizzare un edificio) questo flusso di calore uscente porta a un raffreddamento interno che tende a livellare la temperatura interna con quella esterna. L'impianto di riscaldamento fornisce all'edificio una quantità di calore tale da bilanciare quella uscente. In queste condizioni si raggiungono le condizioni di stazionarietà e la temperatura interna dell'edificio si stabilizza al valore desiderato (ad esempio 20 °C).

Allo stesso modo in estate si ha un flusso di calore dall'esterno (ove si suppone che vi sia una temperatura in genere maggiore di quella interna, ad esempio 32 °C) verso l'interno (dove si suppone o si desidera una temperatura interna di 26 °C).

Se non s'interviene con un impianto di climatizzazione le condizioni termo igrometriche interne variano in modo tale da portare la temperatura interna a coincidere con la temperatura esterna. L'impianto in questo caso sottrae calore (e agisce anche sull'umidità) all'ambiente in quantità pari a quello trasmesso dall'esterno.

Questi due semplici esempi ci mostrano l'importanza di calcolare con precisione i flussi termici entranti o uscenti dal sistema edificio: questa fase viene detta *calcolo dei carichi termici*. ♣

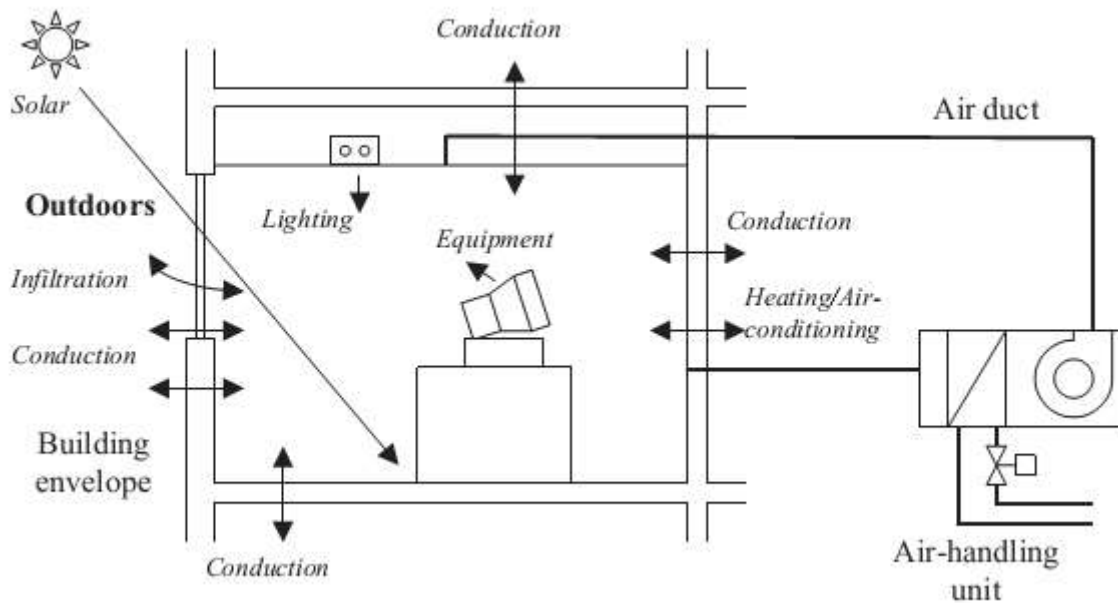


Figura 20: Esempio di possibili scambi energetici

Si tratta di una fase importante e fondamentale per la progettazione degli impianti tecnici, come si rimarcherà nei capitoli successivi di questo volume. Va comunque osservato che spesso il calcolo dei carichi termici, che pure dovrebbe essere univocamente matematicamente determinato, è effettuato in modo *fittizio*, come avviene, ad esempio, per il calcolo dei carichi termici invernali ai sensi dell'attuale legislazione o dei carichi estivi. Si vedrà nel seguito perché si segue (e spesso si *deve* obbligatoriamente seguire) un iter di calcolo schematico e fittizio.

Va ancora osservato che il carico termico ambientale e totale dell'edificio è un dato fondamentale di progetto poiché da esso dipende la fase di selezione e progetto di tutti i componenti di impianto e del progetto delle reti di distribuzione dei fluidi.

Tuttavia è solo una fase dell'iter progettuale, secondo lo schema di flusso sopra indicato.

Carico Termico invernale di picco

Brevemente si può dire che il carico invernale di progetto è definito come il carico termico massimo ottenuto con condizioni climatiche di riferimento date da temperatura esterna pari a quella di progetto del luogo (supposta costante), assenza di apporti gratuiti (sia solari che interni) e pertanto si ha un carico fittizio detto di picco dato dalla relazione:

$$\dot{Q}_{\text{picco}} = S_i \Delta t_i + \sum \psi_i l_i \Delta t_i + \sum n_i \rho c V_i \Delta t$$

con U_i la trasmittanza termica delle pareti, ψ_i il coefficiente lineare per i ponti termici, n_i il numero di ricambi d'aria orari, l_i la lunghezza del ponte termico, Δt_i la differenza di temperatura, V_i il volume del generico ambiente ed S_i la superficie della generica parete. Questo carico termico può essere oggi facilmente calcolato con l'utilizzo di software termotecnici.

Carico Termico Estivo

Per il carico termico estivo si hanno problemi più complessi derivanti dall'aver condizioni operative dell'edificio sempre in *transitorio termico*. Ciò comporta, per quanto detto sui sistemi termodinamici aperti, che i bilanci energetici che debbono tenere conto degli effetti di *accumulo termico* nelle pareti e nelle strutture dell'edificio.

5.4.4 ENERGIA CEDUTA DALL'IMPIANTO

L'energia ceduta dall'impianto è frutto di trasformazioni energetiche dell'energia primaria esterna (ad esempio olio combustibile, gas) in energie fornite a fluidi termovettori (acqua, aria) che le trasportano ai terminali (radiatori, fan coil, bocchette) posti nei vari ambienti.

Dal 1995 con il D.Lgs 192 ad oggi molte leggi e decreti si occupano dell'efficienza energetica dell'edificio e degli impianti.

Il D.Lgs 28/2011 addirittura **impone** che un'aliquota (35% dal 1/01/2014, ma si arriverà al 50% nel 2017) di energia richiesta dagli edifici sia proveniente da fonti di energia rinnovabili (*FER*). Di fatto gli impianti diventano parte integrante degli edifici.

Ancora di più lo sarà negli anni futuri se si pensa all'applicazione della nuova direttiva europea 2010/31/CE che introduce l'esigenza di **Edifici a Quasi Zero Energia**, cioè di edifici che consumano una quantità di energia specifica molto bassa, dell'ordine di 10-15 kWh/(m².anno).

Scelta della tipologia impiantistica

Se il calcolo dei carichi termici (*fittizi o reali*) è effettuato con metodi matematici e spesso con l'ausilio di programmi di calcolo appositamente predisposti, la *scelta della tipologia impiantistica* è la fase più delicata ed impegnativa di tutto l'iter progettuale.

E' proprio in questa fase che il *Progettista* deve decidere come realizzare l'impianto. Qualche esempio può chiarire quanto si vuole evidenziare.

Un impianto di riscaldamento (*probabilmente la tipologia impiantistica più diffusa*) si può realizzare in più modi, ad esempio:

- *con radiatori;*
- *con termoconvettori;*
- *ad aria calda (con distribuzione dell'aria mediante canali e bocchette di mandata);*
- *a pavimento (pavimento radiante).*

La distribuzione dell'acqua calda può essere eseguita in diversi modi, ad esempio:

- *a collettori complanari;*
- *con distribuzione monotubo.*

La scelta delle caldaie è quanto mai varia (come si vedrà nel seguito) e lo stesso si deve dire per i componenti di impianto.

Le cose si complicano ulteriormente per gli impianti di climatizzazione estivi per i quali si hanno almeno tre tipologie:

- *ad aria:*
- *ad acqua;*
- *misti con aria primaria.*

In definitiva questa fase è la più delicata e impegnativa e fortemente dipendente dall'esperienza del progettista. Inoltre la scelta impiantistica è spesso dipendente (direi anche *fortemente dipendente*) anche dall'architettura dell'edificio e dal budget disponibile per gli impianti.

Si hanno spesso condizionamenti di vario tipo che rendono difficile la progettazione degli impianti e la vita degli impiantisti.

Ad esempio spesso non si sa dove inserire gli impianti perché mancano gli spazi dei locali tecnici o non si hanno cavedi tecnici per il passaggio delle tubazioni e ancor più non si hanno spazi sufficienti per il passaggio dei canali che sono molto più ingombranti delle tubazioni.

5.5 COMPORTAMENTO TERMICO DEGLI EDIFICI

La climatizzazione degli *edifici*¹⁷ è attuata con l'inserimento di impianti opportuni, cioè con l'inserimento di impianti (*attivi*, in contrapposizione all'*edilizia passiva*) capaci di mantenere all'interno condizioni ambientali di benessere per gli occupanti.

Per potere correttamente dimensionare gli impianti occorre prima conoscere il comportamento termico degli edifici, ossia come variano le condizioni interne di temperatura e umidità (*la velocità dell'aria è di solito controllata dagli stessi impianti di distribuzione*) al variare delle condizioni climatologiche esterne. Queste dipendono dal sito e cioè dalla latitudine, dall'orografia, dalla presenza di masse d'acqua come il mare o i laghi o anche i fiumi, dalla presenza di masse edificate (*isola di calore*), ... In generale si può dire che le condizioni climatiche esterne non sono mai stabili durante il giorno ma *continuamente variabili* anche e soprattutto per la periodicità dell'alternarsi del dì e della notte e quindi per la presenza della radiazione solare nel periodo diurno dall'alba al tramonto.

Lo studio del comportamento termico degli edifici (oggetto della *Termofisica dell'edificio*) parte proprio da queste considerazioni e pertanto valuta le condizioni transitorie determinate in risposta alle variazioni climatologiche esterne. Si accennerà brevemente nel prosieguo alle condizioni transitorie degli edifici, anche a scopo euristico.

Si osserva, come per altro indicato da tutta la legislazione e dalla normativa vigente, che non si può pensare di progettare un impianto di climatizzazione senza prima conoscere la problematica dell'interazione *edificio-impianto*.

5.6 COMPORTAMENTO IN REGIME STAZIONARIO DEGLI EDIFICI

Molto spesso ci si riferisce ad un comportamento termico degli edifici molto semplificato e facile da studiare, supponiamo cioè che l'edificio sia in regime stazionario. Si tratta di un'ipotesi molto semplificativa, come meglio si chiarirà nel prosieguo, ma che tuttavia risulta molto utile e indispensabile nelle normali applicazioni impiantistiche.

Va subito detto che le condizioni di stazionarietà sono rare e limitate a pochi casi pratici, nella realtà l'evoluzione termica degli edifici è sempre non stazionaria e ciò comporta notevoli difficoltà di calcolo. Per edifici termostattizzati¹⁸ la temperatura interna viene artificialmente mantenuta al valore desiderato, ad esempio 20 °C in inverno e 26 °C in estate, secondo quanto già visto per le condizioni di comfort termico. Le condizioni esterne, però, non sono mai costanti poiché sia la temperatura esterna (e l'umidità relativa nel caso di climatizzazione completa) che l'intensità di radiazione solare variano continuamente durante la giornata.

Pertanto immaginare che i carichi termici (disperdimenti o rientrate termiche, a seconda della stagione) siano costanti è una pura illusione. Vedremo, tuttavia, come spesso, anche secondo indicazioni di decreti e leggi varie, spesso ci si riferisca all'ipotesi che i carichi termici si mantengano costanti e che l'edificio sia in condizioni stazionarie. Vedremo più avanti come affidarsi pedissequamente all'ipotesi di regime stazionario possa portare ad errori notevoli nella valutazione della reale evoluzione termica degli edifici con conseguenze gravi per i progettisti.

Ad esempio, il carico termico invernale indicato dalla L. 10/91 come **carico di picco** è un carico fittizio che dovrebbe fornire il carico termico massimo nelle peggiori condizioni. E quali

¹⁷ Sarebbe più opportuno, come più volte indicato, parlare di climatizzazione in generale non solamente riferita agli edifici. Si pensi alla climatizzazione degli aerei, delle capsule spaziali, delle stazioni orbitanti, delle capsule sottomarine, ...

¹⁸ Cioè in edifici nei quali un impianto contribuisce a mantenere la temperatura interna degli ambiente costante mediante opportuni scambi di calore con i terminali (ad esempio radiatori o fan coil).

possono essere le peggiori condizioni? L'assenza di contributi gratuiti (cioè di energia solare e di sorgenti interne) e la stazionarietà della temperatura esterna al valore minimo di progetto.

In definitiva nel calcolo del carico di picco non si tiene conto della radiazione solare (si suppone che nelle brutte giornate invernali ci sia cielo coperto e quindi assenza di radiazioni solari dirette) degli apporti gratuiti interni (lampade, sorgenti interne, persone, ...) e che all'esterno la temperatura sia poco variabile (anche per l'assenza della radiazione solare) e pari al valore minimo di progetto. Tutte queste ipotesi sono certamente irrealistiche poiché abbiamo sempre la radiazione solare diffusa, una variazione (seppur minima) della temperatura esterna e la presenza di sorgenti interne (affollamento, lampade, ...). Trascurare gli apporti gratuiti significa però porsi nelle condizioni peggiori ed ecco perché questo calcolo fittizio viene definito come **carico di picco**.

Un'osservazione importante va fatta sulle modalità di calcolo dei carichi termici in regime stazionario.

Si ricorda, infatti, dalla Trasmissione del Calore che il flusso termico trasmesso fra due fluidi separati da una parete composta **in regime stazionario** è data dalla nota relazione:

$$Q = U \cdot S \cdot \Delta T$$

ove U è la *trasmittanza termica* definita dalla relazione:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

con h_i ed h_e coefficienti di convezione interna ed esterna e con $\sum \frac{s_i}{\lambda_i}$ resistenza termica degli strati di materiale compresi fra i due fluidi.

Questa relazione, fondamentale per la l'impiantistica termotecnica vale, si ricordi, **solo in regime stazionario**. In regimi tempo variabili occorre tenere conto degli accumuli termici nei vari strati (vedi nel prosieguo) e il flusso termico trasmesso fra i due fluidi sarebbe ben più complesso da calcolare.

Tuttavia la comodità di utilizzare la relazione precedente è importante ai fini dell'economia dei calcoli da effettuare per il calcolo dei carichi termici tanto che molto spesso si preferisce commettere errori (sia pur sotto controllo) che utilizzare equazioni differenziali complesse e codici di calcolo altrettanto complessi ed ostici. E' questo uno dei motivi pratici per cui si ipotizza il regime stazionario.

Nei prossimi paragrafi si analizzeranno i transitori termici in regime non stazionario e si potrà immediatamente osservare come i calcoli da effettuare per analizzarli siano effettivamente lunghi, complessi e, in molte occasioni, privi di informazioni se non opportunamente interpretati da professionisti esperti e preparati.

Per decenni le nostre leggi hanno sempre fatto riferimento a calcoli fittizi in regime stazionario ma con l'introduzione del D.Lgs 192/05 qualcosa sta cambiando. Per la prima volta, infatti, si parla di surriscaldamento estivo e di valutazione della sua entità con opportuni codici di calcolo. Naturalmente l'ingegnere (o più in generale l'impiantista meccanico) non è un farmacista e pertanto le precisioni a sei cifre decimali non interessano. Sono, però, importanti le conclusioni che si possono e si debbono dedurre dall'analisi in transitorio termico degli edifici, anche per evitare grossolani errori nel dimensionamento impiantistico.

Ad esempio, un edificio molto vetrato (una vera mania dei progettisti moderni) non va solo riscaldato in previsione delle ipotesi di grande freddo (cioè con riferimento al solo carico di picco) ma anche raffrescato per evitare il surriscaldamento delle zone esposte ad est e ad ovest.

In pratica può facilmente accadere che un edificio molto vetrato debba contemporaneamente essere riscaldato e raffrescato anche a gennaio. In questi casi occorre prevedere una tipologia di impianto certamente più complessa del solito, ad esempio con aria primaria e fan coil a quattro tubi.

5.7 TRANSITORIO TERMICO DEGLI EDIFICI

In questo capitolo si farà un breve cenno sul transitorio termico cercando di evidenziare i parametri più significativi del comportamento termico degli edifici. L'applicazione della *L. 10/91* e successivi aggiornamenti è ormai *routine* progettuale mentre lo studio più approfondito dell'evoluzione temporale delle condizioni microclimatiche di un edificio richiede nozioni più avanzate e conoscenza di modellistica raffinate, essendo l'edificio un sistema certamente *complesso*.

Il Progettista che intende controllare le conseguenze di una scelta progettuale dal punto di vista energetico dispone oggi di innumerevoli strumenti, dai più sofisticati che richiedono l'uso di grandi computer, capaci anche di un grande rigore e dettaglio, ai più semplici che consentono previsioni veloci e più approssimate. Da qui il primo problema che si deve affrontare. Ciascuno di tali strumenti, infatti, sebbene versatile, risente comunque della impostazione originaria nel senso che, in genere, è stato sviluppato per valutare le prestazioni di specifiche tipologie edilizie o di particolari soluzioni progettuali; si tratta allora di individuare quale tra gli strumenti disponibili è il più adatto e a che livello di dettaglio è opportuno giungere nella raccolta delle informazioni sulla "*performance*" del sistema.

Esiste tuttavia un secondo problema e forse più oneroso del primo in quanto presenta spesso aspetti paradossali: riguarda la fase della progettazione nella quale eseguire il controllo. Accade infatti che il controllo risulta tanto più efficace quanto più ci si sposta verso la fase iniziale del progetto, quando cioè le decisioni non sono state consolidate e molte possibilità sono ancora aperte. La progettazione bioclimatica postula, ad esempio, uno spostamento dei controlli dalle fasi finali del progetto alle fasi intermedie, nelle quali è ancora possibile modificare e correggere l'impostazione edilizia: orientazione, volume, involucro, finestratura etc.

In ogni caso, una volta assegnati alcuni parametri (che spesso sono vincolanti quali l'area climatica, la posizione rispetto al sole, la destinazione dell'edificio), ***ciò che qualifica la prestazione termica dell'edificio è in massima parte il comportamento dell'involucro murario.***

Questo rappresenta l'elemento di separazione e di interazione tra il macroclima esterno e il microclima interno e come tale va progettato in modo che la sua risposta sia congruente con i requisiti di benessere termico e richieda il minimo ricorso possibile a sistemi ausiliari di climatizzazione (*Energy Conscious Design*).

6. LE UNI TS 11300

6.1 NUOVE NORME UNI TS 11300:2014 PARTE 1 E 2

Il 2/10/2014 sono state emanate le nuove norme UNI TS 11300 Parte 1 e 2. Con la pubblicazione delle norme UNI/TS 11300 parte 1 e 2 (edizione 2014) si completa un percorso di aggiornamento iniziato con l'Inchiesta Pubblica Preliminare nell'aprile 2011 e che ha previsto due inchieste pubbliche (settembre-novembre 2012 e maggio-settembre 2013).

6.2 APPLICAZIONE DELLA UNI TS 11300 PARTE 1°

6.2.1 UNI TS 11300-1 – Sintesi Delle Variazioni

Rispetto alla UNI/TS 11300-1:2008 le principali variazioni riguardano:

Diversa definizione della stagione di raffrescamento (e di riscaldamento nel caso di valutazione adattata all'utenza) e maggior precisione nel calcolo dei fabbisogni di energia per le frazioni di mese comprese nelle stagioni di riscaldamento e raffrescamento;

a) Introduzione del calcolo dei fabbisogni di energia termica latente (umidificazione e deumidificazione);

b) Il calcolo relativo agli scambi di energia termica per ventilazione viene effettuato:

1. distinguendo, nella valutazione sul progetto e nella valutazione standard, tra ventilazione di *riferimento* (basata su un'areazione naturale anche quando è presente nell'edificio un impianto di ventilazione meccanica) per il calcolo della prestazione energetica del fabbricato (energia termica utile per il riscaldamento $Q_{H,nd}$ e per il raffrescamento $Q_{C,nd}$) e ventilazione *effettiva* (prende in considerazione l'effettiva modalità di ventilazione: naturale, ibrida, meccanica) per il calcolo finalizzato alla stima dell'energia primaria per la climatizzazione invernale e estiva, E_{PH} e E_{PC} ;

2. con un maggiore dettaglio nel calcolo delle portate.

c) Il maggiore dettaglio nel calcolo degli apporti termici solari;

d) La riduzione dell'utilizzo dei dati precalcolati (in particolare, non è più possibile utilizzare le maggiorazioni percentuali relative alla presenza dei ponti termici, ma è necessario procedere al calcolo analitico).

Sono state, inoltre, inserite alcune Appendici aventi sia una valenza normativa sia informativa. Un'altra importante novità riguarda l'eliminazione delle Appendici relative alla determinazione semplificata della trasmittanza termica dei componenti opachi in edifici esistenti e all'abaco delle strutture murarie utilizzate in Italia in edifici esistenti, sostituite dalla contestuale

pubblicazione della **UNI/TR 11552** “Abaco delle strutture costituenti l’involucro opaco degli edifici. Parametri termofisici”.

Appendice	Note e Commenti
A. Scambio di energia termica verso ambienti non climatizzati (<i>normativa</i>)	-
C. Determinazione dettagliata del coefficiente di trasmissione solare totale (<i>informativa</i>)	Da usarsi per valutazioni tipo A3 (adattata all’utenza)
E. Dati relativi all’utenza convenzionale (<i>normativa</i>)	L’Appendice riporta il fattore di presenza medio giornaliero nei locali climatizzati (da utilizzarsi per la valutazione adattata all’utenza degli apporti interni latenti), il fattore di correzione per la ventilazione in condizioni di riferimento e gli apporti medi globali per unità di superficie di pavimento.
F. Efficienza del sistema di recupero termico di ventilazione (<i>normativa</i>)	Da usarsi per valutazioni tipo A3 (adattata all’utenza).

Tabella 4: Prospetto delle Appendici aggiunte (nella UNI/TS 11300-1:2014)

Appendice	Note e Commenti
A. Determinazione semplificata della trasmittanza termica dei componenti opachi in edifici esistenti	Sostituite da: UNI/TR 11552 “Abaco delle strutture costituenti l’involucro opaco degli edifici. Parametri termofisici”.
B. Abaco delle strutture murarie utilizzate in Italia in edifici esistenti	

Tabella 5: Prospetto delle Appendici eliminate (dalla UNI/TS 11300-1:2008)

Appendice	Note e Commenti
B. Determinazione semplificata dei parametri termici e solari dei componenti trasparenti (<i>informativa</i>)	Con riferimento alla precedente versione della norma, sono stati inseriti maggiori casi per la trasmittanza termica dei telai per finestre e porte.
D. Fattori di ombreggiatura (<i>informativa</i>)	Con riferimento alla precedente versione della norma, sono stati introdotti i fattori di ombreggiatura relativi alla sola radiazione diffusa.

Tabella 6: Prospetto delle Appendici rimaste invariate (nella UNI/TS 11300-1:2014)

Ecco, nel dettaglio, cosa cambia, seguendo l’ordine di lettura della norma stessa.

Calcolo degli scambi di energia termica

Gli apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti opachi sono considerati come una riduzione dello scambio di energia per trasmissione invece che come apporti termici (come avveniva nella precedente versione della norma in analisi e come avviene nella UNI EN ISO 13790:2008). Vengono inoltre considerati gli scambi termici in termini di extra flusso dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dai componenti edilizi dell’ambiente non climatizzato.

Calcolo degli apporti termici

Vengono introdotti gli apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare entranti nella zona climatizzata da un'eventuale serra adiacente, calcolati secondo la norma UNI EN ISO 13790:2008. L'elemento di separazione fra l'ambiente climatizzato e la serra sarà quindi interessato dal contributo diretto attraverso le partizioni trasparenti (apporti solari trasparenti). Il contributo diretto attraverso le partizioni opache e il contributo di energia termica indiretta sono invece considerati nella determinazione degli apporti solari sui componenti opachi. Viene inoltre inserito il rimando all'appendice A per il calcolo del fattore di riduzione b_{tr} per ambiente non climatizzato confinante con diverse zone termiche.

Calcolo degli apporti solari sui componenti opachi

Introduzione del concetto di trasmittanza termica equivalente ($U_{c,eq}$) del componente opaco per la determinazione dell'area di captazione solare effettiva (A_{sol}). Il parametro considera la presenza di intercapedini d'aria ventilate tramite opportuni coefficienti e formule.

Calcolo del fabbisogno di energia termica per umidificazione e deumidificazione

In presenza di impianto di raffrescamento o di climatizzazione che controlla l'umidità dell'aria, si procede a determinare l'entalpia della quantità netta di vapore di acqua introdotta nella zona dagli scambi d'aria con l'ambiente circostante, per infiltrazione, areazione e/o ventilazione naturale o meccanica e l'entalpia del vapore d'acqua prodotto dagli occupanti, da processi e sorgenti varie (cotture, lavaggi, ecc.).

Dati di ingresso per i calcoli

Aumenta (anche se non in maniera significativa) la quantità di dati necessari. Ad esempio, all'interno dei dati climatici è necessario conoscere le medie mensili dell'umidità massica media giornaliera (x_e), espressa in g/kg, per il calcolo degli scambi di vapore.

Zonizzazione

Rimane valida la regola generale di definizione della zona termica (ogni porzione di edificio, climatizzata ad una determinata temperatura con identiche modalità di regolazione, costituisce una zona termica). Alla lista dei criteri per evitare la suddivisione in zone viene aggiunta, nel caso in cui sia presente il controllo dell'umidità, la condizione per cui le umidità relative interne di regolazione differiscono di non oltre 20 punti percentuali. Viene inoltre specificato che nel caso di prescrizione legislativa è possibile la suddivisione in funzione della destinazione d'uso e per unità immobiliare.

Volume netto dell'ambiente climatizzato

Viene eliminato il fattore di correzione del volume lordo climatizzato: per determinare il volume netto dell'ambiente climatizzato, per gli edifici esistenti, in assenza di informazioni si calcola moltiplicando l'area climatizzata per l'altezza netta dei locali.

Temperatura

Per edifici confinanti si assume una temperatura dipendente dalla destinazione d'uso, se nota. Se non nota, si assume una temperatura pari a 20 °C. Non si fa quindi più menzione alla temperatura conforme alla UNI EN 12831 per appartamenti confinanti in edifici che non sono

normalmente abitati (per esempio case vacanze). Anche nel caso del raffrescamento, la temperatura interna degli edifici adiacenti dipende dalla destinazione d'uso, se nota e se l'edificio adiacente è climatizzato. Se la destinazione d'uso non è nota e se l'edificio adiacente è climatizzato, la temperatura è fissata convenzionalmente pari a 26 °C. Se l'edificio o l'ambiente confinante non è climatizzato, si procede allo stesso modo del riscaldamento.

Dati climatici

La fonte dei dati climatici è sempre la norma UNI 10349. Per orientamenti intermedi tra quelli ivi indicati si procede secondo la UNI/TR 11328-1 (e non per interpolazione lineare, come specificato nella prima versione della UNI/TS).

Stagione di riscaldamento e raffrescamento

Cambia la formula per il calcolo della stagione di riscaldamento reale (nel caso di valutazione adattata all'utenza) e della stagione di raffrescamento. Si fa ora riferimento al metodo b riportato nel punto 7.4.1.1 della UNI EN ISO 13790:2008.

Parametri di trasmissione termica

Come già anticipato, viene inserito il rimando al rapporto tecnico UNI/TR 11552:2014 per la determinazione dei valori dei parametri termici dei componenti edilizi di edifici esistenti, in assenza di dati di progetto attendibili.

Cambia inoltre il riferimento alla norma per il calcolo della trasmittanza termica delle facciate continue trasparenti (UNI EN ISO 12631 invece di UNI EN 13947).

Ponti termici

Nella valutazione sul progetto i valori di trasmittanza termica lineare devono essere determinati esclusivamente attraverso il calcolo numerico in accordo alla UNI EN ISO 10211 oppure attraverso l'uso di atlanti di ponti termici conformi alla UNI EN ISO 14683. Per gli edifici esistenti è ammesso in aggiunta l'uso di metodi di calcolo manuali conformi alla UNI EN ISO 14683. È sempre da escludersi l'utilizzo dei valori di progetto della trasmittanza termica lineare riportati nell'allegato A della UNI EN ISO 14683:2008.

Extra flusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste

Nel calcolo cambiano alcuni valori (le formule rimangono le stesse). Vengono inoltre introdotti (in Appendice D) i fattori di riduzione per ombreggiatura relativi alla sola radiazione diffusa (per aggetti orizzontali, verticali e ostruzioni esterne), non specificati all'interno della precedente versione della norma.

Ventilazione

La determinazione della portata di ventilazione media mensile è sicuramente l'aspetto del calcolo che è stato maggiormente approfondito e aggiornato.

La portata media giornaliera media mensile (m^3/s) da utilizzare nel calcolo delle dispersioni di ventilazione si calcola a partire dai valori della portata di ventilazione necessari per garantire le condizioni di qualità dell'aria in ambiente, indipendentemente dal tipo di ventilazione adottata (naturale o meccanica), facendo riferimento alla norma UNI 10339. In particolare si utilizza come dato di ingresso la portata minima di progetto di aria esterna, $q_{ve,0}$, funzione della destinazione d'uso dell'edificio o zona considerata, calcolata tenendo conto del numero nominale di occupanti

o dell'area della superficie utile della zona considerata (esclusi cucine, bagni, corridoi e locali di servizio).

La portata di ventilazione in *condizioni di riferimento* (ventilazione per sola areazione), utilizzata per il calcolo della prestazione termica del fabbricato, si calcola applicando un fattore di correzione alla portata minima di progetto di aria esterna. Tale fattore rappresenta la frazione di tempo in cui si attua il flusso d'aria e tiene conto dell'effettivo profilo di utilizzo e delle infiltrazioni che si hanno quando non si opera l'areazione.

Nel caso di abitazioni civili (E.1) e di edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili (E.8), assumendo un tasso di ricambio d'aria di progetto (per la determinazione della portata minima di progetto di aria esterna) pari a $0,5 \text{ h}^{-1}$ e applicando il fattore correttivo $f_{ve,t,k}$ si ottengono i valori di tasso di ricambio d'aria media giornaliera media mensile riportati nella seguente tabella.

Categoria di edificio	Sottocategoria di edificio	Destinazione d'Uso	h^{-1}
E.1 Edifici adibiti a residenza e	E.1.1 Residenza a carattere	Abitazioni civili (comprende l'eventuale	0,3
Assimilabili	Continuativo	Estrazione meccanica dei bagni)	
		Collegi, luoghi di ricovero, case di pena, caserme, conventi: Sale riunioni	0.255
		Collegi, luoghi di ricovero, case di pena, caserme, conventi: Dormitorio/camera	0.5
		Collegi, luoghi di ricovero, case di pena, caserme, conventi: Servizi igienici con estrazione	0.04
	E.1.2 Residenze occupate saltuariamente	Come residenze a carattere continuativo	0.3
	E.1.3 Alberghi, pensioni e attività similari	Ingresso, soggiorni	0.5
		Sale conferenze/auditori (piccoli)	0.235
		Sale da pranzo	0.17
Camere da letto		0.13	
E.8 Edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili	-	-	0.255

Tabella 7: Tasso di ricambio d'aria (espresso in h^{-1}) nel caso di semplice areazione (elaborazione dati a partire dai valori della norma).

È interessante dunque notare come, nel caso di areazione, per gli edifici residenziali si hanno in sostanza gli stessi tassi di ricambi d'aria della precedente norma ($0,3 \text{ vol/h}$), a differenza dei collegi, luoghi di ricovero, case di pena, caserme, conventi e alberghi, dove vi sono differenti valori a seconda dei diversi locali /zone. Nell'elenco di edifici trovano finalmente collocazione anche gli edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili.

La portata di ventilazione *effettiva*, utilizzata per il calcolo della prestazione energetica dell'edificio, è invece calcolata tenendo in considerazione la modalità di ventilazione effettivamente esistente o definita nel progetto. Si possono avere i seguenti casi:

- - *edifici nei quali si ha la sola ventilazione naturale: in questo caso, il calcolo coincide con la portata di ventilazione in condizioni di riferimento;*
- - *edifici nei quali si ha solo ventilazione meccanica. In questo caso, oltre alla portata nominale della ventilazione meccanica, è possibile calcolare la portata d'aria aggiuntiva media dovuta agli effetti del vento nel periodo di non funzionamento dell'impianto di ventilazione meccanica. Questo calcolo è effettuato conoscendo i valori di tasso di ricambio d'aria caratteristico medio giornaliero n_{50} (determinato in funzione della permeabilità all'aria dell'involucro, misurata eventualmente in opera secondo la norma UNI EN 13829 o valutata in funzione della permeabilità dei serramenti) e opportuni coefficienti di esposizione al vento (determinati in funzione della schermatura e dell'esposizione dell'edificio nei confronti del vento). Viene inoltre considerato un fattore di efficienza della regolazione dell'impianto di ventilazione meccanica. Nel caso di recuperatori di calore, si rimanda all'appendice F per la determinazione dell'efficienza del sistema di recupero termico di ventilazione;*
- - *edifici nei quali si ha ventilazione ibrida (copresenza di ventilazione meccanica e ventilazione naturale, che si ottiene tramite sistemi di aperture che vengono attivate quando si arresta la ventilazione meccanica);*
- - *edifici nei quali la ventilazione meccanica è assicurata dall'impianto di climatizzazione: in questo caso, la portata d'aria si calcola solo per i periodi di non attivazione della climatizzazione, utilizzando le stesse formule del caso di sola ventilazione meccanica o ventilazione ibrida;*
- - *ventilazione naturale (free-cooling): in questo caso l'impianto di ventilazione meccanica è utilizzato, durante la stagione estiva, anche per la ventilazione notturna, in modo da raffrescare le strutture dell'edificio.*

Nel caso di valutazione adattata all'utenza, è possibile calcolare in maniera dettagliata la portata di ventilazione facendo riferimento alla norma UNI EN 15242, nonché fare riferimento alle norme UNI EN 13779 e UNI EN 15251 per determinare la portata di ventilazione richiesta per soddisfare l'esigenza di qualità dell'aria interna.

Apporti interni

Cambia la formula per la determinazione degli apporti interni, per le valutazioni di progetto o standard, per le abitazioni di categoria E.1(1) e E.1(2). In generale, i nuovi valori risultano essere maggiori di quelli ottenuti con la precedente formula.

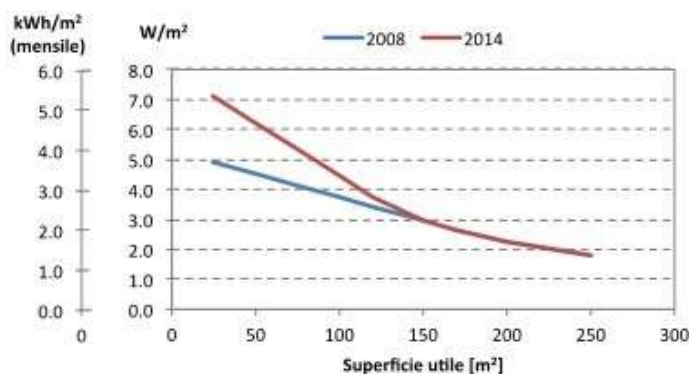


Figura 21: Confronto fra i valori di apporti interni specifici (in termini di potenza e energia) fra le due versioni della norma, per le abitazioni di categoria E.1 (1) e E.1 (2)

Vengono inoltre introdotti prospetti e formule per il calcolo degli apporti interni latenti (per determinare i valori di portata massica di vapore acqueo dovuta alla presenza di persone e di apparecchiature)

Apporti solari sui componenti trasparenti

La variazione della trasmittanza di energia solare totale in funzione dell'angolo d'incidenza della radiazione solare, determinata attraverso il fattore di esposizione F_w , viene notevolmente ampliata (in luogo di un unico valore, $F_w=0.9$, presente nella vecchia versione della norma, c'è ora una tabella per determinare, per ciascun mese, il valore di F_w in funzione dell'esposizione e del tipo di vetro).

Si introduce il concetto di trasmittanza di energia solare totale effettiva $g_{gl,eff}$ per valutazioni adattate all'utenza e ambienti il cui rapporto tra superficie vetrata ed opaca è maggiore di 0,04. Il calcolo si effettua secondo Appendice C, tenendo conto della quota di energia solare entrante in ambiente, riflessa all'interno dell'ambiente e ritrasmessa all'esterno attraverso la superficie vetrata.

Il fattore di riduzione per ombreggiatura si calcola come prodotto del fattore di ombreggiatura relativa ad ostruzioni esterne e il valore minimo fra il fattore di ombreggiatura relativo ad oggetti orizzontali e ad oggetti verticali) e non più come prodotto dei tre fattori.

Viene inoltre specificato che sia per i componenti vetrati sia per quelli opachi, in caso di presenza di più oggetti od ostruzioni della stessa tipologia, si considera solo quello che determina l'angolo maggiore o comunque quello che per esposizione incide maggiormente.

Nel caso di oggetti verticali, i prospetti D.27-D.39 si riferiscono ad un solo oggetto verticale ed in particolare, per le esposizioni est/ovest, al solo oggetto disposto a sud. Per le esposizioni a sud, con un azimut compreso tra +/- 15°, in caso di doppio oggetto verticale viene indicata una formula per calcolare il fattore di riduzione relativo ai due oggetti verticali, combinando i due singoli contributi (fattori di ombreggiatura calcolati rispettivamente con l'oggetto posto ad est e ad ovest).

Viene infine illustrato all'interno della norma un esempio grafico per determinare l'angolo β che caratterizza un oggetto verticale su parete opaca.

Queste norme riprendono la norma europea UNI EN ISO 13790:2008. La Parte 1° consente di calcolare i fabbisogni di energia termica per riscaldamento e di raffrescamento su base mensile.

La Parte 2° consente di calcolare il fabbisogno di energia primaria (EP) del sistema edificio – impianto partendo dai fabbisogni di energia termica per il riscaldamento invernale e per l'acqua calda sanitaria.

La UNI TS11300 Parte 3 consente di calcolare l'energia primaria (EP) per il raffrescamento estivo. Si osserva che questa norma prende in considerazione solamente il raffrescamento e non il condizionamento, ossia non sono effettuati bilanci per l'umidità interna del sistema edificio.

La UNI TS 11300 parte 4 sarà illustrata nella terza parte della Tesi.

La nuova versione delle UNI TS 11300 parte 1 e 2 del 02/10/2014 apporta numerose variazioni rispetto alla prima edizione del 2008, come sopra accennato. Pertanto si descrivono nel prosieguo i paragrafi essenziali rimandando al testo della norma vigente ogni altro approfondimento.

6.2.2 CALCOLO DEL FABBISOGNO ENERGETICO

Il bilancio di energia termica dello spazio confinato (climatizzato) è dato, per il riscaldamento, dalle relazioni:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} (Q_{int} + Q_{sol,w})$$

Ove ogni termine è espresso in MJ. Per il raffrescamento si ha:

$$Q_{C,nd} = Q_{gn} - \eta_{C,ls} Q_{C,ht} = (Q_{int} + Q_{sol,w}) - \eta_{C,ls} (Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

Il simbolismo è il seguente:

- $Q_{H,nd}$ fabbisogno ideale di energia termica per riscaldamento, MJ;
- $Q_{C,nd}$ fabbisogno ideale di energia termica per raffrescamento, MJ;
- $Q_{H,ht}$ scambio termico totale fra ambiente ed esterno per il riscaldamento, MJ;
- $Q_{C,ht}$ scambio per trasmissione fra ambiente ed esterno per il raffrescamento, MJ;
- $Q_{H,tr}$ scambio per trasmissione fra ambiente ed esterno per il riscaldamento, MJ;
- $Q_{C,tr}$ scambio per trasmissione fra ambiente ed esterno per il raffrescamento, MJ;
- $Q_{H,ve}$ scambio per ventilazione fra ambiente ed esterno per il riscaldamento, MJ;
- $Q_{C,ve}$ scambio per ventilazione fra ambiente ed esterno per il raffrescamento, MJ;
- Q_{gn} guadagni termici totali, MJ;
- Q_{int} guadagni termici interni, MJ;
- $Q_{sol,w}$ apporti termici solari incidente sui componenti finestrati, MJ;
- $\eta_{H,gn}$ fattore di utilizzazione degli apporti termici;
- $\eta_{C,ls}$ fattore di utilizzazione delle dispersioni termiche.

Dopo la suddivisione dell'edificio in zone termiche si calcolano, per ciascun mese, i termini delle precedenti equazioni per il riscaldamento e per il raffrescamento. Lo schema di calcolo è sintetizzato nella seguente figura dove sono indicati i flussi energetici rispetto all'edificio.

Temperatura interna di progetto invernale

Per il riscaldamento, ad eccezione delle categorie E6 (palestre e assimilabili) ed E8 (edifici industriali) si assume la temperatura di **20 °C**¹⁹. Si assume **28 °C** per la categoria E6(1), piscine saune e assimilabili, mentre per E6(2), palestre, ed E8, edifici industriali, si assume una temperatura di **18 °C**.

La temperatura degli edifici vicini si assume pari a **20 °C** se riscaldati altrimenti si calcola con la relazione:

$$t_u = \frac{\Phi_{gn} + t_i H_{iu} + t_e H_{ue}}{H_{ue} + H_{iu}}$$

ove si ha il simbolismo:

- Φ_{gn} flusso termico generato all'interno dell'ambiente non riscaldato, W;
- t_e temperatura esterna media mensile, °C;
- t_i temperatura interna di progetto dell'ambiente riscaldato, °C;

¹⁹ Si ricordi che viene concessa una tolleranza di ± 2 °C per il controllo dell'umidità interna al fine di evitare la condensa superficiale. Vedi capitolo precedente. Si ricorda che 20 °C è temperatura di confort invernale con metabolismo di 1 Met e resistenza del vestiario di 1,5 Clo.

- H_{iu} coefficiente di scambio termico fra ambiente riscaldato e quello non riscaldato, W/K;
- H_{ue} coefficiente di scambio termico fra l'ambiente riscaldato e ambiente esterno, W/K;

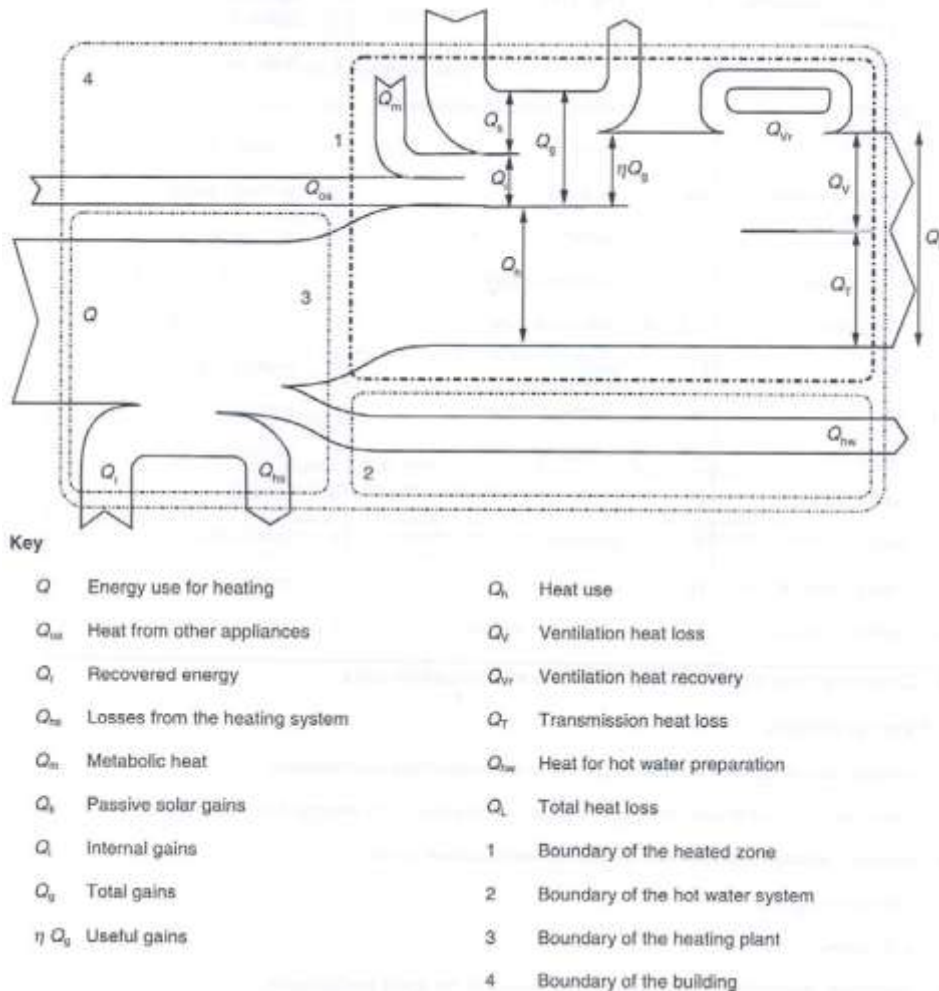


Figura 22: Flussi energetici per la UNI TS11300 parte 1 e 2.

Temperatura interna di progetto estiva

Per le categorie E6(1) si assume la temperatura di **28 °C**, per la categoria E6(2) si assume **24 °C** mentre per tutte le altre categorie e per gli edifici adiacenti si assume **26 °C**.

Durata della stagione di riscaldamento

La norma prevede una nuova durata per la stagione di riscaldamento per la zona climatica A mentre si confermano le altre per tutte le zone climatiche rimanenti. Si ha la seguente tabella riepilogativa.

Zona climatica	Inizio	Fine
A	1° dicembre	15 marzo
B	1° dicembre	31 marzo
C	15 novembre	31 marzo
D	1° novembre	15 aprile
E	15 ottobre	15 aprile
F	5 ottobre	22 aprile

Tabella 8: Durata della stagione di riscaldamento

Nel caso di verifica energetica occorre allora calcolare il periodo di riscaldamento fino a quando la temperatura esterna assume il valore:

$$t_e = t_i - \frac{Q_{gn}}{H \tau_{day}}$$

con:

- t_e temperatura esterna media giornaliera, °C;
- t_i temperatura interna di set point per il riscaldamento, °C;
- Q_{gn} apporti energetici solari e interni medi giornalieri, J;
- H coefficiente di scambio termico dell'edificio dato dalla somma dei coefficienti di scambio termico per trasmissione e ventilazione, W/K;
- τ_{day} la durata del giorno in secondi (86400 s).

Per il raffrescamento estivo la temperatura esterna non è inferiore al valore sopra scritto.

Calcolo degli scambi termici per trasmissione

Questi contributi si calcolano mediante la relazione:

$$Q_{H,tr} = H_{tr,adj} (t_i - t_e) \tau + \left(\sum_k F_{r,k} \Phi_{r,k} \right) \tau - Q_{sol,op}$$

ove si ha il simbolismo:

- $H_{tr,adj}$ coefficiente di trasmissione termica della zona corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno – esterno. In questo modo si tiene conto della temperatura dell'ambiente limitrofo che non coincide con quella dell'ambiente esterno, W/K;
- t_i temperatura di set point interna della zona considerata, °C;
- t_e temperatura esterna media mensile, °C;
- $F_{r,k}$ fattore di forma fra il componente edilizio k.mo e la volta celeste;
- $\Phi_{r,k}$ flusso dovuta alla radiazione infrarossa verso la volta celeste del componente k.mo, MJ;
- $Q_{sol,op}$ apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti opachi, in MJ.

Il flusso solare sulle pareti opache è calcolato con la relazione:

$$\Phi_{sol,w/op,k} = F_{sh,ob,k} \cdot A_{sol,w/op,k} \cdot I_{sol,k}$$

ove:

- $F_{sh,ob,k}$ fattore di riduzione per ombreggiatura relativo ad elementi esterni per l'area di captazione solare effettiva della superficie k.ma;
- $A_{sol,w,k}$ area di captazione solare effettiva della superficie vetrata k.ma con dato orientamento e angolo di inclinazione sul piano orizzontale, m², data da, per superfici finestrate:

$$A_{sol,w} = F_{sh,gl} \cdot g_{gl} \cdot (1 - F_F) \cdot A_{w,p}$$

$$A_{sol,op} = \alpha_{sol,c} \cdot R_{se} \cdot U_{c,eq} \cdot A_c$$

con $\alpha_{sol,c}$ fattore di assorbimento solare del componente opaco, R_{se} resistenza termica superficiale del componente opaco, W/(m²K), A_c

area proiettata del componente opaco, m², U_{c,eq} trasmittanza termica equivalente del componente opaco, W/(m²K);

- *I_{sol,k} irradianza solare considerato o della frazione di mese sulla superficie k.ma, con data inclinazione ed orientamento, W/m².*

Il coefficiente globale di scambio termico è dato dalla relazione:

$$H_{tr,adj} = H_D + H_g + H_U + H_A$$

ove:

- *H_D coefficiente di scambio termico per trasmissione verso l'ambiente esterno, W/K;*
- *H_g coefficiente di scambio termico per trasmissione verso il terreno, W/K,*
- *H_U coefficiente di scambio termico per trasmissione verso gli ambienti non climatizzati, W/K;*
- *H_A coefficiente di scambio termico per trasmissione verso altre zone climatizzate a temperatura diversa, W/K.*

Ciascun coefficiente di scambio è dato da una relazione del tipo:

$$H_x = b_{tr,x} \left(\sum_j U_i A_i + \sum_k \psi_{L,k} L_k \right)$$

ove è:

- *A_i area dell'elemento, m²;*
- *U_i trasmittanza termica dell'elemento, W/(m²K);*
- *L_k lunghezza del ponte termico lineare, m;*
- *ψ_{L,k} trasmittanza lineare del k.mo ponte termico, W/(mK);*
- *b_{tr,x} fattore di aggiustamento <>1 quando la temperatura dell'ambiente confinato è diversa da quella esterna.*

Per la ventilazione l'energia scambiata vale:

$$Q_{H,ve} = H_{ve,adj} (t_i - t_e) \tau$$

Con analogo simbolismo. Il coefficiente globale di scambio per ventilazione vale:

$$H_{ve,adj} = \rho_a c_{p,a} \left(\sum_k b_{ve,k} V_{ve,k} \right)$$

ove:

- *ρ_ac_{pa} capacità termica dell'aria, 1200 J/(m³K);*
- *V_{ve,k,mn} portata volumetrica dell'aria, m³/s;*
- *b_{ve,k} fattore di correzione della temperatura per il flusso dell'aria.*

La portata d'aria si calcola imponendola pari a 0,3 Vol/h ovvero 15 m³/h per persona.

La norma fornisce tutte le tabelle dei fattori correttivi e tutte le metodologie per il calcolo di ciascuna componente energetica (apporti gratuiti interni, apporti solari, gestione delle schermature esterne, scambi con il terreno, coefficienti di utilizzo, costante di tempo dell'edificio, ...).

Ad essa si rimanda per una completa trattazione.

6.2.3 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA PER UMIDIFICAZIONE E DEUMIDIFICAZIONE

Le nuove norme del 2014 introducono per la prima volta la necessità del calcolo del calore latente sia per il riscaldamento che per il condizionamento. Pertanto questo nuovo calcolo si aggiunge a quello del calore sensibile sopra indicato.

Per ogni zona termica dell'edificio, se è presente un impianto di climatizzazione che controlla anche l'umidità ambiente, i fabbisogni di energia latente per umidificazione, $Q_{H,hum,nd}$, e deumidificazione, $Q_{C,dhum,nd}$, si calcolano con le relazioni:

$$Q_{H,hum,nd} = -\min[0; Q_{wv,int} - Q_{H,wv,ve}]$$

$$Q_{C,dhum,nd} = -\min[0; Q_{wv,int} - Q_{C,wv,ve}]$$

dove:

- $Q_{H,hum,nd}$ è l'entalpia netta di vapore di acqua introdotta nella zona dagli scambi d'aria con l'ambiente circostante per infiltrazione, aereazione e/o ventilazione nel periodo di riscaldamento, MJ;
- $Q_{C,dhum,nd}$ è l'entalpia netta di vapore di acqua introdotta nella zona dagli scambi d'aria con l'ambiente circostante per infiltrazione, aereazione e/o ventilazione nel periodo di raffrescamento, MJ;
- $Q_{wv,int}$ è l'entalpia del vapore di acqua prodotto all'interno della zona da persone e processi e sorgenti varie (cottura, lavaggi, ...), MJ.

Si ha la seguente definizione;

$$Q_{H/C,wv,ve} = \rho_a \cdot h_{wv} \left[\sum_k q_{ve,k,mn} \cdot (x_{int} - x_k) \right] t$$

ove:

- ρ_a massa volumica dell'aria pari a 1.2 kg/m³;
- $q_{ve,k,mn}$ portata mediata nel tempo del flusso d'aria k.mo dovuta a ventilazione naturale o aereazione o infiltrazione p ventilazione meccanica, solo se distinta dalla portata d'aria di processo per il controllo dell'umidità dell'aria, m³/s;
- x_k umidità massica media del mese considerato del flusso d'aria k.mo, g/kg;
- x_{int} umidità massica media dell'aria uscente con il ricambio k.mo, che si assume pari al valore dell'umidità prefissata per l'aria della zona termica, g/kg;
- h_{wv} entalpia specifica del vapore di acqua, convenzionalmente posta pari a 2544 J/g;
- t durata del mese considerato, pari a 0.0864 N con N numero di giorni del mese, Ms.

Per gli apporti interni di vapore prodotto da persone e/o processi interni agli ambienti si utilizza la relazione:

$$Q_{wv,int} = h_{wv} \cdot (G_{wv,Oc} + G_{wv,A}) \cdot \frac{t}{3600}$$

con:

- $G_{wv,Oc}$ portata massica di vapore d'acqua dovuta alle persone, g/h;
- $G_{wv,A}$ portata massica di vapore di acqua dovuta alla presenza di apparecchiature, g/h.

Nelle appendici della nuova UNI TS 11300 parte 1° vi sono numerose tabelle per il calcolo delle grandezze sopra indicate.

6.2.4 ZONIZZAZIONE

Le procedure di zonizzazione sono uguali alle precedenti e prendono in considerazione fabbricati serviti da impianti centralizzati o da impianti autonomi. Lo stesso dicasi per la suddivisione in zone.

Nel caso di edifici esistenti l'area netta di ciascuna zona si può calcolare con la relazione:

$$A_f = A_{f,G} \cdot f_n$$

ove il fattore f_n è calcolato con la relazione:

$$f_n = 0.9761 - 0.3055 \cdot d_m$$

con d_m spessore medio delle pareti esterne.

Il volume netto di ciascuna zona si ottiene moltiplicando l'area netta per l'altezza netta della zona.

6.2.5 PONTI TERMICI

La nuova UNI TS 11300/1 impone che i ponti termici siano calcolati secondo il punto 5 della norma UNI EN ISO 14683:2008.

6.2.6 EXTRA FLUSSO TERMICO PER RADIAZIONE INFRAROSSA VERSO LA VOLTA CELESTE

Per il calcolo del flusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste la nuova norma indica di calcolarlo in proporzione alla differenza di temperatura $\Delta\theta_{er} = \theta_e - \theta_{sky}$ con:

$$\theta_{sky} = 18 - 51.5 e^{-\frac{p_{v,e}}{1000}}$$

ove $p_{v,e}$ è la pressione parziale del mese considerato, Pa, e il coefficiente di scambio termico per irraggiamento, in $W/(m^2K)$, è dato dalla relazione:

$$h_r = \varepsilon \sigma_0 \frac{(\theta_e + 273)^4 - (\theta_{sky} + 273)^4}{\theta_e - \theta_{sky}}$$

con:

- ε emissività della superficie esterna del componente (0.90 per materiali opachi e 0.837 per i vetri);
- σ_0 costante di Stefan Boltzmann pari a $5.67 \cdot 10^{-8} W/(m^2K^4)$.

6.2.7 ENERGIA TERMICA PER VENTILAZIONE

La nuova norma fa riferimento alla UNI 10339 e distingue fra ventilazione naturale (di fabbricato) e meccanica (di edificio).

La ventilazione media mensile è data dalla portata minima di progetto di aria esterna data dalla relazione:

$$q_{vw,0} = \left(\sum_k n_{per,k} \cdot q_{ve,o,p,k} + \sum_k A_{f,k} \cdot q_{ve,o,s,k} \right) \frac{0.8}{\varepsilon_{ve,c}} \cdot (C_1 + C_2)$$

ove:

- $q_{ve,o,p,k}$ è la portata specifica di aria esterna per persona nella zona k.ma, m^3/s ;
- $q_{ve,o,s,k}$ è la portata specifica di aria esterna per unità di superficie servita dalla ventilazione nella zona k.ma, m^3/s ;
- $n_{per,k}$ numero di persone nella sub zona k.ma;
- $n_{s,k}$ indice di affollamento convenzionale per unità di superficie della sub zona k.ma, m^{-2} ;
- $A_{f,k}$ area della superficie della sub zona k.ma, m^2 ;
- $\varepsilon_{ve,c}$ efficienza convenzionale di ventilazione. In assenza di norme specifiche si assume pari a 0.8;
- C_1 coefficiente correttivo per impianti misti, funzione del tipo di terminale ad acqua. In assenza di dati si assume pari ad 1;
- C_2 coefficiente correttivo per altitudine.

Per edifici di categoria E1 e E8 la portata di aria minima di progetto può essere data da:

$$q_{ve,o} = n \cdot \frac{V}{3600}$$

con n tasso di scambio, h^{-1} , e V il volume netto della zona termica considerata, m^3 , comprensivo di bagni, cucine, corridoi e locali di servizio.

Nelle appendici della UNI TS 11300/1 vi sono numerose tabelle per il calcolo della portata di ventilazione e dell'energia di ventilazione.

El caso di ventilazione meccanica la norma indica le modalità di calcolo in funzione delle ore settimanali di funzionamento.

6.2.8 APPORTI TERMICI INTERNI

Si hanno varie formulazioni sugli apporti termici interni a seconda della categoria degli edifici. Si rimanda alla norma indicata.

Per gli edifici di categoria E1(1) ed E1(2) aventi superficie di pavimento A_f minore di $120 m^2$ il valore globale degli apporti interni, in W, è dato dalla relazione:

$$\Phi_{int} = 7.987 A_f - 0.0353 A_f^2$$

Per superficie $> 120 m^2$ si assume il flusso interno pari a 450 W. Per altre categorie di edifici si hanno tabelle specifiche riportate in appendice della nuova norma.

6.3 APPLICAZIONE DELLA UNI TS 11300 PARTE 2°

6.3.1 UNI TS 11300-2 - Sintesi Delle Variazioni

La prima novità relativa alla norma UNI TS 11300-2:2014 è riscontrabile direttamente nel titolo. In aggiunta a quanto già previsto nell'edizione del 2008, **la nuova versione fornisce** (oltre ai dati e metodi per il calcolo dei fabbisogni di energia termica utile per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria e il calcolo dei fabbisogni di energia fornita e di energia primaria per i servizi di climatizzazione invernale e acqua calda sanitaria) **anche il metodo di calcolo** (Appendice C) per la determinazione del fabbisogno di energia primaria per il servizio di ventilazione e le indicazioni e i dati nazionali (Appendice D) per la determinazione dei fabbisogni di energia primaria per il servizio di illuminazione, per edifici non residenziali, in accordo con la UNI EN 15193.

Si completa così il panorama dei servizi energetici degli edifici, coperti dalla serie UNI TS 11300 (climatizzazione o riscaldamento invernale, acqua calda sanitaria, climatizzazione o raffrescamento estivo, ventilazione e illuminazione). Per ciascuno di questi servizi, è dunque possibile (grazie anche al supporto delle altre specifiche tecniche della serie UNI TS 11300) determinare il fabbisogno di energia termica utile, di energia fornita e di energia primaria per i vettori energetici considerati. A tale scopo, all'inizio della norma UNI TS 11300-2 viene riportata un'utile tabella per orientarsi in merito alla classificazione dei servizi energetici, ai parametri di prestazione energetica e ai riferimenti per il calcolo. È importante sottolineare come la norma fornisce dati e metodi per il calcolo dei rendimenti e delle perdite dei sottosistemi di generazione alimentati con combustibili fossili liquidi o gassosi. Per vettori energetici diversi da quelli fossili, si deve fare riferimento alla UNI TS 11300-4.

Nella nuova versione della UNI TS 11300-2:2014, si può osservare:

- - *L'eliminazione della valutazione basata sul rilievo dei consumi effettivi di combustibile.*
- - *L'eliminazione del metodo di calcolo semplificato (e relativi esempi) per il calcolo del fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento (su base stagionale) e del fabbisogno di energia primaria per acqua calda sanitaria (su base annua)*
- - *L'eliminazione del prospetto relativo ai fabbisogni standard di energia per altri usi (usi cottura), utilizzato per poter depurare i consumi rilevati da quelli non attinenti al riscaldamento e produzione acqua calda sanitaria.*
- - *L'eliminazione dell'indicazione dei fattori di conversione in energia primaria (la vecchia versione della norma riportava l'indicazione del fattore di conversione dell'energia elettrica e dei combustibili fossili).*

Per quanto riguarda le Appendici, oltre alle Appendici A e B (rispettivamente, "Calcolo delle perdite di distribuzione" e "Determinazione delle perdite di generazione"), già presenti nella precedente versione della norma, si sono aggiunte tre nuove Appendici:

- - ***L'Appendice C** Fabbisogni di energia per la ventilazione meccanica e per la climatizzazione invernale in presenza di impianti aeraulici. L'Appendice fornisce le formule per il calcolo dei fabbisogni di energia termica delle batterie di riscaldamento e dei fabbisogni di umidificazione. Ai fini del calcolo del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione invernale, essi sono considerati a carico dei sottosistemi di generazione, tenendo conto delle perdite di distribuzione dei circuiti idraulici di collegamento.*
- - ***L'Appendice D** Fabbisogni di energia per l'illuminazione. La determinazione del fabbisogno di energia elettrica per illuminazione si effettua solo per edifici a destinazione d'uso non residenziale. Nel calcolo si considerano gli ambienti interni (zone climatizzate e zone non climatizzate) e, per le sole valutazioni di tipo A3, le aree esterne di pertinenza esclusiva dell'edificio nelle quali gli apparecchi luminosi sono alimentati e collegati all'edificio stesso. Il calcolo del fabbisogno di energia elettrica per illuminazione di un ambiente o di una zona interna tiene conto del fabbisogno di energia elettrica per dispositivi di controllo e di emergenza, della potenza elettrica installata degli apparecchi luminosi, del fattore di utilizzo della potenza installata, della disponibilità di luce naturale, dei tempi di operatività dell'illuminazione diurna e notturna e dell'occupazione dell'ambiente (fattore di assenza e fattore dipendente dalla tipologia di controllo dell'illuminazione in funzione dell'occupazione).*
- - ***Nell'Appendice E** Calcolo della prestazione energetica di edifici non dotati di impianto di climatizzazione invernale e/o di produzione di acqua calda sanitaria sono fornite indicazioni nel caso di edifici privi di impianti termici per i quali sia richiesto, da disposizioni legislative, il calcolo di un presunto fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione invernale e/o acqua calda sanitaria.*

Si segnala come l'Appendice A risulta essere notevolmente ampliata rispetto alla precedente versione. Sono inoltre considerate anche le perdite di distribuzione di circuiti con fluido termovettore aria in impianti per la climatizzazione invernale.

Ecco, nel dettaglio, cosa cambia, seguendo l'ordine di lettura della norma stessa.

Periodo di attivazione degli impianti e intervalli di calcolo

Per la determinazione del periodo di calcolo per il servizio di climatizzazione invernale e di ventilazione si rimanda alla specifica tecnica UNI TS 11300-1:2014. Il calcolo deve essere eseguito suddividendo il periodo totale di attivazione in intervalli elementari di durata mensile o di frazioni di mese (bin) laddove richiesto dalla parte 4 della specifica tecnica (è il caso dei generatori a pompa di calore, ad esempio).

Destinazione e suddivisione del sistema fabbricato-impianto

È necessario procedere, innanzitutto, alla dettagliata identificazione e suddivisione del sistema fabbricato-impianto. **In funzione della destinazione d'uso sono possibili 4 casi:** sistema fabbricato-impianto per sola destinazione residenziale, sistema fabbricato-impianto per unica tipologia di destinazione non residenziale, sistema fabbricato-impianto comprendente porzioni di involucro a destinazioni residenziali e non residenziali e sistema fabbricato-impianto comprendente porzioni a destinazioni non residenziali di diversa tipologia.

Il calcolo (così come nella precedente versione) viene eseguito per ciascuna zona termica: nella nuova norma viene specificato che le unità immobiliari sono considerate zone nelle quali è suddiviso l'edificio (ovviamente, le unità immobiliari possono essere a loro volta suddivise in zone termiche, qualora ne sussistano i requisiti).

Modalità di suddivisione degli impianti

Gli impianti (climatizzazione invernale, produzione ACS e ventilazione) si considerano suddivisi in due parti principali: la parte generazione (ovvero, dal punto di consegna dell'energia al confine dell'edificio al punto di consegna dell'energia termica utile alla rete di distribuzione dell'edificio) e la parte utilizzazione (ovvero la restante parte, a valle della generazione).

Bilancio termico dei sottosistemi

I rendimenti medi dei singoli sottosistemi possono essere ricavati, così come già previsto nella precedente norma, a partire dall'equazione di bilancio termico del sottosistema e considerando anche i fabbisogni elettrici degli ausiliari. Quello che cambia è che il rendimento è ora espresso in termini di energia primaria (ovvero l'energia in entrata o fornita al sottosistema viene moltiplicata per il corrispondente fattore di conversione in energia primaria).

Fabbisogno di energia termica

Esso è sempre suddiviso in fabbisogno ideale, fabbisogno ideale netto e fabbisogno effettivo. Nel caso di valutazioni di tipo A3 (diagnosi energetica) qualora sia installato un sistema di contabilizzazione dell'energia termica utile fornita alla singole unità immobiliari di un edificio si può tenere conto di un fattore di riduzione del fabbisogno effettivo di energia termica Q_{hr} pari a 0,9 in modo da considerare la riduzione di consumo determinata dall'intervento degli utenti.

Nel calcolo del fabbisogno di energia termica utile effettivo Q_{hr} non si considera l'energia termica recuperata dall'energia elettrica del sottosistema di emissione.

Sottosistemi di emissione

Per quanto riguarda i valori di rendimenti di emissione, riportati nel prospetto 17, a prima vista essi sembrano essere maggiori rispetto alla prima versione della norma. Leggendo bene le note della tabella, appare tuttavia chiaro come nella versione del 2008 i valori di rendimento erano riferiti ad una temperatura di mandata dell'acqua di 85 °C (e venivano proposti valori di incremento per temperatura di mandata inferiori a 65 °C), ora invece i valori sono riferiti ad una temperatura di mandata dell'acqua minore o uguale a 55 °C (e di conseguenza si decrementano i valori nel caso di temperature di mandata dell'acqua più elevate).

Analizzando i dati, si ottengono gli stessi valori (con la possibilità di interpolare i valori di rendimento per temperature di mandata comprese tra 55 e 85 °C). Per i locali aventi altezza maggiore di 4 m sono presenti anche le tipologie di terminale non previste nella precedente versione (radiatori, ventilconvettori, bocchette in sistemi ad aria calda), per le quali vengono fornite, a titolo indicativo, dei valori di rendimento di emissione (la norma stessa afferma che radiatori e ventilconvettori non sono terminali comunemente utilizzati in questa tipologia di locali). Viene inoltre fornito un metodo per correggere, attraverso fattori correttivi moltiplicativi, il rendimento di emissione per i pannelli radianti, in modo da considerare in maniera opportuna il reale posizionamento dei pannelli nelle strutture edilizie considerate.

È necessario verificare, per i locali di altezza superiore ai 4 m, la presenza di stratificazione (si dovrà procedere al calcolo analitico qualora si riscontrino differenze nel gradiente verticale di temperatura tra soffitto e pavimento maggiori di 5 °C). Tale verifica dovrà essere effettuata quando si è in presenza di radiatori o ventilconvettori e in tutti i casi dubbi o nei quali si sia lontani dalle condizioni di installazione a perfetta regola d'arte, indicate nel prospetto 19.

Sottosistemi di regolazione

Nulla cambia rispetto alla precedente versione. Per la definizione delle bande di proporzionalità indicate nel prospetto 20 "Rendimenti di regolazione", la norma fa riferimento alla UNI EN 215 "Valvole termostatiche per radiatori".

Sottosistemi di distribuzione

Vengono innanzitutto forniti alcuni livelli e esempi di articolazione della rete di distribuzione, la quale può articolarsi, in linea generale, nei seguenti livelli:

- - *Distribuzione di utenza (distribuzione interna alle singole unità immobiliari);*
- - *Circuito di distribuzione comune (distribuzione comune a più unità immobiliari);*
- - *Circuito di distribuzione primaria (circuito che alimenta più reti di utenza circuiti di distribuzione o fabbricati);*
- - *Circuito di generazione (ossia quello nel quale è inserito il sottosistema di generazione).*
- *Per ciascuna delle parti di una rete di distribuzione, è necessario calcolare l'energia termica in ingresso alle singole parti della rete di distribuzione stessa.*

Il calcolo dei rendimenti di distribuzione può avvenire in maniera dettagliata (seguendo quanto riportato all'interno dell'Appendice A) o utilizzando i valori precalcolati, qualora ovviamente siano rispettate le condizioni al contorno specificate. È importante sottolineare come, a differenza della precedente versione della norma, anche nel caso di valutazioni di progetto (tipo A1) sia ora possibile fare riferimento ai dati precalcolati. In merito all'utilizzo dei prospetti con i rendimenti di distribuzione precalcolati si deve tenere presente che le tipologie previste nei

prospetti sono riferite a edifici o porzione di edifici con prevalente destinazione residenziale e che i valori indicati nei prospetti considerano già i recuperi termici da dispersioni delle reti e di energia termica da energia elettrica ausiliaria (ad esempio, dalle pompe di distribuzione).

I valori di rendimento precalcolati sono riferiti (come anche nella precedente versione) ai livelli di isolamento delle tubazioni, definiti tuttavia in maniera più compiuta (ad esempio, si specifica che la voce “isolamento discreto” corrisponde ad un isolamento di spessore non necessariamente conforme alle prescrizioni del DPR 412/1993, ma eseguito con cura e protetto da uno strato di gesso, plastica o alluminio). La dicitura “isolamento della rete di distribuzione orizzontale” prende il posto della precedente dicitura (“isolamento distribuzione nel cantinato”).

In generale, viene ampliata la casistica coperta dai rendimenti precalcolati, i cui valori comunque cambiano in maniera significativa (laddove comparabili) rispetto alla precedente versione.

Nel caso di impianti autonomi con generatore unifamiliare in edificio condominiale, i valori sono applicabili solo qualora le tubazioni corrano interamente all'interno della zona riscaldata, come nel caso di generatore interno all'appartamento. Inoltre, viene richiesto il piano dove si trova l'impianto, distinguendo tra piano intermedio o piano terreno. Il caso in cui si è all'esterno o su pilotis non è coperto dalla casistica dei rendimenti precalcolati (si deve quindi far ricorso al calcolo dettagliato).

Nel caso di impianti unifamiliari a zone in edificio condominiale, viene sottolineato (direttamente all'interno della tabella relativa al caso in esame) che le dispersioni del montante che alimenta le zone devono essere calcolate analiticamente secondo appendice A, tenendo conto della temperatura media stagionale e caricate sulle singole zone in proporzione al fabbisogno di ciascuna di esse.

Nel caso di temperature di mandata e ritorno di progetto diverse da quelle usate per la determinazione di tali rendimenti precalcolati (80/60 °C) si procede alla correzione dei rendimenti ricavati dalle tabelle. In questa versione della norma, il fattore di correzione C del rendimento tabulato viene fornito in funzione del DT di progetto e della temperatura media stagionale, accrescendo quindi il livello di dettaglio rispetto alla versione del 2008.

Sottosistema di generazione

Il sottosistema di generazione può essere destinato a fornire calore anche a utenze diverse dal riscaldamento (sistemi di riscaldamento idronici e/o aeraulici), e, in particolare, per la produzione di acqua calda sanitaria o per ventilazione (preriscaldamento dell'aria). La specifica tecnica prevede sempre la determinazione del rendimento di generazione secondo il metodo dei prospetti precalcolati o secondo un calcolo dettagliato, riportato nell'Appendice B. La prima differenza che si riscontra dalla lettura comparata delle due versioni della norma è che per le valutazioni di progetto (tipo A1) è ora necessario utilizzare il metodo di calcolo dettagliato (a differenza della precedente versione della norma dove era possibile fare riferimento al metodo dei prospetti precalcolati).

I dati dei prospetti per determinare i rendimenti precalcolati non cambiano: scompare il caso relativo ai generatori di aria calda a gas o gasolio con bruciatore ad aria soffiata o premiscelato, funzionamento on-off e generatori di aria calda a gas a camera stagna con ventilatore nel circuito di combustione di tipo B o C, funzionamento on-off.

È inserita la possibilità di determinare le perdite di generazione per generatori di acqua calda alimentati da energia elettrica (caldaie elettriche), conoscendo il fattore di perdita dichiarato dal fabbricante del generatore e le condizioni medie di utilizzo (quali la temperatura media effettiva del generatore elettrico, la differenza fra la temperatura nel generatore e l'ambiente di

installazione in condizioni di prova e la temperatura del locale di installazione del generatore elettrico).

Acqua calda sanitaria. Fabbisogno di energia utile

Il calcolo del volume di acqua richiesto (in litri/giorno) per edifici residenziali porta a risultati leggermente diversi rispetto alla prima versione della norma (per una superficie utile dell'abitazione pari a 80 m², si passa dai 128 litri/giorno a 122 litri/giorno). Viene inoltre introdotti valori limiti (inferiore e superiore) di volume di acqua richiesto (per Su inferiori a 35 m², il volume di acqua richiesto è costante, pari a 50 litri/giorno, mentre per Su superiori a 250 m², il volume di acqua richiesto è costante, pari a 250 litri/giorno). Nel caso di edifici non residenziali i fabbisogni di acqua calda e le relative temperature di utilizzo possono essere relativi a più attività e, di conseguenza, il fabbisogno di acqua calda è dato dalla somma dei fabbisogni delle attività svolte nell'edificio.

Cambiano anche in questo caso i valori tabellati, oltre ad un maggior dettaglio nei casi coperti. Una nota contenuta nel prospetto 31 dice come determinare il numero di coperti per le destinazioni d'uso di categoria E.4 (3), ovvero bar, ristoranti e sale da ballo: per le valutazioni tipo A1 e A2 si considera 1,5 volte l'occupazione convenzionale, per le valutazioni di tipo A3 il numero di coperti corrisponde agli effettivi coperti per cui è stata dimensionata la cucina.

La temperatura dell'acqua fredda in ingresso non è più convenzionalmente assunta pari a 15 °C ma è ora pari alla media annuale delle temperature medie mensili dell'aria esterna della località considerata (ricavate dalla UNI 10349). Si opera una distinzione anche per la temperatura dell'acqua nella rete di distribuzione: essa sarà pari a 40 °C a livello dell'erogazione e 48 °C per la rete di distribuzione alle utenze, rete di ricircolo e rete di distribuzione finale.

La determinazione dei fabbisogni di energia termica per acqua calda sanitaria in base alle portate e temperature specificate non tiene conto dei fabbisogni richiesti per rispettare alcuni trattamenti associati al servizio acqua calda sanitaria, ovvero la prevenzione e controllo della legionella ed il ricambio d'acqua periodico nelle piscine pubbliche. Tali servizi di disinfezione, laddove previsti, devono essere opportunamente calcolati (in termini di fabbisogno termico) ed indicati nella relazione tecnica.

Nel caso di presenza di serbatoi di accumulo e circuito primario (circuito di collegamento tra generatore e accumulo) in assenza di dati di progetto vengono assunte, nel caso dei generatori a fiamma alimentati a combustibile fossile, temperature medie pari a 60 °C per il serbatoio e 70 °C per il circuito primario.

ACS. Sottosistema di erogazione

Il rendimento di erogazione viene assunto pari a 1 (per valutazioni di tipo A1 e A2) perché non si considerano le perdite di massa (dovute ad erogazione di acqua mediante miscelatore o altro dispositivo di erogazione) e le perdite termiche nelle tubazioni di distribuzione alle utenze, che si considerano comprese nel calcolo delle perdite della distribuzione alle utenze. Nel caso di valutazioni di tipo A3, è possibile assumere un rendimento di erogazione diverso (in base ai dati forniti dal produttore) qualora siano presenti dispositivi di regolazione del flusso.

ACS. Sottosistema di distribuzione

Come nel caso del riscaldamento, viene innanzitutto fornito uno schema generale per la rete di distribuzione di acqua calda sanitaria, la quale può articolarsi, in linea generale, nei seguenti livelli:

- - la distribuzione alle utenze (du);

- - *un anello di ricircolo (dr);*
- - *il circuito di collegamento tra generatore e serbatoio di accumulo (dp).*

Nel caso generale, quindi, le perdite complessive del sottosistema di distribuzione sono date dalla somma delle perdite relative alle tre parti in cui è suddivisa la distribuzione.

Si prevede il calcolo delle perdite di energia termica dei tratti di tubazione facenti parte della distribuzione alle utenze. Nel caso di impianti esistenti privi di ricircolo all'interno di singole unità immobiliari, è ancora possibile fare riferimento a dati tabellati per determinare il fattore di perdita ed il fattore di recupero. Le perdite del circuito di ricircolo si calcolano secondo la procedura dettagliata (Appendice A), stimando (nel caso di valutazione di tipo A2) le lunghezze e i diametri del circuito in base al numero di unità immobiliari, di montanti, di piani dell'edificio e alla lunghezza di distribuzione orizzontale.

ACS. Sottosistema di generazione

I casi previsti per la produzione di acqua calda sanitaria sono i seguenti:

- *Scalda acqua autonomi di tipo istantaneo o ad accumulo;*
- *Impianto centralizzato per sola acqua calda sanitaria e generatore dedicato;*
- *Impianto autonomo con generatore combinato per riscaldamento e produzione istantanea di acqua calda sanitaria;*
- *Impianto autonomo con generatore combinato di produzione di acqua calda sanitaria con accumulo;*
- *Impianto centralizzato con generatore combinato di produzione di sola acqua con proprio generatore di calore.*

Nel caso degli scaldi acqua vale sempre lo stesso prospetto, già previsto nella UNI TS 113002:2008, per la determinazione, in assenza dei rendimenti certificati del prodotto, dei rendimenti convenzionali di tali sistemi. Nel caso di scaldacqua a pompa di calore è necessario invece utilizzare i metodi riportati nella UNI TS 11300-4.

Ausiliari dei sottosistemi di riscaldamento

Cambia la modalità di definizione del fattore di carico dei terminali di emissione (FC_e). Per quanto riguarda gli ausiliari dei sottosistemi di distribuzione, nel caso di reti con fluido termovettore aria (impianti aerulici) di sola ventilazione si rimanda all'appendice C per il calcolo dei fabbisogni elettrici dei ventilatori.

Per quanto riguarda invece gli impianti idronici, a differenza della precedente versione della norma (dove il coefficiente F_v veniva posto convenzionalmente pari a 0,6) viene ora calcolato il fattore di riduzione del fabbisogno elettrico per unità (pompe) non sempre in funzione a velocità costante (funzionamento intermittente a portata costante o funzionamento continuo a portata variabile). Il tempo di attivazione coincide ora con la durata del periodo considerato.

Vengono inoltre specificati, in maniera analoga agli ausiliari della distribuzione di riscaldamento, anche le formule per determinare i fabbisogni elettrici della distribuzione di acqua calda sanitaria.

Questa norma, come già detto in precedenza, determina le prestazioni energetiche degli edifici per il calcolo dei fabbisogni di energia per:

- *Riscaldamento e/o raffrescamento degli ambienti;*
- *Produzione di acqua calda sanitaria, ACS;*
- *Per ventilazione meccanica;*
- *Per la climatizzazione invernale (compreso il calore latente);*

- Per la climatizzazione estiva (compreso calore latente);
- Per l'illuminazione degli ambienti interni ed esterni di pertinenza dell'edificio;
- Per il risparmio di energia derivanti dall'utilizzo di fonti rinnovabili, FER;
- I rendimenti e i fabbisogni di energia primaria per riscaldamento, raffrescamento e ACS.

La nuova norma prevede la zonizzazione dell'edificio e le modalità di calcolo dell'energia primaria per ciascuna tipologia di servizio e per ciascuna zona.

Lo schema di riferimento è riportato nelle figure seguenti a partire dalla Figura 23.

Allo stesso si hanno gli schemi impiantistici per riscaldamento, raffrescamento, ACS e ventilazione, come illustrato nelle figure seguenti a partire dalla Figura 27.

Nella norma sono indicate le procedure e le relazioni da utilizzare per il calcolo delle grandezze sopra indicate. Si rimanda al testo integrale della nuova norma per ogni approfondimento necessario.

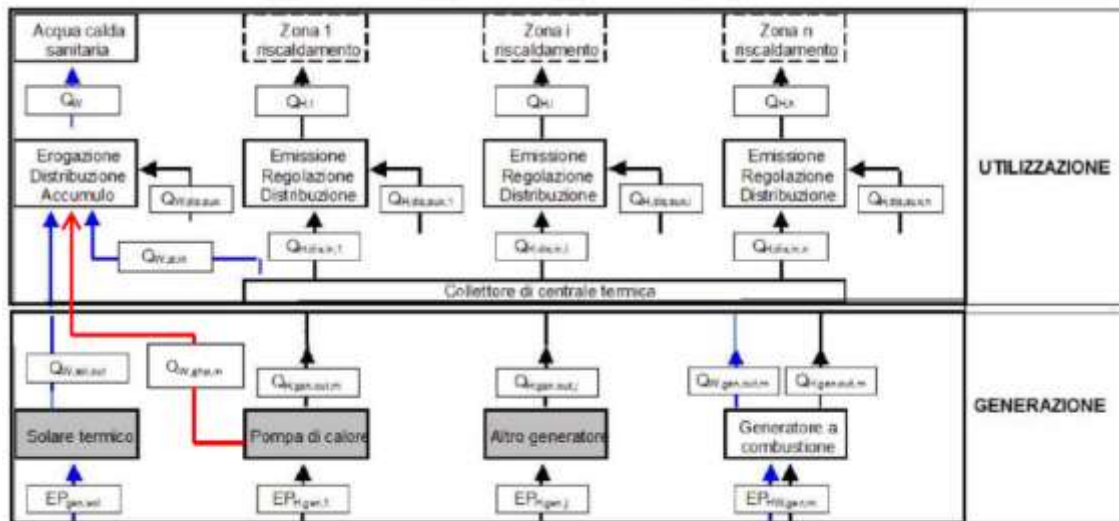


Figura 23: Esempio di suddivisione di un impianto di climatizzazione invernale e produzione di ACS

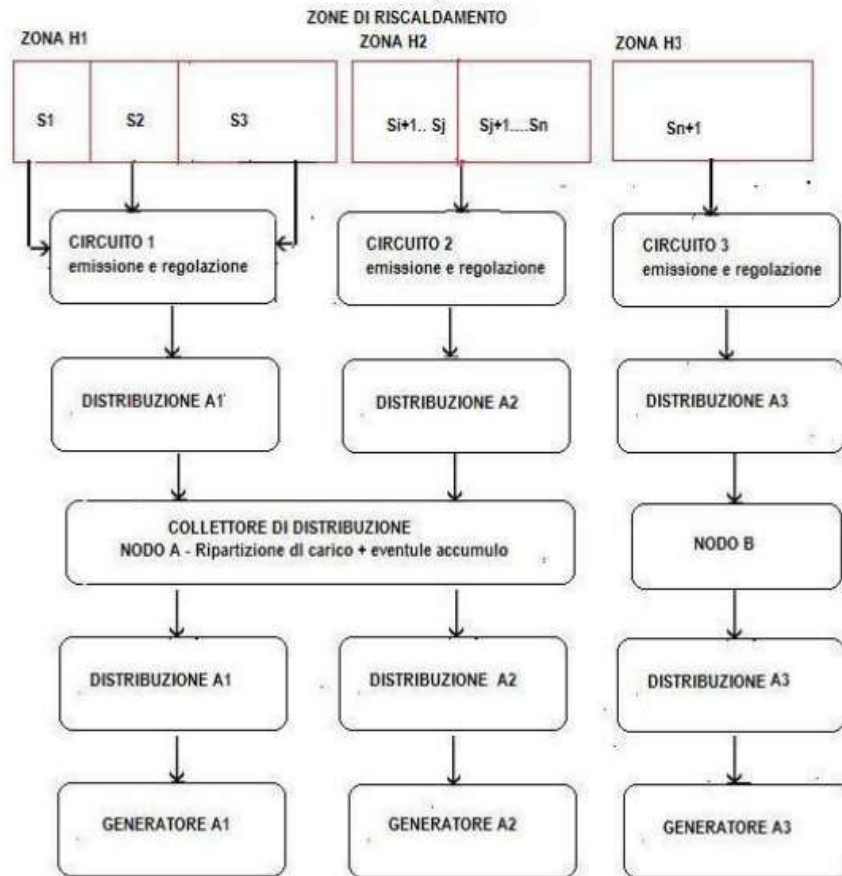


Figura 24: suddivisione di un sistema di riscaldamento

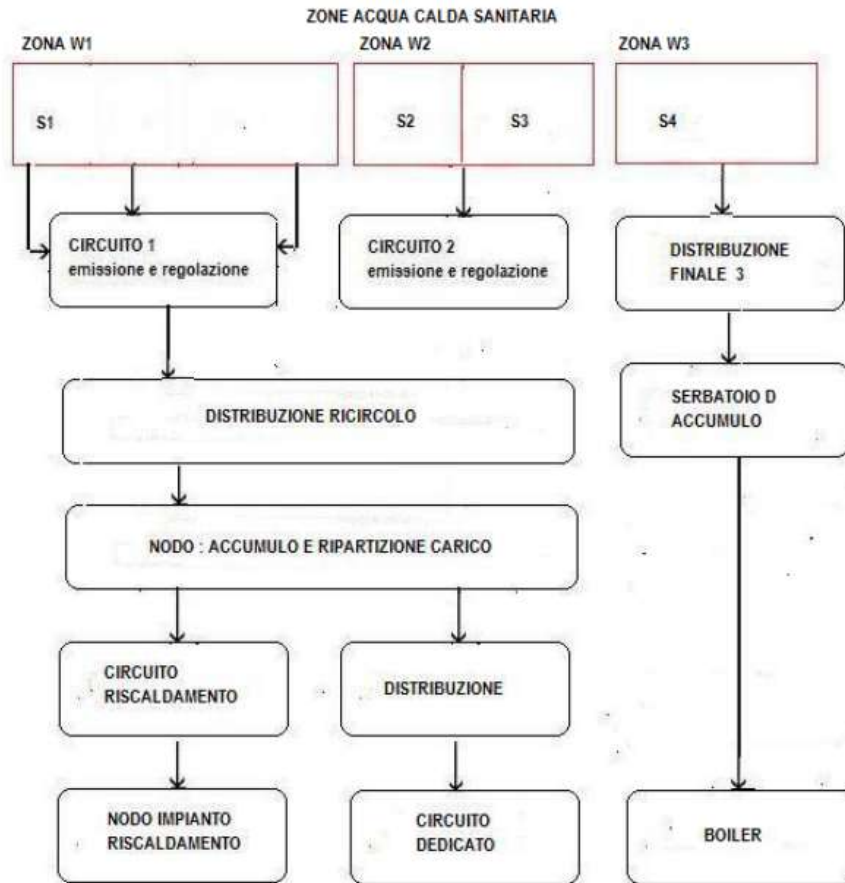


Figura 25: Suddivisione di sistema di ACS

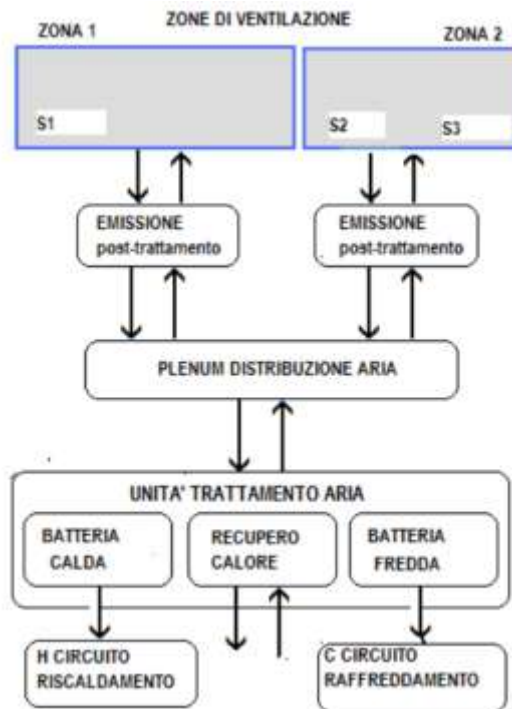


Figura 26: Suddivisione di un sistema di ventilazione

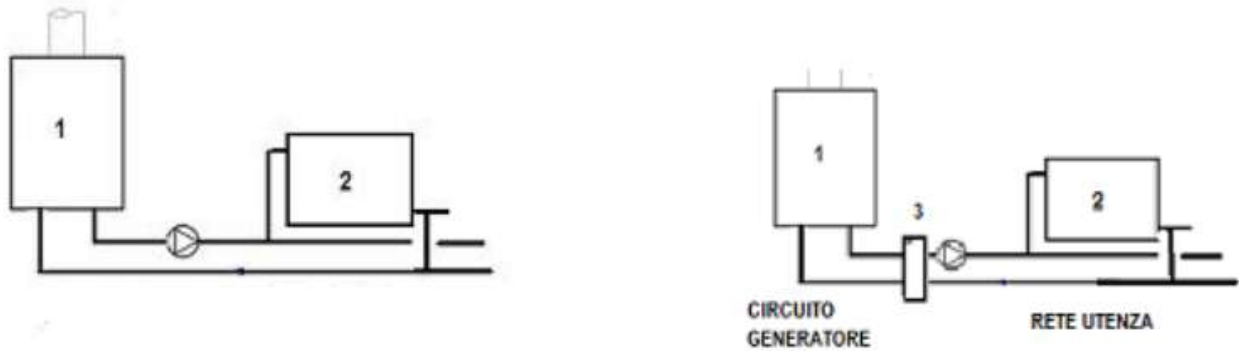


Figura 27: Esempi di rete di utenza e circuito di generazione

Il fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento, $Q_{p,H}$ è dato da:

$$Q_{p,H} + Q_r = Q_{H,nd} + Q_t$$

con:

- $Q_{p,H}$ Fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento dell'edificio.
- Q_r Calore recuperato dai sistemi ausiliari, dai sistemi di riscaldamento e dall'ambiente;
- $Q_{H,nd}$ Fabbisogno di energia netta o utile per il riscaldamento dell'edificio;
- Q_t Totale delle dispersioni termiche dovute al sistema di riscaldamento.

Il fabbisogno di energia termica netta o utile dello spazio riscaldato, per ciascun periodo di calcolo, è ottenuto come sappiamo dalla:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \times Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \times (Q_{int} + Q_{sol,w})$$

con:

- $Q_{H,nd}$ è il fabbisogno ideale di energia dell'edificio per riscaldamento;
- $Q_{H,ht}$ è lo scambio termico totale nel caso di riscaldamento;
- $Q_{H,tr}$ è lo scambio termico per trasmissione nel caso di riscaldamento;
- $Q_{H,ve}$ è lo scambio termico per ventilazione nel caso di riscaldamento;
- Q_{gn} sono gli apporti termici totali gratuiti;
- Q_{int} sono gli apporti termici interni gratuiti;
- $Q_{sol,w}$ sono gli apporti termici solari gratuiti attraverso i componenti finestrati;
- $\eta_{H,gn}$ è il fattore di utilizzazione degli apporti termici gratuiti totali.

Lo scambio termico totale $Q_{H,ht}$, è dato da:

$$Q_{H,ht} = Q_{H,tr} + Q_{H,ve}$$

dove

$$Q_{H,tr} = H_{tr,adj} \times (\theta_{int,set,H} - \theta_e) \times t + \left\{ \sum_k F_{r,k} \times \phi_{r,mn,k} \right\} \times t + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,l}) F_{r,l} \times \phi_{r,mn,u,l} \right\} \times t - Q_{sol,op}$$

$$Q_{H,ve} = H_{ve,adj} \times (\theta_{int,set,H} - \theta_e) \times t$$

dove

- $H_{tr,adj}$ è il coefficiente globale di scambio termico per trasmissione della zona considerata, corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno;
- $H_{ve,adj}$ è il coefficiente globale di scambio termico per ventilazione della zona considerata, corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno;
- $\vartheta_{int,set,H}$ è la temperatura interna di regolazione per il riscaldamento della zona considerata;
- ϑ_e è la temperatura media mensile dell'ambiente esterno;
- $F_{r,k}$ è il fattore di forma tra il componente edilizio k -esimo dell'ambiente climatizzato e la volta celeste;
- $F_{r,l}$ è il fattore di forma tra il componente edilizio l -esimo dell'ambiente non climatizzato e la volta celeste;
- $\Phi_{r,mn,k}$ è l'extra flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio k -esimo, dell'ambiente climatizzato, mediato sul tempo, espresso in W.
- $\Phi_{r,mnu,l}$ è l'extra flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio l -esimo dell'ambiente non climatizzato, mediato sul tempo, in W.
- $b_{tr,l}$ è il fattore di riduzione delle dispersioni per l'ambiente non climatizzato avente il componente l -esimo soggetto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste;
- t è la durata del mese considerato espressa in Ms.
- $Q_{sol,op}$ Sono gli apporti termici solari incidenti sui componenti opachi.

6.3.2 DETERMINAZIONE DELLO SCAMBIO TERMICO PER TRASMISSIONE $Q_{H,TR}$

Lo scambio termico per trasmissione $Q_{H,tr}$, è pari a:

$$Q_{H,tr} = H_{tr,adj} x (\theta_{int,set,H} - \theta_e) xt + \left\{ \sum_k F_{r,k} x \phi_{r,mn,k} \right\} xt + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,l}) F_{r,l} x \phi_{r,mn,u,l} \right\} xt - Q_{sol,op}$$

Dall'osservazione di questa relazione si osserva che la radiazione solare sulle pareti opache, $Q_{sol,op}$, viene conteggiata come riduzione della radiazione termica all'infrarosso lontano dell'edificio, $\phi_{r,mn,k}$.

6.3.3 DETERMINAZIONE DEL COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO PER TRASMISSIONE $H_{TR,ADJ}$

Il valore del coefficiente globale di scambio termico per trasmissione $H_{tr,adj}$ è pari a:

$$H_{tr,adj} = H_D + H_g + H_U + H_A$$

dove:

- H_D è il coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'ambiente esterno;
- H_g è il coefficiente di scambio termico stazionario per trasmissione verso il terreno;
- H_U è il coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti non climatizzati;
- H_A è il coefficiente di scambio termico per trasmissione verso edifici adiacenti.

6.3.4 DETERMINAZIONE DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO DIRETTO PER TRASMISSIONE VERSO L'AMBIENTE ESTERNO H_D (W/K)

Il coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'ambiente esterno H_D (W/°K), è pari a:

$$H_D = \sum_i A_i U_i + \sum_k l_k \psi_k + \sum_j \chi_j$$

dove:

- $\sum_i A_i U_i$ è la sommatoria delle dispersioni termiche attraverso l'involucro edilizio che si determina dalla somma delle dispersioni termiche attraverso i componenti opachi, determinati secondo la UNI 6946:2008, e delle dispersioni termiche attraverso i componenti finestrati, determinati secondo la UNI 10077-1.
- $\sum_k l_k \psi_k$ è la sommatoria delle dispersioni termiche attraverso i ponti termici lineari (determinati secondo la UNI 10211)
- $\sum_j \chi_j$ è la sommatoria delle dispersioni termiche attraverso i ponti termici puntuali (determinati secondo la UNI 10211-1)

con:

- A_i Area dell'elemento disperdente, (m²)
- U_i Trasmittanza termica dell'elemento disperdente, (W/m²K)
- l_k Lunghezza del ponte termico, (m)
- ψ_k Trasmittanza termica lineare del ponte termico (UNI 14683), (W/mK)
- χ_j Trasmittanza termica puntuale del ponte termico, (KJ/m²K)

6.3.5 DETERMINAZIONE DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO STAZIONARIO PER TRASMISSIONE VERSO IL TERRENO H_g .

Il valore del coefficiente di perdita di scambio termico stazionario per trasmissione verso il terreno H_g , è dato da:

$$H_g = AU + P\psi_g$$

dove:

- H_g coefficiente di scambio termico diretto in regime stazionario (W/K)
- A area del pavimento (m²)
- P perimetro esposto del pavimento (m)
- U trasmittanza termica tra ambiente interno ed esterno W/(m² • K)
- ψ_g trasmittanza termica lineica associata al giunto muro/pavimento W/(m • K)

6.3.6 DETERMINAZIONE DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO PER TRASMISSIONE ATTRAVERSO GLI AMBIENTI NON CLIMATIZZATI HU.

Il coefficiente globale di scambio termico per trasmissione, HU tra il volume climatizzato e gli ambienti esterni attraverso gli ambienti non climatizzati, è dato da:

$$H_U = H_{iu} * b_{tr,U}$$

dove

$b_{tr,U}$ è il fattore di correzione dello scambio termico tra ambiente climatizzato ed ambiente non climatizzato, diverso da 1 nel caso in cui la temperatura di quest'ultimo sia diversa da quella dell'ambiente esterno espresso da:

$$b_{tr,U} = \frac{H_{ue}}{H_{ie} + H_{ue}}$$

con:

- H_{ie} è il coefficiente di scambio termico tra l'ambiente climatizzato e l'ambiente non climatizzato calcolato secondo la norma UNI EN ISO 13789;
- H_{ue} è il coefficiente di scambio termico tra l'ambiente non climatizzato e l'ambiente esterno calcolato secondo la norma UNI EN ISO 13789.

6.3.7 DETERMINAZIONE DELL'EXTRA FLUSSO TERMICO PER RADIAZIONE INFRAROSSA VERSO LA VOLTA CELESTE

$$Q_{H,tr} = H_{tr,adj} x (\theta_{int,set,H} - \theta_e) xt + \left\{ \sum_k F_{r,k} x \phi_{r,mn,k} \right\} xt + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,l}) F_{r,l} x \phi_{r,mn,u,l} \right\} xt - Q_{sol,op}$$

Vale quanto osservato in precedenza sull'effetto delle radiazioni solari su pareti opache.

6.3.8 DETERMINAZIONE DELL'EXTRA FLUSSO TERMICO PER RADIAZIONE INFRAROSSA VERSO LA VOLTA CELESTE DEI COMPONENTI DEGLI AMBIENTI CLIMATIZZATI VERSO L'ESTERNO

$$\sum_k F_{r,k} \phi_{r,mn,k}$$

Il calcolo dell'extraflusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste è effettuato secondo quanto riportato nel paragrafo 11.4 della norma UNI TS 11300 Parte 1:2014.

$$\phi_{r,mn,k} = U \cdot A \cdot R_{s_e} (F_f \cdot h_r \cdot \Delta \theta_e)$$

- F_r fattore di forma tra la parete e la volta celeste (1 per un tetto orizzontale non ombreggiato, 0,5 per una parete verticale non ombreggiata);
- h_r coefficiente di scambio termico esterno per irraggiamento (h_r viene assunto pari a $5 \cdot \epsilon$ [W/(m²·K)]);
- ϵ emissività per la radiazione termica della superficie esterna che di solito si assume pari a 0,9 per materiali da costruzione (componente opaco) e 0,837 per i vetri senza deposito superficiale ;

- $\Delta\vartheta_{er}$ scarto medio tra la temperatura dell'aria esterna e la temperatura apparente del cielo;

Adottando le seguenti ipotesi:

- — si assume che la differenza tra la temperatura dell'aria esterna e la temperatura apparente del cielo $\Delta\vartheta_{er} = \vartheta_e - \vartheta_{sky}$

$$\theta_{sky} = 18 - 51,6xe^{\frac{-P_{ve}}{1000}}$$

dove:

- P_{ve} è la pressione parziale del vapor d'acqua media del mese considerato espressa in pascal.
- il coefficiente di scambio termico esterno per irraggiamento espresso in W/m²K è determinato con l'equazione

$$h_r = \varepsilon\sigma \frac{(\theta_e + 273)^4 - (\theta_{sky} + 273)^4}{(\theta_e - \theta_{sky})}$$

dove

- ε è l'emissività per la radiazione termica della superficie esterna che si assume pari a 0,9 per materiali da costruzione (componente opaco) e 0,837 per i vetri senza deposito superficiale
- σ è la costante di Stefan Boltzmann = 5,67*10⁻⁸ W/m²K⁴
- θ_{sky} è la temperatura della equivalente di corpo nero della volta celeste espressa in °C.
- il fattore di forma tra un componente edilizio e la volta celeste vale:

$$F_r = F_{sh,ob,d} \left(\frac{1 - \cos \Sigma}{2} \right)$$

- Σ è l'angolo di inclinazione del componente sull'orizzonte espresso in gradi;

quindi :

- $F_r = F_{sh,ob,d}$ per un componente orizzontale
- $F_r = F_{sh,ob,d} * 0.5$ per un componente verticale
- $F_{sh,ob,d}$ è il fattore di riduzione per ombreggiatura relativo alla sola radiazione diffusa pari ad 1 naturalmente in assenza di ombreggiature dovute a sistemi esterni.

L'apporto solare delle pareti esterne opache si determina con la seguente equazione:

$$Q_{sol,op} = \left\{ \sum_k \Phi_{sol,op,mn,k} \right\} xt + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,l}) x \Phi_{sol,mn,u,l} \right\} xt + \sum_j (Q_{sd,op} - Q_{si}_j)$$

Nel nostro caso in assenza di serre solari l'espressione diventa

$$Q_{sol,op} = \left\{ \sum_k \Phi_{sol,op,mn,k} \right\} xt + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,l}) x \Phi_{sol,mn,u,l} \right\} xt$$

La sommatoria del primo termine si riferisce agli ambienti climatizzati considerati e la seconda agli ambienti non climatizzati adiacenti alla zona termica presa in considerazione.

In generale $\Phi_{sol,op,mn,k}$ è calcolato con la seguente equazione:

$$\Phi_{sol,op,mn,k} = F_{sh,ob,k} \cdot A_{sol,op,k} \cdot I_{sol,k}$$

dove

- $F_{sh,ob,k}$ è il fattore di riduzione per ombreggiatura sulla superficie k-esima relativo ad elementi esterni permanenti non direttamente adiacenti alla superficie vetrata definito dalla norma UNI TS 11300 Parte 1 paragrafo 14.4
- $A_{sol,k}$ è l'area di captazione effettiva della superficie k-esima con dato orientamento e angolo di inclinazione sul piano orizzontale, nella zona ed ambienti considerati;
- $I_{sol,k}$ è l'irradianza solare media mensile, sulla superficie k-esima, con dato orientamento ed angolo di inclinazione su piano orizzontale (W/m^2);

6.3.9 FATTORE DI UTILIZZAZIONE DEGLI APPORTI TERMICI GRATUITI $\eta_{H,gn}$

Per determinare il fattore di utilizzazione degli apporti termici gratuiti $\eta_{H,gn}$ bisogna prima determinare il rapporto apporti/dispersioni, la costante di tempo e la capacità termica interna dell'edificio C.

Il rapporto apporti/dispersioni è definito come:

$$\gamma_H = \frac{Q_{H,gn}}{Q_{H,ht}}$$

Il fattore di utilizzazione è calcolato con la seguente equazione:

$$\eta_{H,gn} = \frac{1 - \gamma_H^{a_H}}{1 - \gamma_H^{a_H+1}} \quad \text{se } \gamma_H > 0 \text{ e } \gamma_H \neq 1$$

$$\eta_{H,gn} = \frac{a_H}{a_H + 1} \quad \text{se } \gamma_H = 1$$

dove a_H è un parametro numerico che dipende dalla costante di tempo τ_H , definita dall'equazione:

$$a_H = a_{H,0} + \frac{\tau_H}{\tau_{H,0}}$$

I valori di $a_{H,0}$ e $\tau_{H,0}$ sono forniti dalla norma UNI TS 11300 Parte 1 paragrafo 15.1.1.

La costante di tempo dell'edificio, τ_H , caratterizza l'inerzia termica interna dell'ambiente riscaldato. Essa si calcola come:

$$\tau_H = \frac{C_m / 3600}{H_{tr,adj} + H_{ve,adj}}$$

dove:

- C_m è la capacità termica interna dell'edificio, calcolata come riportato successivamente;
- $H_{tr,adj}$ è il coefficiente di scambio termico per trasmissione dell'edificio, calcolato come riportato in precedenza.
- $H_{ve,adj}$ è il coefficiente di scambio termico per ventilazione dell'edificio, calcolato come riportato in precedenza.

I valori convenzionali della costante di tempo devono essere specificati a livello nazionale.

La capacità termica interna dell'edificio, C , è calcolata sommando le capacità termiche di tutti gli elementi edilizi in contatto termico diretto con l'aria interna della zona in esame:

$$C_m = \sum \chi_j \cdot A_j$$

dove:

χ_j capacità termica areica dell'elemento j dell'edificio, calcolato in base alla EN ISO 13786:2008, usando l'intervallo di tempo appropriato o lo spessore massimo:

$$\chi = \sum \rho \cdot c \cdot d$$

A_j superficie dell'elemento

Sostituendo si avrà:

$$C_m = \sum_j \sum_i \rho_{ij} \cdot c_{ij} \cdot d_{ij} \cdot A_{ij}$$

dove:

- ρ_{ij} densità del materiale dello strato i dell'elemento j ;
- c_{ij} calore specifico del materiale dello strato i dell'elemento j ;
- d_{ij} spessore dello strato i dell'elemento j ;
- A_{ij} superficie dell'elemento j situato nel volume considerato.

La sommatoria è riferita a tutti gli strati di ciascun elemento, partendo dalla superficie interna e fermandosi al primo dei tre punti seguenti:

- il primo strato isolante;
- lo spessore massimo indicato nel prospetto 1;
- il centro dell'elemento edilizio.

Applicazione	Spessore massimo cm
Determinazione del fattore di utilizzazione	10
Effetto dell'intermittenza	3

Tabella 9: Prospetto 1 – Spessore massimo da considerare per il calcolo della capacità termica interna

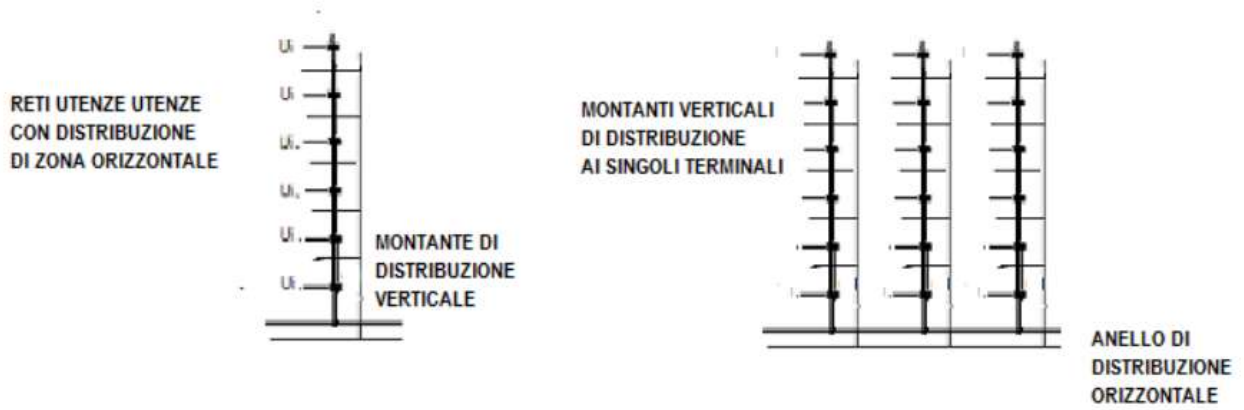


Figura 28: Reti di utenza e circuito di distribuzione in impianto di riscaldamento

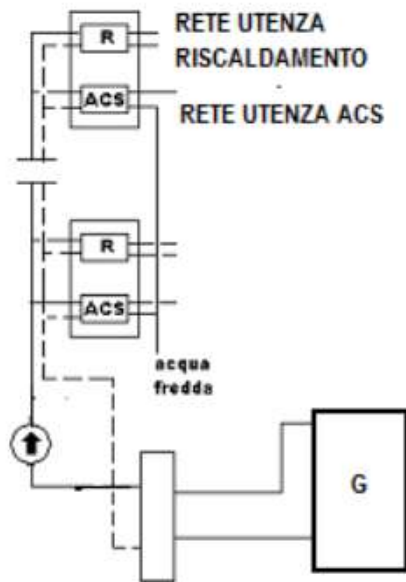


Figura 29: Impianto con satelliti di utenza (riscaldamento ed ACS)

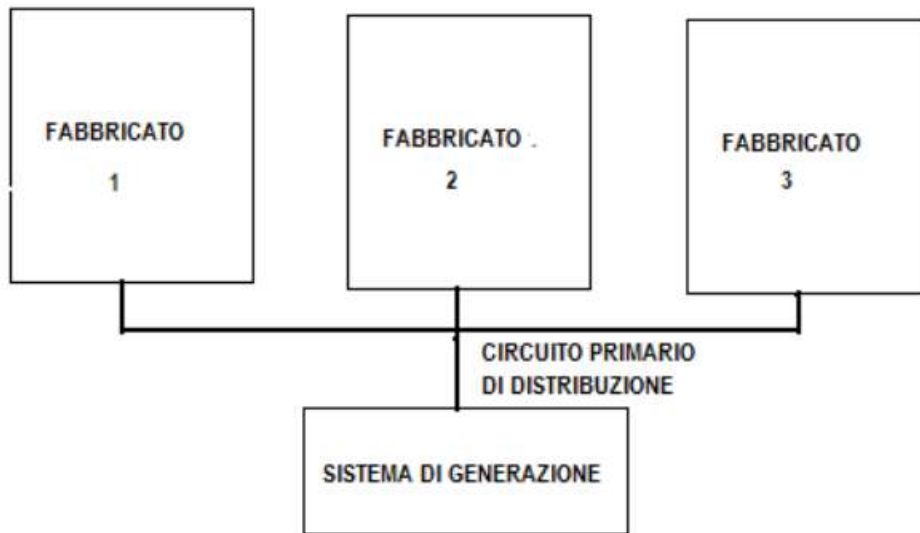


Figura 30: Sistema di generazione che alimenta più fabbricati

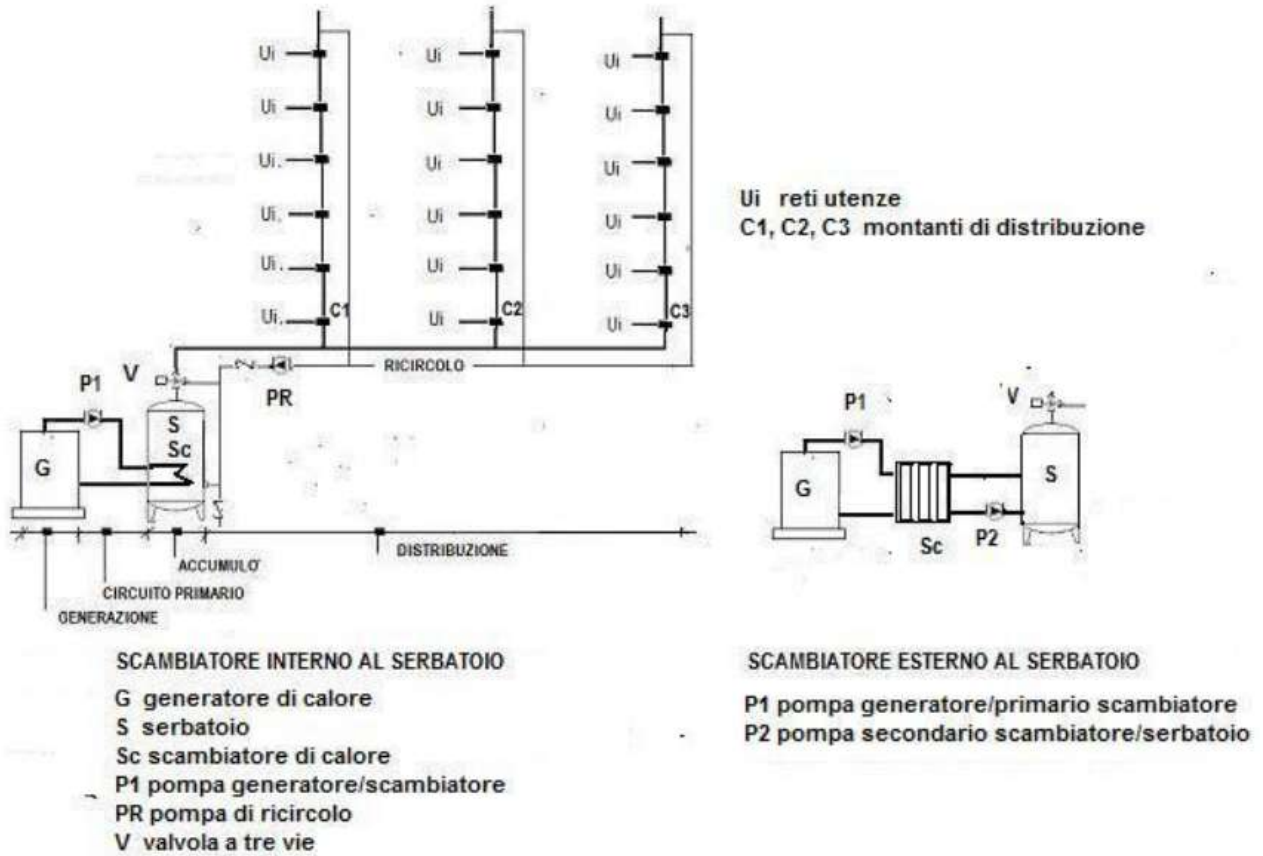


Figura 31: Schema di distribuzione in impianto per ACS

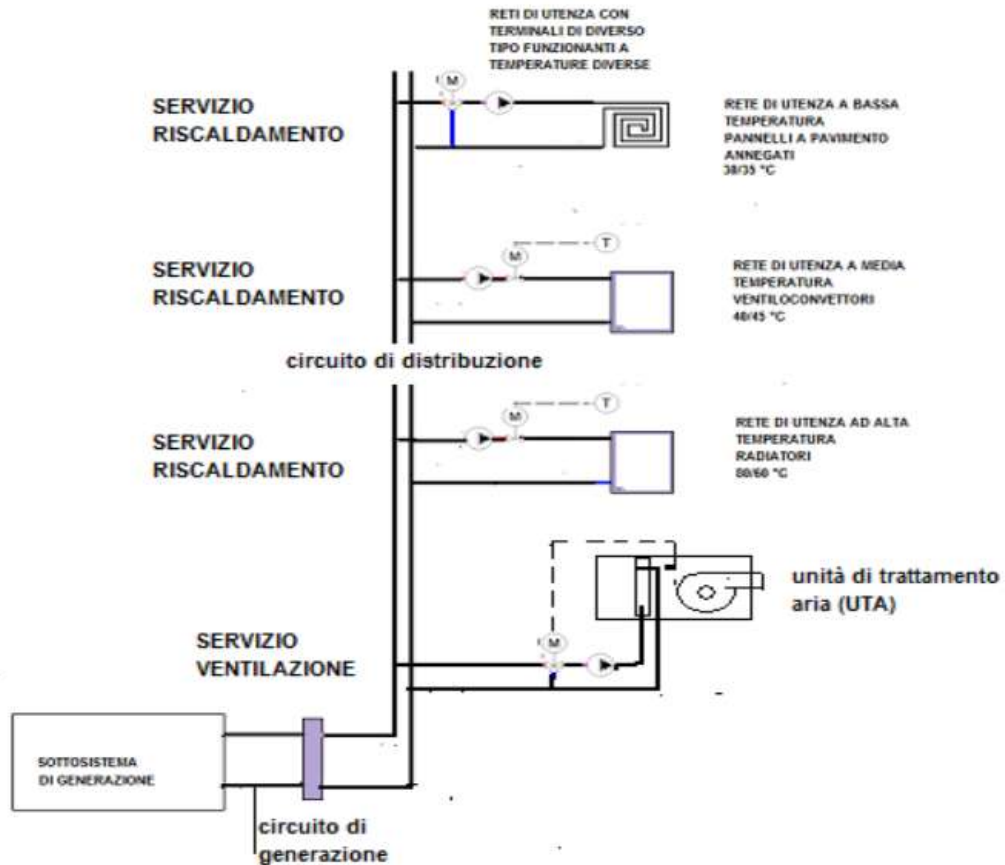


Figura 32: Esempio di impianto termico con reti di utenza a differente temperatura

6.3.10 DETERMINAZIONE DELL'ENERGIA PRIMARIA

Si calcolano le seguenti grandezze, per singolo mese:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \times Q_{gn} \times x = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \times (Q_{int} + Q_{sol,w})$$

Per l'anno:

$$Q_{H,nd,an} = \sum_j Q_{H,nd,j}$$

Il fabbisogno di energia primaria richiesto dal sistema di riscaldamento dell'edificio, energia assorbita dall'impianto di riscaldamento, in un determinato periodo di tempo, $Q_{p,H}$, si determina con la seguente equazione:

$$Q_{p,H} = (Q_{H,nd} - Q_r) + Q_{l,t}$$

dove:

- Q_r è il calore recuperato dai sistemi ausiliari, dai sistemi di riscaldamento e dall'ambiente. E' il calore recuperato dalle apparecchiature ausiliarie, dall'impianto di riscaldamento e di produzione dell'acqua calda e dall'ambiente, incluse le fonti energetiche rinnovabili, quando non è già considerato come riduzione delle dispersioni;
- $Q_{H,nd}$ è il fabbisogno di energia termica utile per il riscaldamento degli spazi, calcolato con la equazione (78);
- $Q_{l,t}$ è il totale delle dispersioni termiche dovute al sistema di riscaldamento. E' il totale delle perdite di calore dell'impianto di riscaldamento, incluse le dispersioni termiche recuperate. Questo termine comprende anche la dispersione termica addizionali dell'edificio dovuta alla distribuzione non uniforme della temperatura negli ambienti ed alla regolazione non ideale della temperatura ambiente, se essa non è già stata presa in considerazione attraverso il valore della temperatura di regolazione.

Le dispersioni termiche totali dovute al sistema di riscaldamento, $Q_{l,t}$, si determinano con la seguente equazione, in Wh:

$$Q_{l,t} = Q_{l,e} + Q_{l,c} + Q_{l,d} + Q_{l,p}$$

dove:

- $Q_{l,e}$ sono le perdite di emissione: sono le dispersioni termiche ag giuntive dovute ad una non uniforme distribuzione della temperatura. Queste perdite comprendono, per esempio, le perdite addizionali attraverso pareti esterne per irraggiamento e convezione tra il radiatore e la superficie dietro il radiatore;
- $Q_{l,rg}$ sono le perdite di regolazione: sono le dispersioni termiche addizionali dovute ad un controllo non ideale del sistema di regolazione e ad una temperatura dell'ambiente non ideale. Queste perdite dipendono dalle caratteristiche del sistema di controllo (accuratezza dei sensori, costante di tempo, scala di proporzionalità, ecc.) e dalle caratteristiche dinamiche del sistema di riscaldamento
- $Q_{l,d}$ sono le perdite di distribuzione: sono le dispersioni termiche dovute al sistema di distribuzione del calore, che non contribuisce al fabbisogno per il riscaldamento. Queste

perdite dipendono dallo schema del circuito di distribuzione del vettore termico, dal suo posizionamento, dal suo isolamento termico e dalla temperatura del vettore termico;

- $Q_{l,gn}$ sono le perdite di generazione : rappresentano le dispersioni termiche del generatore sia quando è in funzione sia quando è spento e la dispersione termica aggiuntiva dovuta ad un controllo non ideale del generatore di calore, che dipende dalle caratteristiche intrinseche del sistema di controllo e dalle caratteristiche dinamiche del sistema di riscaldamento.

6.3.11 FABBISOGNI DI ENERGIA TERMICA UTILE

Ai fini della UNI TS 11300 Parte 2 si considera il fabbisogno di energia termica utile per riscaldamento e ventilazione dell'edificio $Q_{H,nd}$

Tale fabbisogno è utilizzato per i calcoli del fabbisogno di energia primaria.

I fabbisogni di energia termica utile sono calcolati al netto di eventuali apporti quali:

- *apporti da perdite recuperabili delle quali si deve tenere conto secondo quanto specificato nel seguito*
- *contributi da energie rinnovabili o da altri metodi di generazione*

6.3.12 FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA UTILE PER RISCALDAMENTO DELL'EDIFICIO

Il fabbisogno di energia termica utile per riscaldamento dell'edificio è articolato in:

- *Fabbisogno ideale;*
- *Fabbisogno ideale netto ottenuto sottraendo al fabbisogno ideale le perdite recuperate;*
- *Fabbisogno effettivo è il fabbisogno che tiene conto delle perdite di emissione e di regolazione, ossia dell'energia termica che il sottosistema di distribuzione deve immettere negli ambienti.*

Fabbisogno ideale per riscaldamento

Il fabbisogno ideale di energia termica utile dell'involucro edilizio, $Q_{H,nd}$ è il dato fondamentale di ingresso per il calcolo dei fabbisogni di energia primaria. Tale fabbisogno è riferito alla condizione di temperatura dell'aria uniforme in tutto lo spazio riscaldato.

Esso è riferito, inoltre, a funzionamento continuo, cioè al mantenimento di una temperatura interna dell'edificio costante nel tempo. Il fabbisogno ideale di energia termica utile dell'edificio è stato calcolato in precedenza con i metodi forniti dalla norma UNI EN ISO 13790:2008 e dalla norma UNI TS 11300 Parte 1.

Fabbisogno ideale netto per riscaldamento

Dal fabbisogno si devono dedurre eventuali perdite recuperate $Q_{W,lrh}$ dal sistema di acqua calda sanitaria.

Si ha quindi il fabbisogno ideale netto Q'_H

$$Q'_H = Q_{H,nd} - Q_{lrh,W}$$

dove:

$Q_{lrh,W}$ sono le perdite recuperate dal sistema di produzione acqua calda; il termine è

determinato da:

$$Q_{lrh,W} = Q_{lrh,W,d} + Q_{lrh,W,s}$$

dove

- $Q_{lrh,W,d}$ sono le perdite recuperate dal sottosistema di distribuzione dell'acqua calda sanitaria calcolata come somma delle perdite recuperate dalla distribuzione finale delle utenze, dalla rete di ricircolo e circuito primario;
- $Q_{lrh,W,s}$ sono le perdite recuperate dal serbatoio di accumulo esterno nell'impianto di produzione di acqua calda sanitaria..

Fabbisogno effettivo per riscaldamento

Il calcolo, come sin qui descritto, non tiene conto delle perdite determinate dalle caratteristiche dei sottosistemi di emissione e di regolazione, previsti o installati nell'edificio, quali la distribuzione di temperatura non uniforme nello spazio riscaldato, le imperfezioni della regolazione per ritardi od anticipi nella erogazione del calore, il mancato utilizzo di apporti gratuiti.

In definitiva l'energia termica utile effettiva $Q_{H,,r,i}$ che deve essere fornita dal sottosistema di distribuzione all'i-esima zona termica è:

$$Q_{H,,r,i} = Q'_{H,i} + Q_{l,e,i} + Q_{l,rg,i}$$

dove:

- $Q'_{H,i}$ è il fabbisogno ideale netto
- $Q_{l,e,i}$ sono le perdite totali del sottosistema di emissione calcolate come vedremo nel seguito
- $Q_{l,rg,i}$ sono le perdite totali del sottosistema di regolazione calcolate come vedremo nel seguito.

Lo schema di calcolo è riassunto nella seguente figura.

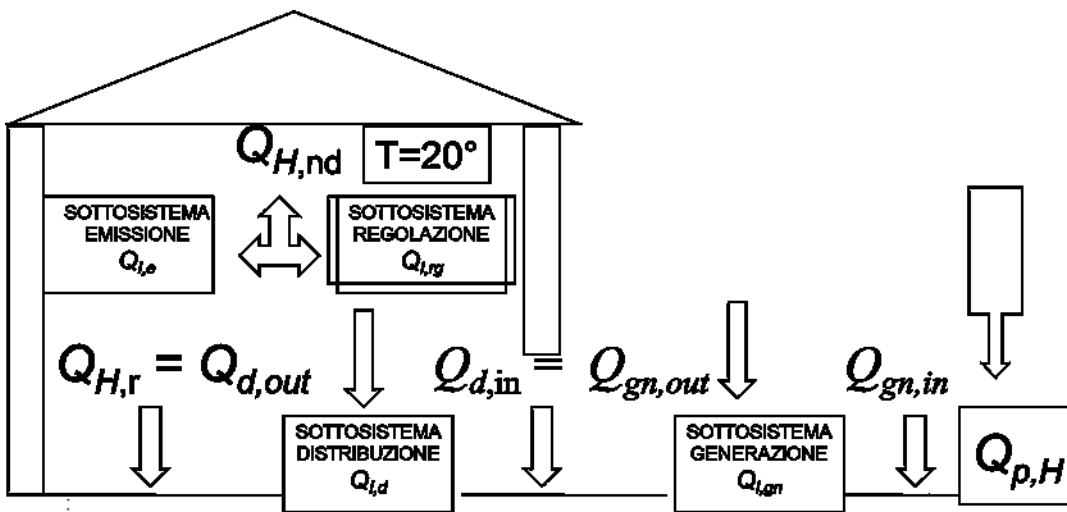


Figura 33: Schema di calcolo dell'energia primaria

6.4 NORMA UNI TR11552 – ABACO DELLE STRUTTURE

Le nuove UNI TS 11300:2014 hanno scorporato l’abaco delle strutture, prima incluso nell’appendice B della UNI TS11300/1 del 2008, che è stato inserito nella nuova norma UNI TR 11552:2014.

In quest’abaco sono riportate numerose strutture di riferimento per pareti verticali, soffitti e pavimenti, già pronte per l’utilizzo nei calcoli.

I programmi di calcolo commerciali aggiornati fanno riferimento anche a quest’abaco per la selezioni dei componenti edilizi.

5.2 Pareti in laterizio pieno

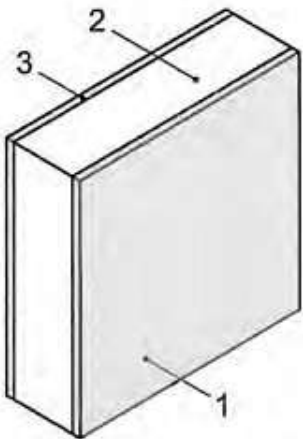
MLP01 - Muratura in Mattoni Pieni [1]						
	Strato	d [cm]	ρ [kg/m ³]	c [J/(kg K)]	λ [W/m K]	R [m ² K/W]
	1 Intonaco interno	2	1400	1000	0,700	-
	2 Mattoni pieni	12-64	1800	1000	0,720	-
	3 Intonaco esterno	2	1800	1000	0,900	-
Descrizione (spessori in cm)	U [W/(m ² K)]		κ_i [kJ/(m ² K)]		Y_{ie} [W/(m ² K)]	
2 - 12 - 2	2,58		67,3		1,639	
2 - 25 - 2	1,76		68,6		0,470	
2 - 38 - 2	1,34		63,1		0,136	
2 - 51 - 2	1,08		61,8		0,039	
2 - 64 - 2	0,90		62,0		0,011	

Figura 34: Esempio di parete in laterizio pieno

Naturalmente l’abaco non contiene tutte le pareti utilizzate in ambito nazionale. Queste dipendono, ovviamente, anche dalle modalità costruttive del luoghi.

Così, ad esempio, in Sicilia si hanno diverse tipologie di pareti a seconda delle province. Ad esempio, a Palermo si costruisce con pareti piene mentre a Catania si costruisce con doppia parete ed intercapedine d’aria che può anche essere utilizzata per l’isolante termico.

Tutti programmi di calcolo contengono opportune routine per il calcolo delle trasmittanze termiche di qualsivoglia tipologie di pareti, pavimenti, soffitti e componenti finestrate.

L’abaco in oggetto faceva prima parte del programma di certificazione energetica dell’Enea, DOCET, che al momento non è più utilizzabile perché non aggiornato alle nuove UNI TS 11300:2014.

I nuovi decreti attuativi della L. 90/13, vedi più avanti, prevedono che il software DOCET sia aggiornato per tenere conto sia delle UNI TS11300:2014 che dei nuovi decreti attuativi stessi.

5.6 Pareti prefabbricate

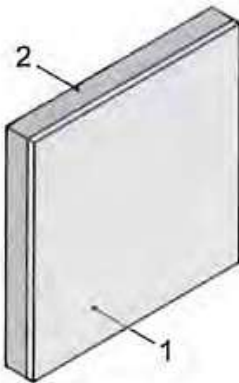
MPF01 - Parete in calcestruzzo (Rif. B)						
	Strato	d [cm]	ρ [kg/m ³]	c [J/(kg K)]	λ [W/m K]	R [m ² K/W]
	1 Intonaco interno	1	1400	1000	0,700	-
	2 Parete in calcestruzzo	10-30	1400	1000	0,580	-
Descrizione (spessori in cm)	U [W/(m ² K)]		κ_i [kJ/(m ² K)]		Y_{ie} [W/(m ² K)]	
1-10	2,80		48,7		2,383	
1-15	2,26		61,4		1,531	
1-20	1,89		65,4		0,960	
1-25	1,63		64,7		0,599	
1-30	1,43		62,5		0,374	

Figura 35: Esempio di pareti prefabbricate

5.5 Pareti a cassa vuota

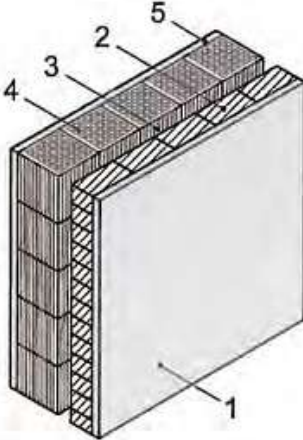
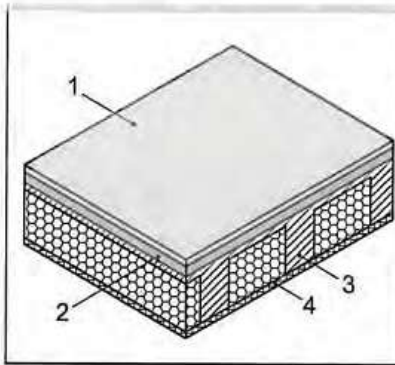
MCV01 - Muratura a cassa vuota in laterizio forato, esempio 1- [1]						
	Strato	d [cm]	ρ [kg/m ³]	c [J/(kg K)]	λ [W/m K]	R [m ² K/W]
	1 Intonaco interno	2	1400	1000	0,700	-
	2 Mattoni forati	8 12	800	1000	-	0,200 ^{a)} 0,310 ^{b)}
	3 Intercapedine d'aria	2,5/30	-	-	-	0,180 ^{b)}
	4 Mattoni forati	12 25	800	1000	-	0,310 ^{a)} 0,890 ^{a)}
	5 Intonaco esterno	2	1800	1000	0,900	-
Descrizione (spessori in cm)	U [W/(m ² K)]		κ_i [kJ/(m ² K)]		Y_{ie} [W/(m ² K)]	
2 - 8 - 2,5/30 - 25 - 2	0,67		52,5		0,127	
2 - 12 - 2,5/30 - 25 - 2	0,62		52,4		0,089	
2 - 8 - 2,5/30 - 12 - 2	1,10		57,9		0,594	
2 - 12 - 2,5/30 - 12 - 2	0,98		57,4		0,417	
a)	Resistenza termica ricavata secondo la norma UNI 10355.					
b)	Resistenza termica ricavata secondo la norma UNI EN ISO 6946.					

Figura 36: Esempio di pareti a cassa vuota

5.7 Solai verso esterno o ambienti non climatizzati o climatizzati a diversa temperatura

SOL01 - Solaio a lastre tralicciate in c.a. con blocchi di alleggerimento in polistirene (solaio prefabbricato tipo "predalles") [3]



Strato	d [cm]	ρ [kg/m ³]	c [J/(kg K)]	λ [W/m K]	R [m ² K/W]
1 Piastrelle in ceramica/porcellana	1,0	2300	840	1,300	-
2 Sottofondo in cls - malta di cemento	4,0	2000	1000	1,400	-
3 Massetto in calcestruzzo allegg.	6,0	1600	1000	1,080	-
4 Solaio a lastre tralicciate in c.a. con PSE (predalles) sp. 4 + 12/22 + 4	20 24 26 28 30	-	-	-	0,347 0,409 0,439 0,470 0,500

Descrizione (spessori in cm)	U [W/(m ² K)]			κ_1 [kJ/(m ² K)]	$Y_{is,sp}$ [W/(m ² K)]
	Fl.ascendente	Fl.discendente	Fl.orizzontale		
1 - 4 - 6 - (4+12+4)	1,73	1,54	1,64		
1 - 4 - 6 - (4+16+4)	1,56	1,41	1,49		
1 - 4 - 6 - (4+18+4)	1,49	1,35	1,43		
1 - 4 - 6 - (4+20+4)	1,42	1,30	1,37		
1 - 4 - 6 - (4+22+4)	1,37	1,25	1,31		

NOTA 1 A titolo esemplificativo si ipotizza una pavimentazione in ceramica/porcellana.
 NOTA 2 Resistenza termica ricavata in accordo alla norma UNI EN ISO 6946 (integrato con calcolo delle trasmissioni lineiche mediante F.E.M.).

Figura 37: Esempio di solaio verso l'esterno

SOL06 - Solaio in calcestruzzo, esempio 1- [3]



Strato	d [cm]	ρ [kg/m ³]	c [J/(kg K)]	λ [W/m K]	R [m ² K/W]
1 Pavimentazione interna - gres	1,5	1700	1000	1,470	-
2 Malta di cemento	3	2000	1000	1,400	-
3 Massetto in calcestruzzo alleggerito	2 6 12	400 900 1400	1000	0,580	-
4 Calcestruzzo armato (getto)	10-30	2400	1000	1,910	-
5 Intonaco esterno	2	1800	1000	0,900	-

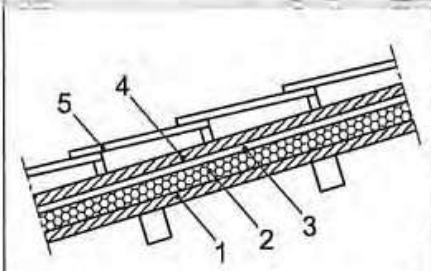
Descrizione (spessori in cm)	U [W/(m ² K)]			κ_1 [kJ/(m ² K)]	$Y_{is,sp}$ [W/(m ² K)]
	Fl.ascendente	Fl.discendente	Fl.orizzontale		
1,5 - 3 - 2 - 10 - 2	3,56	2,85	3,22		
1,5 - 3 - 2 - 20 - 2	3,00	2,48	2,76		
1,5 - 3 - 2 - 30 - 2	2,59	2,20	2,41		
1,5 - 3 - 6 - 10 - 2	2,86	2,38	2,63		
1,5 - 3 - 6 - 20 - 2	2,49	2,12	2,32		
1,5 - 3 - 6 - 30 - 2	2,20	1,91	2,07		
1,5 - 3 - 12 - 10 - 2	2,21	1,91	2,07		
1,5 - 3 - 12 - 20 - 2	1,98	1,74	1,87		
1,5 - 3 - 12 - 30 - 2	1,79	1,59	1,70		

NOTA 1 A titolo esemplificativo si ipotizza una pavimentazione in gres ceramico.

Figura 38: Esempio di solaio in calcestruzzo

5.9 Coperture inclinate

CIN01 – Copertura inclinata in legno, esempio 1 [3]



Strato	d [cm]	ρ [kg/m³]	c [J/(kg K)]	λ [W/m K]	R [m²K/W]
1 Assito in legno	2	550	1600	0,150	-
2 Pannello isolante in polistirolo	2-5	30	1220	0,045	-
3 Intercapedine debolmente ventilata	4-10	--		-	0,080 ^{a)}
4 Assito in legno	2	550	1600	0,150	-
5 Tegole / coppi in laterizio					
Descrizione (spessori in cm)	U [W/(m² K)]		κ _i [kJ/(m² K)]		Y _{te} [W/(m²K)]
2 - 2 - 4/10 - 2	1,01				
2 - 5 - 4/10 - 2	0,60				

a) Resistenza termica ricavata secondo la norma UNI EN ISO 6946.

CIN02 - Copertura inclinata in legno, esempio 2 [3]



Strato	d [cm]	ρ [kg/m³]	c [J/(kg K)]	λ [W/m K]	R [m²K/W]
1 Assito in legno	3	550	1600	0,150	-
2 Pannello isolante in polistirolo	2-5	30	1220	0,045	-
3 Tegole / coppi in laterizio					
Descrizione (spessori in cm)	U [W/(m² K)]		κ _i [kJ/(m² K)]		Y _{te} [W/(m²K)]
3 - 2	1,18				
3 - 5	0,66				

Figura 39: Esempio di coperture a falde

6.5 NUOVA NORMA UNI TS11300/5 – PRESTAZIONI ENERGETICHE DEGLI EDIFICI

Questa nuova norma, ancora non pubblicata ufficialmente, riprende quanto in precedenza è stato fatto con le Raccomandazioni 09/2012 e 14/2013 dal CTI (Comitato Termotecnico Italiano) per il calcolo dell’energia primaria e della quota di energia da fonti rinnovabili.

Viene definito il soggetto **edificio, confine di sistema** (che comprende anche le aree di pertinenza dell’edificio, **confine di valutazione** (relativo al confine per il quale si effettua il bilancio energetico). La figura seguente schematizza i confini sopra definiti.

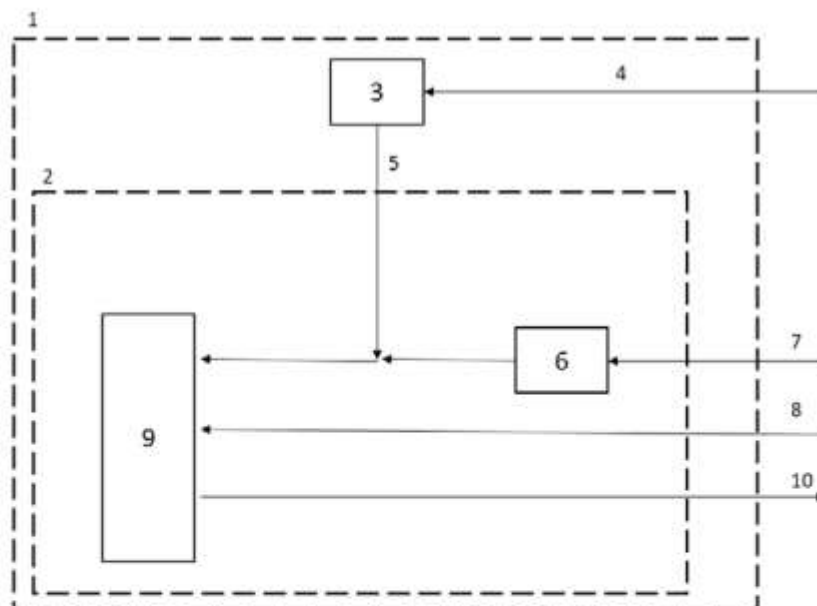
6.5.1 CALCOLO DEL FABBISOGNO ANNUALE DI ENERGIA PRIMARIA GLOBALE

Il fabbisogno di energia primaria è dato dalla somma dei fabbisogni annuali di energia primaria dei servizi considerati. Il fabbisogno viene calcolato per i servizi sia in termini di energia rinnovabile che non rinnovabile totale. In particolare si ha:

$$E_{P,gl,ren} = \sum_k (E_{P,k,ren}) = E_{P,H,ren} + E_{P,C,ren} + E_{P,W,ren} + E_{P,V,ren} + E_{P,L,ren} + E_{P,T,ren} \quad [kWh]$$

$$E_{P,gl,nren} = \sum_k (E_{P,k,nren}) = E_{P,H,nren} + E_{P,C,nren} + E_{P,W,nren} + E_{P,V,nren} + E_{P,L,nren} + E_{P,T,nren} \quad [kWh]$$

$$E_{P,gl,tot} = \sum_k (E_{P,k,tot}) = E_{P,H,tot} + E_{P,C,tot} + E_{P,W,tot} + E_{P,V,tot} + E_{P,L,tot} + E_{P,T,tot} \quad [kWh]$$



Legenda:

- 1 confine del sistema
- 2 confine di valutazione
- 3 sistemi che convertono l'energia da fonti rinnovabili in-situ
- 4 energia da fonti rinnovabili in-situ
- 5 energia prodotta da sistemi di conversione dell'energia da fonti rinnovabili in-situ
- 6 sistemi che convertono l'energia dei vettori energetici ex-situ
- 7 vettori energetici ex-situ che necessitano di conversione
- 8 vettori energetici ex-situ già in forma di energia utile
- 9 fabbisogni di energia finale
- 10 vettori energetici esportati

Figura 40: Confine edificio e confine di valutazione – Vettori energetici consegnati ed esportati

Risulta, inoltre:

$$E_{P,tot} = E_{P,ren} + E_{P,nren}$$

Nel caso di presenza di sistemi comuni a più unità immobiliari i fabbisogni annuali di energia primaria per singolo servizio si suddividono fra le unità immobiliari per tipologia di servizio:

- Climatizzazione invernale;
- Climatizzazione estiva;
- Acqua Calda Sanitaria;
- Ventilazione;
- Illuminazione;
- Trasporto di persone²⁰

In definitiva i fabbisogni energetici dell'edificio sono calcolati secondo le indicazioni della seguente tabella.

²⁰ Per il calcolo dell'energia primaria per il trasporto delle persone (ascensori, nastri trasportatori etc... si sta predisponendo la UNI TS 11300/6 della quale si discuterà nel prossimo paragrafo.

Servizio energetico	1 - Fabbisogno di energia utile ideale (energy need)	2 - Perdite impianto (al netto dei recuperi)	3 - Fabbisogno di energia termica utile in uscita della generazione ^{a)}	4 - Fabbisogno di energia elettrica
Climatizzazione invernale	$Q_{H,nd}$ da UNI/TS 11300-1	$Q_{H,ts,ngn}$ da UNI/TS 11300-2	$Q_{H,gn,out}$ da UNI/TS 11300-2	$Q_{H,aux,el,ngn}$ da UNI/TS 11300-2
Climatizzazione estiva	$Q_{C,nd}$ Da UNI/TS 11300-1	$Q_{C,ts,ngn}$ ^{c)} da UNI/TS 11300-3	$Q_{C,gn,out}$ ^{d)} da UNI/TS 11300-3	$Q_{C,aux,el,ngn}$ ^{e)} da UNI/TS 11300-3
Acqua Calda Sanitaria	$Q_{W,nd}$ ^{f)} Da UNI/TS 11300-2	$Q_{W,ts,ngn}$ ^{g)} da UNI/TS 11300-2	$Q_{W,gn,out}$ da UNI/TS 11300-2	$Q_{W,aux,el,ngn}$ da UNI/TS 11300-2
Ventilazione	-	-	-	$Q_{ve,el}$ Fabbisogno elettrico degli apparecchi di movimentazione dell'aria per il rinnovo dell'aria negli ambienti UNI/TS 11300-2 Appendice C
Illuminazione	-	-	-	$Q_{il,el}$ Fabbisogno elettrico degli apparecchi luminosi per l'illuminazione artificiale degli ambienti UNI/TS 11300-2 Appendice D
Trasporto di persone	-	-	-	E_r Fabbisogno elettrico degli impianti atti a soddisfare tale servizio UNI/TS 11300-6
a) comprese le perdite dell'eventuale accumulo c) $Q_{C,ts,ngn}$ si ottiene dalla formula 3 della UNI/TS 11300-3 escludendo il termine $Q_{C,nd,k}$ d) $Q_{C,gn,out}$ equivale al termine ($Q_{Cr,k,x} + Q_{v,k,x}$) di cui alla formula 1 della UNI/TS 11300-3 e) $Q_{C,aux,el,ngn}$ equivale alla formula 9 della UNI/TS 11300-3 escludendo gli ausiliari elettrici della generazione f) $Q_{W,nd}$ equivale al termine $Q_{h,w}$ utilizzato nella UNI/TS 11300-2 g) perdite di erogazione, distribuzione e accumulo della UNI/TS 11300-2				

Tabella 10: Fabbisogni energetici dell'edificio

6.5.2 GENERATORI PER LA PRODUZIONE DELL'ENERGIA TERMICA

L'energia termica utile netta richiesta in uscita dai generatori (inclusi generatori) si calcola deducendo il contributo da energia termica utile rinnovabile *on site* attribuito al k.mo servizio dal fabbisogno mensile, $Q_{k,i,in,i,m}$, del servizio energetico oggetto di calcolo:

$$Q_{k,i,gnout,net,m} = Q_{k,i,in,i,m} - Q_{k,del,os,m}$$

ove:

- $Q_{k,i,in,i,m}$ è l'energia termica utile richiesta mensilmente per il vettore *i*;
- $Q_{k,del,os,m}$ è l'energia termica utile fornita mensilmente da fonte rinnovabile *on site*.

Analogo discorso può farsi per i generatori elettrici.

6.5.3 CALCOLO DELLA QUOTA DI ENERGIA DA FER

Il calcolo della quota di energia da fonti rinnovabili può essere riferito a:

- Un solo servizio energetico dell'edificio (ad esempio per ACS);
- Più servizi energetici dell'edificio (riscaldamento, climatizzazione estiva e ACS).

La quota di energia da FER per i *k* servizi energetici considerati si calcola con la relazione:

$$QR = \frac{\sum_k E_{P,ren,k}}{\sum_k E_{P,tot,k}}$$

ove si ha:

- $\sum_k E_{P,ren,k}$ energia primaria rinnovabile del *k*.mo servizio energetico calcolata tenendo conto dei fattori di energia primaria rinnovabile, $f_{p,ren,i}$ per ciascun vettore energetico;

- $\sum_k E_{P,tot,k}$ energia primaria totale del k.mo servizio energetico calcolata tenendo conto dei fattori di energia primaria rinnovabile, $f_{P,tot,i}$ per ciascun vettore energetico.

Quest'impostazione riprende quanto prima indicato dalle raccomandazioni del CTI 09/12 e 14/13. I fattori di energia primaria, f_p , sono riportati nella tabella della R14/13 e saranno aggiornati nei nuovi decreti attuativi della L. 90/13 (vedi nel prosieguo).

6.6 NUOVA NORMA UNI TS11300/6 – DETERMINAZIONE DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PER ASCENSORI

Questa norma indica come calcolare i fabbisogni di energia per ascensori, scale mobili e marciapiedi mobili a servizio dell'edificio. In particolare la specifica tecnica si applica alle seguenti tipologie di edificio:

- Edificio residenziale;
- Albergo;
- Ufficio;
- Ospedale;
- Edificio per attività scolastiche e ricreative;
- Centro commerciale,
- Edificio per attività sportive;
- Edificio per attività industriali ed artigianali;
- Edificio per trasporto pubblico (stazione, aeroporto, ...)

Questa norma si riferisce alla UNI EN ISO 25751-1 Parte 1 e Parte 2.

Le tipologie di ascensori sono quelle riportati nella seguente tabella.

Categoria d'uso	1A	2A	3A	4A	5A	6A	7A
Tipologia e uso dell'edificio	edifici fino a 4 unità immobiliari, che possono essere: - residenziali (365) - uffici con ridotta operatività verso il pubblico (260) stazioni ferroviarie secondarie suburbane (365)	edifici fino a 10 unità immobiliari, che possono essere: - residenziali (365) - uffici con ridotta operatività verso il pubblico (260) residenze per anziani, case famiglia, ecc. fino a 10 camere (365) stazioni ferroviarie suburbane (365)	edifici fino a 20 unità immobiliari, che possono essere: - residenziali (365) - uffici con media operatività verso il pubblico (260) uffici fino a 4 piani di un'unica società con ridotta operatività verso il pubblico residenze per anziani, case famiglia, ecc. fino a 30 camere (365) edifici scolastici e biblioteche (260) stazioni ferroviarie principali (360)	edifici fino a 30 unità immobiliari, che possono essere: - residenziali (365) - uffici con media operatività verso il pubblico (260) uffici fino a 6 piani di un'unica società con ridotta operatività verso il pubblico (260) uffici fino a 4 piani di più società con operatività verso il pubblico (260) alberghi fino a 20 camere (360) parcheggi (365) edifici per attività ricreative (360)	edifici fino a 50 unità residenziali (365) uffici fino a 10 piani (260) alberghi fino a 40 camere (360) piccoli ospedali (365) aeroporti (365) università (260) centri commerciali (365)	edifici con più di 50 unità residenziali (365) uffici con più di 10 piani (260) alberghi con più di 40 camere (360) ospedali (365)	uffici in edifici con più di 100 m di altezza (260)
Frequenza d'uso	Molto bassa	Bassa	Medio-bassa	Media	Medio-alta	Alta	Molto alta
Range di corse giornaliere	≤ 25	> 25; ≤ 50	> 50; ≤ 100	> 100; ≤ 200	> 200; ≤ 500	> 500; ≤ 1000	> 1000
Numero medio di corse giornaliere (c_g)	15	35	75	130	300	750	1500
Velocità tipica	0,63 m/s	0,63 m/s	da 0,63 m/s a 1 m/s	1,00 m/s	1,60 m/s	2,50 m/s	5,00 m/s
I numeri tra parentesi sono il numero tipico di giorni di servizio nell'anno							

Tabella 11: Tipologia di ascensori

Il fabbisogno giornaliero di un ascensore è calcolato in funzione del numero di corse giornaliere e dell'energia per ciascuna corsa.

Per i montascale e piattaforme elevatrici si ha la tipologia indicata nella seguente tabella.

Anche per questi impianti il calcolo dell'energia media giornaliera si effettua in funzione dell'energia media per singola corsa.

Categoria d'uso	1H	2H	3H	4H
Tipologia e uso dell'edificio	Edificio monofamiliare o servizio di accessibilità pubblica in negozi o enti pubblici	Edificio plurifamiliare o servizio di accessibilità pubblica in uffici o centri commerciali, stazioni e aeroporti	Casa di riposo per anziani e/o accessibilità pubblica in uffici e aziende sanitarie	Casa di riposo per anziani e/o accessibilità pubblica in uffici e aziende sanitarie specifiche per disabili
Frequenza d'uso	Molto bassa	Bassa	Medio-bassa	Media
Numero medio di corse giornaliere (c_d)	5	8	15	20
Velocità massima ammessa	0,15 m/s			

Tabella 12; Tipologia di impianti per tipologia di edifici

Per i marciapiedi mobili vale la classificazione riportata nella seguente tabella.

Tipologia di installazione	Valore medio del numero di passeggeri al giorno (N)
Negozi, musei, biblioteche, luoghi di ricreazione	3 000
Grandi magazzini, centri commerciali, aeroporti di media dimensione, stazioni per treni regionali, stazioni metropolitane con traffico basso, percorsi pedonali meccanizzati	10 000
Aeroporti di grande dimensione, stazioni ferroviarie principali, stazioni metropolitane con traffico medio	15 000
Stazioni metropolitane con traffico intenso	20 000

Tabella 13: Condizioni di utilizzo di scale e marciapiedi mobili

Il calcolo dell'energia media giornaliera si effettua tenendo conto dei tempi medi di attesa e dei tempi di avviamento automatico.

Per i dettagli di calcolo si rimanda al testo della norma UNI TS 11300/6.

7. DM 26/06/2015 - NUOVE NORME SULLA PRESTAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI

7.1 INTRODUZIONE ALLE NUOVE PROBLEMATICHE

La L. 90/2013 di accettazione della direttiva 2010/31/CE indica la riproposizione dei nuovi decreti attuativi per il calcolo delle prestazioni energetiche degli edifici e per le nuove Linee Guida per l'Attestato di Prestazione Energetica (APE). Il decreto per le nuove Linee Guida richiama due nuovi decreti, uno per la definizione dei **requisiti minimi** ed uno per la preparazione dell'APE. Tali decreti sono stati emanati con il DM 26/06/2015 che entrerà in vigore il giorno 01/10/2015.

Rispetto ai precedenti DPR 59/09 e DM 06/09 questi nuovi decreti modificano sostanzialmente le procedure di calcolo ed introducono anche nuovi concetti che influenzeranno le procedure di calcolo delle prestazioni energetiche e la progettazione degli edifici a quasi zero energia (EQZE).

In particolare si introduce il concetto di **edificio di riferimento** come edificio ideale avente la stessa geometria dell'edificio reale ma con caratteristiche termofisiche (valori delle trasmittanze delle pareti opache e finestrate) stabilite per decreto in funzione delle zone climatiche e dell'anno. A tale edificio di riferimento si attribuiscono comportamenti virtuosi ai quali gli edifici reali debbono avvicinarsi e con i quali, in ogni caso, debbono confrontarsi.

Inoltre anche gli impianti fanno la loro parte definendo i nuovi decreti efficienze nominali dei componenti di riferimento (caldaie, pompe di calore, ...) rispetto alle quali l'edificio reale potrà avere valori migliorativi.

Cambia anche lo schema grafico per l'APE e si introduce l'obbligo di valutare tutto il comportamento energetico dell'edificio mediante l' $EP_{gl,tot}$ (*Indice di Prestazione Energetica globale*) che tiene conto di $EP_{H,nd}$, $EP_{C,nd}$, EP_w , EP_v , EP_L (efficienza energetica, invernale, estiva, per ACS, di ventilazione e di illuminazione).

I nuovi decreti ridefiniscono anche le procedure progettuali per gli EQZE proponendo ancor più la sinergia con l'utilizzo di impianti ad alte prestazione e, soprattutto, con l'integrazione di *Fonti Energetiche Rinnovabili (FER)* secondo quanto indicato dal D.Lgs. 28/2011.

7.2 LA TRANSIZIONE VERSO LE NUOVE PROCEDURE DI VALUTAZIONE ENERGETICHE DEGLI EDIFICI

Con le procedure indicate nel DPR 59/09 e nelle Linee Guida Nazionali del DM 26/06/09 le verifiche energetiche sono effettuate sull'edificio reale per il quale sono indicati limiti per i valori delle trasmittanze dei componenti opachi e vetrati e per l'indice EP_{Cv} , EP_w e EP_{CE} in funzione del rapporto architettonico S/V e della zona climatica. La classificazione energetica è effettuato costruendo una scala energetica locale utilizzando l' $EP_{C.Lim.192}$ del 2010 quale valore limite fra la classe C e D.

L'Art. 4 della L. 90/2013 indica le modificazioni all'articolo 4 del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192/05. In particolare all'articolo 4 del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, sono apportate le seguenti modificazioni:

a) *il comma 1 è sostituito dal seguente:*

- *1. Con uno o più decreti del Ministro dello sviluppo economico, di concerto con il Ministro dell'ambiente e della tutela del territorio e del mare, il Ministro delle infrastrutture e dei trasporti e, per i profili di competenza, con il Ministro della salute e con il Ministro della difesa, acquisita l'intesa con la Conferenza unificata, sono definiti:*

b) *l'applicazione di prescrizioni e requisiti minimi, aggiornati ogni cinque anni, in materia di prestazioni energetiche degli edifici e unità immobiliari, siano essi di nuova costruzione, oggetto di ristrutturazioni importanti o di riqualificazioni energetiche, sulla base dell'applicazione della metodologia comparativa di cui all'articolo 5 della direttiva 2010/31/UE*

- *2. in caso di nuova costruzione e di ristrutturazione importante, i requisiti sono determinati con l'utilizzo dell'edificio di riferimento, in funzione della tipologia edilizia e delle fasce climatiche;*

Le nuove procedure, così come richiesto dalla direttiva 2010/31/CE (EPBD recast) e recepito nella L. 90/2013, introducono una metodologia di calcolo che fa uso dell'edificio di riferimento.

7.2.1 EDIFICIO DI RIFERIMENTO

L'edificio di riferimento è un edificio ideale che si presuppone abbia le caratteristiche energetiche ottimali alle quali riferire, per confronto, l'edificio reale. Già il protocollo LEED definisce un edificio di riferimento secondo il protocollo il *Building Performance Rating* dell'Appendice G dell'ASHRAE 90.1-2007.

I nuovi decreti attuativi, secondo quanto indicato dalla L.90/2013, introduce l'edificio di riferimento ai fini sia del calcolo dei consumi energetiche che della classificazione energetica.

Questo è un edificio ideale che ha la stessa geometria (forma, superfici calpestabili, superfici degli elementi disperdenti) ubicazione ed orientamento dell'edificio reale ma avente caratteristiche termofisiche e parametri energetici predeterminati in funzione della zona climatica e del periodo considerato (2015-2018 e 2019-2021). Con edificio di riferimento si intende quindi un edificio avente un fabbricato di riferimento e degli impianti tecnici di riferimento.

In pratica tutti i calcoli sulle prestazioni energetiche degli edifici e sulla classificazione energetica passano attraverso un confronto fra le caratteristiche termofisiche dell'edificio reale e quelle dell'edificio di riferimento, considerate come caratteristiche di riferimento relative all'edificio reale considerato. I requisiti minimi di prestazione energetica tengono conto del livello ottimale di prestazione energetica determinato per ciascun edificio di riferimento.



Figura 41: Edificio reale ed edificio di riferimento di pari geometria

Questo Regolamento integra la direttiva 2010/31/UE del Parlamento europeo e del Consiglio sulla prestazione energetica nell'edilizia istituendo un quadro metodologico comparativo per il calcolo dei livelli ottimali in funzione dei costi per i requisiti minimi di prestazione energetica degli edifici e degli elementi edilizi. Più precisamente le fasi sono:

1. *definizione degli edifici di riferimento*
2. *identificazione delle misure di efficienza energetica, delle misure basate sull'energia da fonti rinnovabili e/o dei pacchetti e varianti di tali misure per ciascun edificio di riferimento*
3. *calcolo del fabbisogno di energia primaria derivante dall'applicazione delle misure e dei pacchetti di misure a un edificio di riferimento*
4. *calcolo del costo globale in termini di valore attuale netto per ciascun edificio di riferimento*
5. *svolgimento di un'analisi di sensibilità per i dati di costo per i calcoli che includono i prezzi dell'energia*
6. *derivazione di un livello ottimale in funzione dei costi della prestazione energetica per ciascun edificio di riferimento.*

La nuova normativa che si esporrà in questo capitolo segue le fasi sopra indicate.

7.3 IL DECRETO SUI REQUISITI MINIMI DEGLI EDIFICI

Vediamo più in dettaglio l'organizzazione dei nuovi decreti attuati della L. 90/2013.

7.3.1 DEFINIZIONE DI EDIFICI A QUASI ZERO ENERGIA

In base al nuovo decreto sui **requisiti minimi degli edifici** (che sostituisce il DPR 59/09) sono "edifici a energia quasi zero" tutti gli edifici, siano essi di nuova costruzione o esistenti, per cui sono contemporaneamente rispettati:

- *tutti i requisiti previsti dal decreto dei requisiti minimi (**Criteri generali e requisiti delle prestazioni energetiche degli edifici**), determinati con i valori vigenti dal 1° gennaio 2019 per gli edifici pubblici e dal 1° gennaio 2021 per tutti gli altri edifici;*
- *gli obblighi di integrazione delle fonti rinnovabili nel rispetto dei principi minimi di cui all'Allegato 3, paragrafo 1, lettera c), del decreto legislativo 3 marzo 2011, n. 28 (Decreto sulle FER).*

Valgono le seguenti definizioni:

verifica del rispetto delle seguenti condizioni con riferimento ai parametri, indici e rendimenti definiti alla precedente lettera a):

- il parametro H'_T (vedi definizione nel prosieguo) risulti inferiore al pertinente valore limite riportato nella Tabella 20, ripresa dall'Appendice A;
- il parametro $A_{sol,est}/A_{sup\ utile}$, determinato in base a quanto previsto dal decreto sui requisiti minimi, risulti inferiore al corrispondente valore limite riportato nella Tabella 21 dello stesso decreto rispettivamente per gli edifici della categoria E.1, e per gli edifici di tutte le altre categorie.

7.3.2 NUOVA CLASSIFICAZIONE DEGLI EDIFICI

Gli edifici sono classificati, in base alla loro destinazione d'uso, nelle categorie di cui alla Tabella seguente:

E.1 Edifici di tutte le tipologie adibiti a residenza e assimilabili:
E.1 (1) abitazioni adibite a residenza con un massimo di quattro unità abitative
E.1 (2) abitazioni adibite a residenza con più di quattro unità abitative
E.2 Edifici adibiti a residenze collettive, a uffici e assimilabili:
E.2 (1) edifici adibiti ad albergo, pensione e attività similari
E.2 (2) collegi, conventi, case di pena, caserme
E.2 (3) uffici pubblici o privati, indipendenti o contigui a costruzioni adibite anche ad attività industriali o artigianali, purché siano da tali costruzioni scorporabili agli effetti dell'isolamento termico
E.3 Edifici adibiti a ospedali, cliniche o case di cura e assimilabili:
Ivi compresi quelli adibiti a ricovero o cura di minori o anziani nonché le strutture protette per l'assistenza ed il recupero dei tossico-dipendenti e di altri soggetti affidati a servizi sociali pubblici
E.4 Edifici adibiti ad attività ricreative, associative o di culto e assimilabili:
E.4 (1) quali cinema e teatri, sale di riunione per congressi
E.4 (2) quali mostre, musei e biblioteche, luoghi di culto
E.4 (3) quali bar, ristoranti, sale da ballo
E.5 Edifici adibiti ad attività commerciali e assimilabili:
Quali negozi, magazzini di vendita all'ingrosso o al minuto, supermercati, esposizioni
E.6 Edifici adibiti ad attività sportive:
E.6 (1) piscine, saune e assimilabili
E.6 (2) palestre e assimilabili
E.6 (3) servizi di supporto alle attività sportive
E.7 Edifici adibiti ad attività scolastiche a tutti i livelli e assimilabili
E.8 Edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili

Tabella 14: Classificazione degli edifici in base alla destinazione d'uso

Qualora un edificio sia costituito da parti individuabili come appartenenti a categorie diverse, ai fini del calcolo della prestazione energetica, le stesse devono essere considerate

separatamente, ciascuna nella categoria che le compete. Ove non fosse tecnicamente possibile trattare separatamente le diverse zone termiche, l'edificio è valutato e classificato in base alla destinazione d'uso prevalente in termini di volume climatizzato.

7.3.3 INDICI DI PRESTAZIONE ENERGETICA

Il nuovo decreto, detto dei **requisiti minimi**, richiede che gli indici $EP_{H,nd}$, $EP_{C,nd}$ e $EP_{gl,tot}$ risultino inferiori ai valori dei corrispondenti indici limite calcolati per l'*edificio di riferimento* ($EP_{H,nd,limite}$, $EP_{C,nd,limite}$ e $EP_{gl,tot,limite}$), come definito dal decreto legislativo e per il quale i parametri energetici, le caratteristiche termiche e di generazione sono dati nelle pertinenti tabelle, come indicato nel prosieguo. In particolare oltre agli indici di prestazione energetica sopra indicati dovranno essere presi in considerazione gli indici EP_w per la produzione di acqua calda sanitaria (ACS), EP_L per l'illuminazione degli ambienti, EP_V per la ventilazione degli ambienti.

Si osservi come il nuovo decreto tenga conto anche dell'energia per la ventilazione, qualora presente. In realtà l'effetto della ventilazione è presente a partire dalle zone climatiche oltre la C e per edifici non residenziali per i quali sia richiesto un ricambio fisiologico diverso da 0.3-0.5 ric./orari.

In effetti per zone climatiche rigide è richiesto l'utilizzo di recuperatori di calore in grado di recuperare almeno il 50% del calore di ventilazione. Per le zone climatiche A e B questo recupero non è richiesto.

Infine si richiede di valutare anche il contributo energetico dovuto all'illuminazione, EP_L , secondo la norma UNI EN 15193 – “*Prestazione energetica degli edifici - Requisiti energetici per illuminazione*”.

Viene, pertanto, definito un indice di prestazione globale EP_{gl} dato da:

$$EP_{gl} = EP_H + EP_w + EP_V + EP_C + EP_L$$

Espresso sempre in kWh/(m².anno). La comparazione con i valori limiti non avverrà più attraverso le tabelle sopra riportate ma con l' EP_{gl} di *edifici di riferimento ideali* costituiti da edifici aventi la stessa geometria degli edifici da valutare ma con elementi disperdenti (pareti verticali, pavimenti, soffitto, porte e finestre) aventi trasmittanze indicate dai futuri regolamenti.

In caso di nuova costruzione e di ristrutturazione importante²¹, i requisiti minimi sono determinati con l'utilizzo dell'*edificio di riferimento*, in funzione della tipologia edilizia e delle fasce climatiche.

Pertanto il nuovo sistema di verifica degli interventi *non si basa più su classi ed indici predefiniti*, ma su valori di volta in volta definiti in relazione alle caratteristiche dell'edificio che si sta progettando tramite l'edificio di riferimento.

L'edificio di riferimento deve avere caratteristiche costruttive che, ad esempio, si presumono²² date dalle seguenti tabelle:

Zona climatica	U (W/m ² K)	
	2015	2019/2021
A e B	0,45	0,38
C	0,38	0,32
D	0,34	0,28
E	0,30	0,24

²¹ La ristrutturazione importante si ha quando è interessata almeno il 25% della superficie utile del pavimento.

²² Le tabelle presentate sono desunte da informazioni ufficiose e pertanto hanno soltanto valore indicativo. I valori definitivi ed ufficiali potranno essere desunte dai decreti attuati della L. 90/2013 non appena saranno pubblicati.

F	0,28	0,22
---	------	------

Tabella 15: Trasmittanze termiche per strutture verticali opache dell'edificio di riferimento

Zona climatica	U (W/m ² K)	
	2015	2019/2021
A e B	0,38	0,34
C	0,36	0,34
D	0,30	0,24
E	0,25	0,22
F	0,23	0,20

Tabella 16: Trasmittanze termiche per strutture orizzontali opache verso l'esterno dell'edificio di riferimento

Zona climatica	U (W/m ² K)	
	2015	2019/2021
A e B	0,46	0,42
C	0,40	0,36
D	0,32	0,28
E	0,30	0,26
F	0,28	0,24

Tabella 17: Trasmittanze termiche per strutture orizzontali opache verso il terreno dell'edificio di riferimento

Zona climatica	U (W/m ² K)	
	2015	2019/2021
A e B	3,20	3,00
C	2,40	2,20
D	2,00	1,80
E	1,80	1,40
F	1,50	1,10

Tabella 18: Trasmittanze termiche per strutture verticali trasparenti dell'edificio di riferimento

Zona climatica	U (W/m ² K)	
	2015	2019/2021
Tutte le zone	0,8	0,8

Tabella 19: Trasmittanze termiche per strutture opache di separazione tra edifici

Pertanto la verifica degli indici prestazionali passa attraverso il calcolo delle prestazioni termiche dell'edificio di riferimento.

7.3.4 VERIFICA DEL COEFFICIENTE MEDIO GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO

Per l'edificio da verificare è definito anche un nuovo *coefficiente medio globale di scambio termico*, H'_T , dato dalla relazione:

$$H'_T = \frac{H_{tr,adj}}{\sum_k A_k}$$

ove:

$H_{tr,adj}$ è il coefficiente globale di scambio termico per trasmissione dell'involucro definito dalla UNI TS 11300/1, espresso in W/K;

A_k è la superficie del k.mo componente (opaco e/o trasparente) costituente l'involucro, m².

Il valore di H'_T dovrà essere inferiore al valore massimo ammissibile riportato in tabella seguente²³ in funzione della zona climatica e del rapporto S/V.

RAPPORTO DI FORMA (S/V) (Tipologia Edilizia)	Zona climatica				
	A e B	C	D	E	F
$S/V \geq 0,7$	0,58	0,55	0,53	0,50	0,48
$0,7 > S/V \geq 0,4^{(*)}$	0,63	0,60	0,58	0,55	0,53
$0,4 > S/V$	0,80	0,80	0,80	0,75	0,70
Ampliamenti e ristrutturazioni importanti di secondo livello per tutte le tipologie edilizie	0,73	0,70	0,68	0,65	0,62

Tabella 20: Valore massimo ammissibile del coefficiente medio globale di scambio termico H'_T (W/(m²K))

Per valori intermedi ai valori estremi si effettua l'interpolazione lineare.

7.3.5 VERIFICA DEL VALORE MASSIMO DEL RAPPORTO FRA L'AREA EQUIVALENTE ESTIVA E LA SUPERFICIE UTILE

L'area equivalente estiva $A_{sol,est}$ dell'edificio è definita come la sommatoria delle aree equivalenti estive (in m²) di ogni componente vetrato k:

$$A_{sol,est} = \sum_k F_{sh,ob} \cdot g_{gl+sh} \cdot (1 - F_F) \cdot A_{w,p} \cdot F_{sol,est}$$

dove:

$F_{sh,ob}$ è il fattore di riduzione per ombreggiatura relativo ad elementi esterni per l'area di captazione solare effettiva della superficie vetrata k-esima;

g_{gl+sh} è la trasmittanza²⁴ di energia solare totale della finestra, quando la schermatura solare è utilizzata (nota: il valore di g_{gl} è assunto pari a $g_{gl,n} \times 0,9$);

F_F è la frazione di area relativa al telaio, rapporto tra l'area proiettata del telaio e l'area proiettata totale del componente finestrato;

$A_{w,p}$ è l'area proiettata totale del componente vetrato (area del vano finestra);

$F_{sol,est}$ è il fattore di correzione per l'irraggiamento incidente, ricavato come rapporto tra l'irradianza media nel mese di luglio sull'esposizione considerata, e l'irradianza media annuale di Roma sul piano orizzontale.

Il valore di $A_{sol,est}$ rapportato all'area della superficie utile deve essere inferiore al valore massimo ammissibile riportato in tabella seguente:

²³ Valori ufficiosi che possono essere modificati con la pubblicazione dei decreti finali di attuazione della L. 90/2013.

²⁴ Nella UNI TS 11300 si parla di valore di "Trasmittanza di energia solare totale g_{gl} " degli elementi vetrati (punto 14.3.1) e si dice che può essere ricavato moltiplicando il "valore di trasmittanza di energia solare totale per incidenza normale $g_{gl,n}$ " per un fattore di esposizione F_w assunto pari a 0,9. Viene anche detto che questo valore di trasmittanza di energia solare totale per incidenza normale $g_{gl,n}$ può essere determinato secondo la UNI EN 410 ed è il cosiddetto "valore g", detto anche "fattore solare", o "trasmissione di energia solare diretta", che esprime in percentuale la radiazione solare che effettivamente riesce ad attraversare il vetro (considerando l'intero spettro di emissione del sole) e che è cruciale per i guadagni passivi solari. Il valore g non va confuso con il valore "TL di trasmissione luminosa" che esprime in percentuale quanta luce attraversa effettivamente il vetro (considerando solo la parte visibile dello spettro solare). Normalmente i produttori di vetri più organizzati forniscono questi dati e i produttori di serramenti più "trasparenti" mettono a disposizione tutta la documentazione tecnica dei vari tipi di vetro che installano sui loro serramenti. La stessa UNI TS 11300 poco oltre nel prospetto 13 fornisce alcuni valori del valore g di alcuni tipi di vetro (vetro singolo, doppio vetro normale, doppio vetro basso emissivo, etc.). In conclusione per la UNI TS 11300 bisogna moltiplicare il valore g che troviamo nei dépliant per 0,9 per ottenere il valore g_{gl} da inserire nelle formule per il calcolo degli apporti solari Q_{sol} .

Categoria edificio	Tutte le zone climatiche
Residenziale (E1)	$\leq 0,030$
Non Residenziale (Tutte le categorie escluso E1)	$\leq 0,040$

Tabella 21: Valore massimo ammissibile del rapporto tra area solare equivalente estiva dei componenti finestrati e l'area della superficie utile $A_{sol,est}/A_{sup\ utile}$

Si osserva come il limite sopra indicato influenza la progettazione architettonica e in particolare pone l'attenzione all'utilizzo di una superficie vetrata non eccessiva al fine di evitare i surriscaldamenti ambientali (sia invernali che estivi).

La metodologia sopra indicata cerca di limitare l'utilizzo di superfici vetrate oltre i valori limiti indicati nella Tabella 21.

Le norma ASHRAE, sopra richiamata per il protocollo LEED, stabilisce che se la percentuale di superficie vetrata rispetto a quella di ciascuna facciata è inferiore al 40% tale valore resta inalterato. Se invece supera il 40% della superficie lorda opaca allora l'edificio di riferimento assume la percentuale del 40% fissa.

Il metodo indicato dal decreto sui requisiti minimi è più articolato poiché fa riferimento all'area solare equivalente estiva calcolata con la relazione sopra indicata.

7.4 PARAMETRI RELATIVI AGLI IMPIANTI TECNICI

Come già accennato, anche le tipologie di impianto definiscono un comportamento virtuoso degli edifici di riferimento.

Si riportano i parametri relativi agli **impianti tecnici di riferimento** e la metodologia per la determinazione dell'energia primaria totale per ciascun servizio energetico considerato.

In assenza del servizio energetico nell'edificio reale non si considera il fabbisogno di energia primaria per quel servizio. *L'edificio di riferimento si considera dotato degli stessi impianti di produzione di energia elettrica dell'edificio reale.*

1. SERVIZI DI CLIMATIZZAZIONE INVERNALE, CLIMATIZZAZIONE ESTIVA, ACQUA CALDA SANITARIA E PRODUZIONE DI ENERGIA ELETTRICA IN SITU

I fabbisogni di energia primaria E_p e i fabbisogni di energia termica utile $Q_{H,nd}$ e $Q_{C,nd}$ dell'edificio di riferimento sono calcolati secondo la normativa tecnica di cui all'art. 3 del decreto tenendo conto dei parametri di seguito specificati e dei fattori di conversione in energia primaria definiti nell'Allegato 1 del decreto sui minimi energetici (vedi Tabella 23). il fattore di conversione in energia primaria totale $f_{p,tot}$ è pari a:

$$f_{p,tot} = f_{p,nren} + f_{p,ren}$$

dove:

$f_{p,nren}$: *fattore di conversione in energia primaria non rinnovabile*

$f_{p,ren}$: *fattore di conversione in energia primaria rinnovabile*

Per i servizi di climatizzazione invernale (H) e climatizzazione estiva (C) si utilizzano i parametri del fabbricato di riferimento. Per il servizio di acqua calda sanitaria (W) il fabbisogno di energia termica utile $Q_{W,nd}$ è pari a quello dell'edificio reale. Le efficienze medie η_u del complesso dei sottosistemi di utilizzazione (emissione/erogazione, regolazione, distribuzione e dell'eventuale accumulo) sono definite in tabella seguente. Le efficienze medie dei sottosistemi di generazione sono definite nella Tabella seguente.

Efficienza dei sottosistemi di utilizzazione η_u:	H	C	W
Distribuzione idronica	0,81	0,81	0,70
Distribuzione aeraulica	0,83	0,83	-
Distribuzione mista	0,82	0,82	-

Tabella 22: Efficienze medie η_u dei sottosistemi di utilizzazione dell'edificio di riferimento per i servizi di H, C, W

Vettore energetico	$f_{P,nren}$	$f_{P,ren}$	$f_{P,tot}$
Gas naturale ⁽¹⁾	1,05	0	1,05
GPL	1,05	0	1,05
Gasolio e Olio combustibile	1,07	0	1,07
Carbone	1,10	0	1,10
Biomasse solide ⁽²⁾	0,20	0,80	1,00
Biomasse liquide e gassose ⁽²⁾	0,40	0,60	1,00
Energia elettrica da rete ⁽³⁾	1,95	0,47	2,42
Teleriscaldamento ⁽⁴⁾	1,5	0	1,5
Rifiuti solidi urbani	0,2	0,0	0,2
Teleraffrescamento ⁽⁴⁾	0,5	0	0,5
Energia termica da collettori solari ⁽⁵⁾	0	1,00	1,00
Energia elettrica prodotta da fotovoltaico, mini-eolico e mini-idraulico ⁽⁵⁾	0	1,00	1,00
Energia termica dall'ambiente esterno – free cooling ⁽⁵⁾	0	1,00	1,00
Energia termica dall'ambiente esterno – pompa di calore ⁽⁵⁾	0	1,00	1,00

⁽¹⁾ I valori saranno aggiornati ogni due anni sulla base dei dati forniti da GSE.
⁽²⁾ Come definite dall'allegato X del decreto legislativo 3 aprile 2006, n. 152.
⁽³⁾ Fonte GSE. I valori saranno aggiornati ogni due anni sulla base dei dati forniti da GSE.
⁽⁴⁾ Fattore assunto in assenza di valori dichiarati dal fornitore e asseverati da parte terza,
⁽⁵⁾ Valori convenzionali funzionali al sistema di calcolo.

Tabella 23: Fattori di conversione in energia primaria dei vettori energetici

Sottosistemi di generazione:	Produzione energia termica			Produzione di energia elettrica in situ
	H	C	W	
Generatore a combustibile liquido	0,82	-	0,80	-
Generatore a combustibile gassoso	0,95	-	0,85	-
Generatore a combustibile solido	0,72	-	0,70	-
Generatore a biomassa solida	0,72	-	0,65	-
Generatore a biomassa liquida	0,82	-	0,75	-
Pompa di calore a compressione di vapore con motore elettrico	3,50	(*)	3,00	-
Macchina frigorifera a compressione di vapore a motore elettrico	-	2,50	-	-
Pompa di calore ad assorbimento	1,30	(*)	1,10	-
Macchina frigorifera a fiamma indiretta	-	0,90	-	-
Macchina frigorifera a fiamma diretta	-	0,70 x η_{gn} (**)	-	-
Pompa di calore a compressione di vapore a motore endotermico	1,15	-	1,05	-
Cogeneratore	0,60	-	0,60	0,20
Riscaldamento con resistenza elettrica	1,00	-	-	-
Teleriscaldamento	0,97	-	-	-

Teleraffrescamento	-	0,97	-	-
Solare termico	0,3	-	0,3	-
Solare fotovoltaico	-	-	-	0,1
Mini eolico e mini idroelettrico	-	-	-	(**)
NOTA: Per i combustibili tutti i dati fanno riferimento al potere calorifico inferiore (*) Per pompe di calore che prevedono la funzione di raffrescamento di considera lo stesso valore delle macchine frigorifere della stessa tipologia (**) si assume l'efficienza media del sistema installato nell'edificio reale				

Tabella 24: Efficienze medie η_{gn} dei sottosistemi di generazione dell'edificio di riferimento per la produzione di energia termica per i servizi di H, C, W e per la produzione di energia elettrica in situ.

I rendimenti indicati nelle tabelle precedenti sono comprensivi dell'effetto dei consumi di energia elettrica ausiliaria.

7.4.1 FABBISOGNI ENERGETICI DI ILLUMINAZIONE

Nelle more dei risultati dello studio di cui all'articolo 4, comma 2, del decreto:
il calcolo del fabbisogno di energia elettrica per illuminazione è effettuato secondo la normativa tecnica (UNI EN 15193) e sulla base delle indicazioni contenute nella UNI/TS 11300-2.

Per l'edificio di riferimento si considerano gli stessi parametri (occupazione, sfruttamento nella luce naturale) dell'edificio reale e sistemi automatici di regolazione di classe B (UNI EN 15232).

7.4.2 FABBISOGNI ENERGETICI DI VENTILAZIONE

In presenza di impianti di ventilazione meccanica, nell'edificio di riferimento si considerano le medesime portata di aria che nell'edificio reale. Nell'edificio di riferimento si assumono i fabbisogni specifici di energia elettrica per la ventilazione riportati nella Tabella seguenti.

Tipologia di edifici	E_{ve} [Wh/m ³]
Ventilazione meccanica a semplice flusso per estrazione	0,25
Ventilazione meccanica a semplice flusso per immissione con filtrazione	0,40
Ventilazione meccanica a doppio flusso senza recupero	0,35
Ventilazione meccanica a doppio flusso con recupero	0,50

Tabella 25: Fabbisogno di energia elettrica specifico per m³ di aria movimentata

7.5 NUOVA CERTIFICAZIONE ENERGETICA – LINEE GUIDA NAZIONALI

Ai fini dell'attestazione (APE), la prestazione energetica dell'edificio è espressa attraverso l'indice di prestazione energetica globale *non rinnovabile* $EP_{gl,nr}$, espresso in energia primaria non rinnovabile e definito dal decreto requisiti minimi, vedi Figura 42.

Bilancio energetico dell'edificio

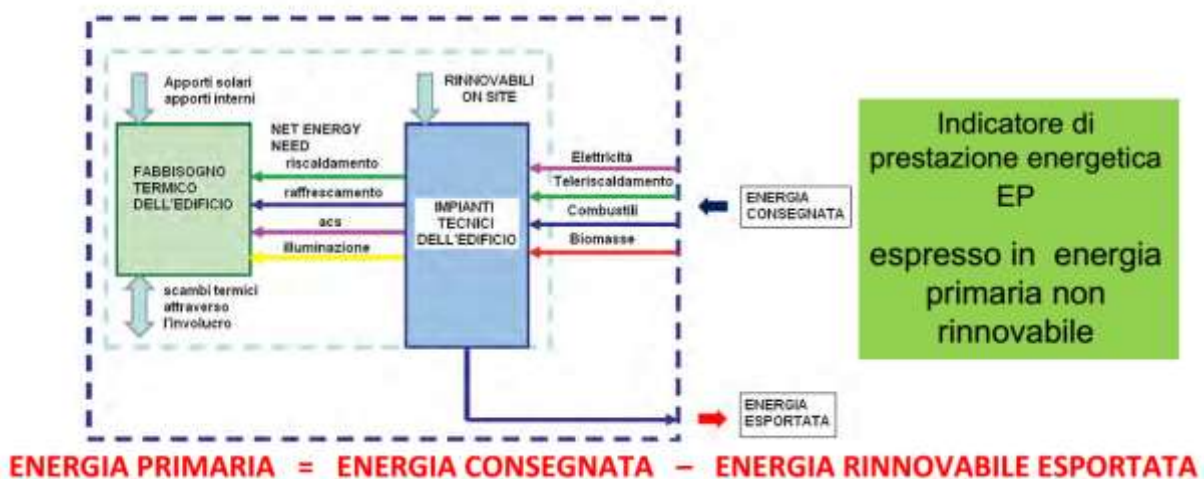


Figura 42: Bilancio energetico dell'edificio per l'energia primaria

Tale indice tiene conto del fabbisogno di **energia primaria non rinnovabile** per la climatizzazione invernale ed estiva (EP_H ed EP_C), per la produzione di acqua calda sanitaria (EP_W), per la ventilazione (EP_V) e, nel caso del settore non residenziale, per l'illuminazione artificiale (EP_L).

Pertanto esso si determina come somma dei singoli servizi energetici forniti nell'edificio in esame. L'indice è espresso in $kWh/m^2\text{anno}^{25}$. Vale la seguente tabella.

H'_T [W/m ² K]	Coefficiente medio globale di scambio termico per trasmissione per unità di superficie disperdente
$A_{sol,est}/ A_{sup\ utile}$	Area solare equivalente estiva per unità di superficie utile;
$EP_{H,nd}$ [kWh/m ²]	Indice di prestazione termica utile per riscaldamento;
η_H [-]	Efficienza media stagionale dell'impianto di climatizzazione invernale;
EP_H [kWh/m ²]	Indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale. Può essere espresso in energia primaria non rinnovabile (indice "nren") o totale (indice "tot")
$EP_{W,nd}$ [kWh/m ²]	Indice di prestazione termica utile per la produzione di acqua calda sanitaria;
η_W [-]	Efficienza media stagionale dell'impianto di produzione dell'acqua calda sanitaria;
EP_W [kWh/m ²]	Indice di prestazione energetica per la produzione dell'acqua calda sanitaria. Può essere espresso come energia primaria non rinnovabile (indice "nren") e totale (indice "tot")
EP_V [kWh/m ²]	Indice di prestazione energetica per la ventilazione. Può essere espresso in energia primaria non rinnovabile (indice "nren") e totale (indice "tot")
$EP_{C,nd}$ [kWh/m ²]	Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento;
η_C [-]	Efficienza media stagionale dell'impianto di climatizzazione estiva (compreso l'eventuale controllo dell'umidità);
EP_C [kWh/m ²]	Indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva (compreso l'eventuale controllo dell'umidità). Può essere espresso come energia primaria non rinnovabile (indice "nren") e totale (indice "tot")

²⁵ Si osserva che ora la definizione degli indici di prestazione energetica sono tutti omogenei ed espressi in $kWh/m^2\text{anno}$. In pratica si fa sempre riferimento alla superficie utile e non più anche al volume lordo, come accadeva con il DPR 59/09 per edifici non residenziali.

EP_L [kWh/m ²]	Indice di prestazione energetica per l'illuminazione artificiale. Questo indice non si calcola per la categoria E.1. Può essere espresso come energia primaria non rinnovabile (indice "nren") e totale (indice "tot")
$EP_{gl} = EP_H + EP_W + EP_V + EP_C + EP_L$ [kWh/m ²]	Indice di prestazione energetica globale dell'edificio. Può essere espresso come energia primaria non rinnovabile (indice "nren") e totale (indice "tot")

Tabella 26: Rendimenti, parametri e indici di prestazione energetica

L'APE (**Attestato di Prestazione Energetica**), oltre a fornire l'indice di prestazione energetica globale (EP_{gl}), riporti anche gli indici di prestazione dei singoli servizi energetici che concorrono a determinarlo (EP_H , EP_W , EP_V , EP_C , EP_L), in conformità con le definizioni e disposizioni del decreto requisiti minimi.

Tali indici sono, a loro volta, la sintesi di diversi parametri e caratteristiche dell'edificio e degli impianti. In particolare:

- EP_H , *indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, deriva dall'indice della capacità dell'involucro edilizio nel contenere il fabbisogno di energia per il riscaldamento ($EP_{H,nd}$: indice di prestazione termica utile per la climatizzazione invernale dell'edificio) e dal rendimento dell'impianto di riscaldamento (η_H : rendimento medio stagionale dell'impianto di riscaldamento);*
- EP_C , *indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva, deriva dall'indice della capacità dell'involucro edilizio nel contenere il fabbisogno di energia per il raffrescamento ($EP_{C,nd}$: indice di prestazione termica utile per la climatizzazione estiva dell'edificio) e dal rendimento dell'impianto di raffrescamento (η_C : rendimento medio stagionale dell'impianto di raffrescamento).*

E' evidente che in entrambe le situazioni, invernale ed estiva, lo stesso indice di prestazione EP si può raggiungere con diverse combinazioni del fabbisogno EP_{nd} e dell'efficienza dell'impianto η .

7.5.1 PRESTAZIONE ENERGETICA E SERVIZI ENERGETICI

I servizi energetici presi in considerazione per il calcolo della prestazione energetica dell'edificio sono la climatizzazione invernale, la climatizzazione estiva, la produzione di acqua calda sanitaria, la ventilazione meccanica e, per il settore non residenziale, l'illuminazione.

Il calcolo della prestazione energetica si basa sui servizi effettivamente presenti nell'edificio in oggetto, fatti salvi gli impianti di climatizzazione invernale e, nel solo settore residenziale, di produzione di acqua calda sanitaria che si considerano sempre presenti.

Nel caso di loro assenza infatti, si procederà a simulare tali impianti in maniera virtuale, considerando che siano presenti gli impianti standard di cui alla tabella 2 del paragrafo 5.1 con le caratteristiche ivi indicate.

7.5.2 METODOLOGIE DI CALCOLO PER LA PRESTAZIONE ENERGETICA

Procedura di calcolo di progetto o di calcolo standardizzato

La procedura di calcolo di progetto o di calcolo standardizzato prevede la valutazione della prestazione energetica a partire dai dati di ingresso relativi:

- *al clima e all'uso standard dell'edificio;*
- *alle caratteristiche dell'edificio, così come rilevabili dal progetto energetico dell'edificio e dei relativi impianti energetici come realizzati.*

Procedura di calcolo da rilievo sull'edificio

La procedura di calcolo da rilievo sull'edificio prevede la valutazione della prestazione energetica a partire dai dati di ingresso ricavati attraverso indagini svolte direttamente sull'edificio esistente, sulla base dei quali si esegue la valutazione della prestazione energetica secondo l'opportuno metodo di calcolo, come specificato nel capitolo 4 seguente. In questo caso le modalità di reperimento dei dati di ingresso relativi all'edificio possono essere:

- *basate su procedure di rilievo, supportate anche da indagini strumentali, sull'edificio e/o sui dispositivi impiantistici effettuate secondo le normative tecniche di riferimento vigenti, nazionali o internazionali, o, in mancanza di tali norme, dalla letteratura tecnico-scientifica;*
- *ricavate per analogia costruttiva con altri edifici e sistemi impiantistici coevi, integrate da banche dati o abachi nazionali, regionali o locali.*

Nell'ambito di tale procedura sono utilizzabili, nel rispetto dei limiti indicati, metodi di calcolo semplificati.

7.5.3 METODO DI CALCOLO DI PROGETTO

Per quanto riguarda il calcolo dei parametri, degli indici di prestazione energetica e dei rendimenti, di cui al capitolo 3, e agli schemi di relazione tecnica di cui al decreto di cui al comma 1, lettere a) e b), dell'articolo 4, del decreto legislativo, in attuazione della procedura di calcolo di progetto o di calcolo standardizzato di cui al paragrafo 3.1, si procede nel rispetto dell'articolo 11 del decreto legislativo, secondo i seguenti metodi di calcolo:

- a) **RACCOMANDAZIONE CTI 14/2013** "Prestazioni energetiche degli edifici - Determinazione dell'energia primaria e della prestazione energetica EP per la classificazione dell'edificio", o normativa UNI equivalente e successive norme tecniche che ne conseguono;
- b) **UNI/TS 11300 – 1** Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva e invernale;
- c) **UNI/TS 11300 – 2** Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria, la ventilazione e l'illuminazione;
- d) **UNI/TS 11300 – 3** Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva;
- e) **UNI/TS 11300 – 4** Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per riscaldamento di ambienti e preparazione acqua calda sanitaria;
- f) **UNI EN 15193** - Prestazione energetica degli edifici - Requisiti energetici per illuminazione.

Il metodo di calcolo di progetto è applicabile a tutte le tipologie edilizie, sia per gli edifici nuovi che per quelli esistenti, indipendentemente dalla loro dimensione.

7.5.4 METODO DI CALCOLO DA RILIEVO SULL'EDIFICIO

Per quanto riguarda il calcolo dei parametri, degli indici di prestazione energetica e dei rendimenti, di cui al capitolo 3, e agli schemi di relazione tecnica di cui al decreto di cui al comma 1, lettere a) e b), dell'articolo 4, del decreto legislativo, in attuazione della "procedura di calcolo da rilievo sull'edificio", di cui al precedente paragrafo 3.2, sono previsti i seguenti livelli di approfondimento.

Rilievo in situ (metodo analitico e per analogia costruttiva)

In merito alla procedura di rilievo in situ, il metodo di calcolo è quello previsto dalle medesime norme tecniche di cui al paragrafo 4.1, con riferimento alle relative semplificazioni ivi previste per gli edifici esistenti (a tal fine, le predette norme prevedono infatti, per gli edifici esistenti, modalità di determinazione dei dati descrittivi dell'edificio e degli impianti sotto forma di abachi e tabelle in relazione, a esempio, alle tipologie e all'anno di costruzione) previa verifica della loro congruenza con le reali caratteristiche dell'edificio oggetto di valutazione energetica da realizzarsi mediante rilievo in situ, eventualmente con l'ausilio di adeguate strumentazioni.

Questo metodo è applicabile a tutti gli edifici esistenti, indipendentemente dalla tipologie edilizia e dalla dimensione.

Metodo semplificato "DOCET"

In merito alla procedura di cui al paragrafo 3.2, lettere a) e b), in alternativa al metodo di calcolo di cui al paragrafo 4.2.1, si fa riferimento al metodo di calcolo DOCET, predisposto da ENEA in collaborazione con il CNR, il cui software applicativo è disponibile sui rispettivi siti internet.

Questo metodo è applicabile agli edifici residenziali esistenti con superficie utile fino a 300 m².

7.6 NUOVA METODOLOGIA PER LA CLASSIFICAZIONE DEGLI EDIFICI

L'APE, grazie all'attribuzione di specifiche classi prestazionali e le correlate raccomandazioni per la riqualificazione energetica, è uno strumento di orientamento del mercato verso edifici a migliore qualità energetica. Un attestato correttamente compilato, consente agli utenti finali di valutare e comparare le prestazioni dell'edificio di interesse e di confrontarle con i valori tecnicamente raggiungibili in un corretto rapporto tra i costi di investimento e i benefici che ne derivano.

Le esperienze maturate con l'applicazione della Direttiva 2002/91/CE a livello regionale, nazionale ed europeo, rilevano diversi sistemi di classificazione energetica degli edifici che, in alcuni casi, possono coprire anche aspetti di sostenibilità ambientale.

Nel seguito è fornita la metodologia di classificazione adottata a livello nazionale per il raggiungimento degli obiettivi posti dalla direttiva 2010/31/CE, in relazione allo stato del patrimonio edilizio nazionale, valutato nella sua globalità territoriale.

Rispetto alla preesistente normativa, sono state introdotte diverse novità poiché, come già indicato nel capitolo 2, per il cittadino, proprietario o conduttore dell'edificio, è importante conoscere come la qualità dell'involucro edilizio e degli impianti contribuiscono al raggiungimento del livello di prestazione globale al fine di poter mettere *a fuoco* le più significative carenze energetiche dell'edificio e orientare le priorità di intervento.

7.6.1 RAPPRESENTAZIONE DELLE PRESTAZIONI, STRUTTURA DELLA SCALA DELLE CLASSI E SOGLIA DI RIFERIMENTO LEGISLATIVO

La classe energetica dell'edificio è determinata sulla base dell'indice di prestazione energetica globale non rinnovabile dell'edificio $EP_{gl,nr}$, per mezzo del confronto con una scala di classi prefissate, ognuna delle quali rappresenta un intervallo di prestazione energetica ben definito.

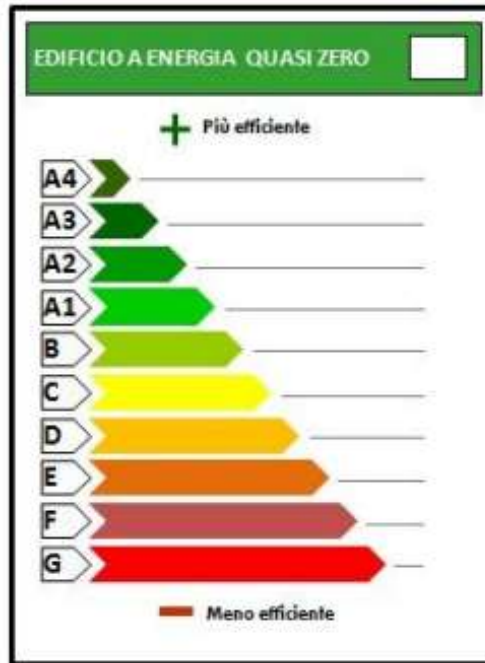


Figura 43: Scala di classificazione della prestazione energetica degli edifici

La classe energetica è contrassegnata da un indicatore alfanumerico in cui la lettera G rappresenta il la classe caratterizzata dall'indice di prestazione più elevato (maggiori consumi energetici), mentre la lettera A rappresenta la classe con il miglior indice di prestazione (minori consumi energetici). Un indicatore numerico, affiancato alla lettera A, identificherà i livelli di prestazione energetica in ordine crescente a partire da 1 (rappresentante del più basso livello di prestazione energetica della classe A).

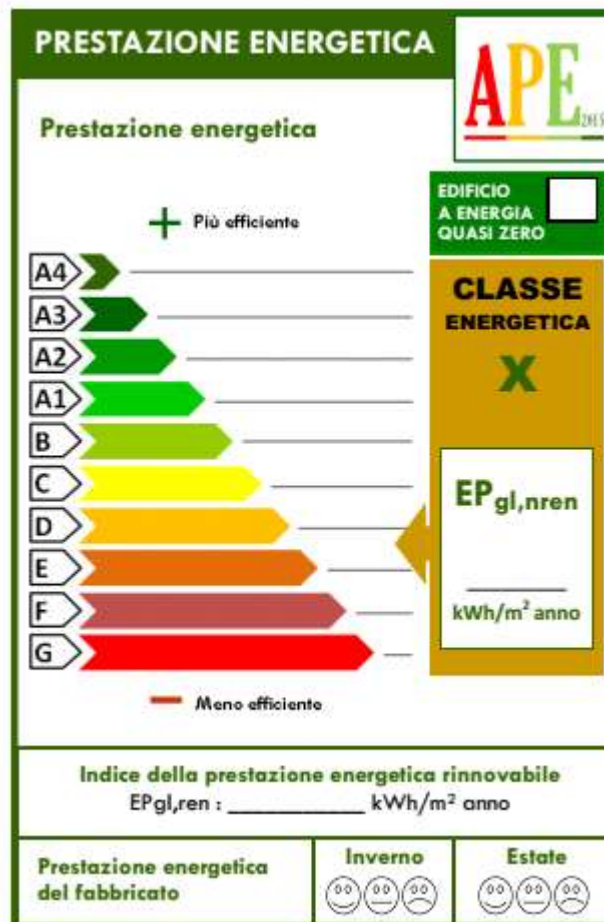


Figura 44: Scala energetica per annunci commerciali

Un apposito spazio, se barrato, indicherà che si tratta di un “Edificio a energia quasi zero” come definito dall’Allegato 1, paragrafo 3.4 del *decreto requisiti minimi*.

In figura seguente si riporta una rappresentazione grafica della scala sopra descritta.

In corrispondenza della scala delle classi viene evidenziato il requisito minimo previsto dalla legislazione vigente per l’edificio in oggetto, qualora fosse di nuova costruzione, calcolato in conformità al decreto requisiti minimi. Tale indicatore è, per sua natura, variabile in funzione dei requisiti minimi costruttivi in vigore nell’anno in cui viene redatto l’APE.

La scala delle classi è definita a partire dal valore dell’indice di prestazione energetica globale non rinnovabile dell’edificio di riferimento ($EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$), calcolato secondo quanto previsto dall’Allegato 1, capitolo 3 del decreto requisiti minimi, ipotizzando che in esso siano installati elementi edilizi e impianti standard, dotati dei requisiti minimi di legge in vigore dal 1° gennaio 2019 per gli edifici pubblici, e dal 1° gennaio 2021 per tutti gli altri. Tale valore è posto quale limite di separazione tra le classi A1 e B.

Gli intervalli di prestazione che identificano le altre classi sono ricavati attraverso coefficienti moltiplicativi di riduzione/maggiorazione del suddetto valore $EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$, come evidenziato in tabella 3. Ai fini della determinazione della classe energetica complessiva dell’edificio per la redazione dell’APE, in base a quanto suddetto, si procede come segue:

- si determina il valore di $EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$, per l’edificio di riferimento secondo quanto previsto dall’Allegato 1, capitolo 3 del decreto requisiti minimi, dotandolo delle tecnologie standard riportate nella tabella 2, in corrispondenza dei parametri vigenti per gli anni 2019/21;
- si calcola il valore di $EP_{gl,nr}$ per l’edificio oggetto dell’attestazione e si individua la classe energetica da attribuire dell’edificio in base alla tabella seguente.

Climatizzazione invernale	Generatore a combustibile gassoso di cui alla tabella 8 dell'Appendice A all'Allegato 1 del DM requisiti minimi con relativa efficienza dei sottosistemi di utilizzazione di cui alla tabella 7 dello stesso DM
Climatizzazione estiva	Macchina frigorifera a compressione di vapore a motore elettrico di cui alla tabella 8 dell'Appendice A all'Allegato 1 del DM requisiti minimi con relativa efficienza dei sottosistemi di utilizzazione di cui alla tabella 7 dello stesso DM
Ventilazione	In corso di definizione
Acqua calda sanitaria	Generatore a combustibile gassoso di cui alla tabella 8 dell'Appendice A all'Allegato 1 del DM requisiti minimi con relativa efficienza dei sottosistemi di utilizzazione di cui alla tabella 7 dello stesso DM
Illuminazione	In corso di definizione

Tabella 27: Tecnologie standard dell'edificio di riferimento

	Classe A4	$\leq 0,40 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$
$0,40 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)} <$	Classe A3	$\leq 0,60 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$
$0,60 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)} <$	Classe A2	$\leq 0,80 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$
$0,80 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)} <$	Classe A1	$\leq 1,00 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$
$1,00 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)} <$	Classe B	$\leq 1,20 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$
$1,20 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)} <$	Classe C	$\leq 1,50 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$
$1,50 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)} <$	Classe D	$\leq 2,00 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$
$2,00 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)} <$	Classe E	$\leq 2,60 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$
$2,60 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)} <$	Classe F	$\leq 3,50 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$
	Classe G	$> 3,50 EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$

Tabella 28: Scala di classificazione degli edifici con l'indice di prestazione energetica globale non rinnovabile $EP_{gl,nr}$

Si evidenzia che ai fini della determinazione dei requisiti costruttivi di cui al decreto requisiti minimi, l'edificio di riferimento si considera dotato degli stessi impianti di produzione di energia dell'edificio reale. Differentemente, ai fini del calcolo dell'indice $EP_{gl,nr,Lst(2019/21)}$ per la classificazione dell'edificio, esso si considera dotato degli *impianti standard* di cui alla Tabella 28.

Tale differenza è motivata dal fatto che nel caso del calcolo della prestazione energetica dell'edificio, *referirsi ad una tecnologia standard permette di valorizzare l'utilizzo di tecnologie più efficienti in termini energetici, sia nelle nuove costruzioni che nelle ristrutturazioni e riqualificazioni, dando riscontro di tali scelte nella classe energetica conseguita.*

D'altro canto, nella definizione dei requisiti minimi costruttivi per gli edifici nuovi e sottoposti a ristrutturazione importante, riferirsi agli stessi impianti di produzione di energia dell'edificio reale permette di garantire che su di essi, indipendentemente dalla tecnologia, siano rispettati requisiti minimi di efficienza più sfidanti lasciando al contempo al progettista maggiore libertà di scelta.

7.6.2 IL FORMATO DELL'APE

I nuovi decreti ridefiniscono i formati per la classificazione energetica, per l'APE e per l'AQE, come indicato nelle figure seguenti.

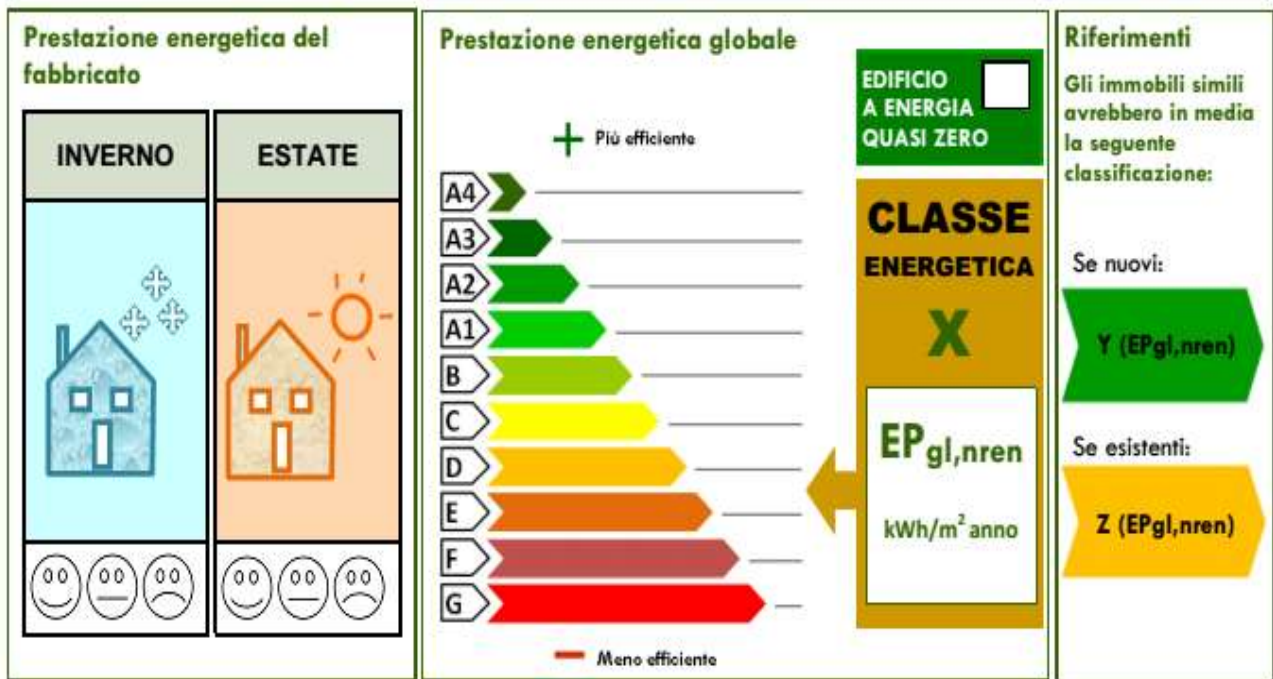


Figura 45: Evidenziazione delle scale energetiche

Logo Regione

ATTESTATO DI PRESTAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI
CODICE IDENTIFICATIVO: _____ VALIDO FINO AL: _____

DATI GENERALI

<p>Destinazione d'uso</p> <p><input type="checkbox"/> Residenziale <input type="checkbox"/> Non residenziale</p> <p>Classificazione D.P.R. 412/93: _____</p>	<p>Oggetto dell'attestato</p> <p><input type="checkbox"/> Intero edificio <input type="checkbox"/> Unità immobiliare <input type="checkbox"/> Gruppo di unità immobiliari</p> <p>Numero di unità immobiliari di cui è composto l'edificio: _____</p>	<p><input type="checkbox"/> Nuova costruzione <input type="checkbox"/> Passaggio di proprietà <input type="checkbox"/> Locazione <input type="checkbox"/> Ristrutturazione importante <input type="checkbox"/> Riqualificazione energetica <input type="checkbox"/> Altro: _____</p>
---	---	--

Dati identificativi

<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 100px; height: 100px; text-align: center; margin-bottom: 5px;"> <p>FOTO EDIFICIO</p> </div> <p>Regione : _____ Comune : _____ Indirizzo : _____ Piano : _____ Interno : _____ Coordinate GIS : _____</p>	<p>Zona climatica : _____ Anno di costruzione : _____ Superficie utile riscaldata (m²) : _____ Superficie utile raffrescata (m²) : _____ Volume lordo riscaldato (m³) : _____ Volume lordo raffrescato (m³) : _____</p>
---	--

Comune catastale	Sezione	Foglio	Particella
Subalterni da a	da a	da a	da a
Altri subalterni			

Servizi energetici presenti

<input type="checkbox"/> Climatizzazione invernale	<input type="checkbox"/> Ventilazione meccanica	<input type="checkbox"/> Illuminazione
<input type="checkbox"/> Climatizzazione estiva	<input type="checkbox"/> Prod. acqua calda sanitaria	<input type="checkbox"/> Trasporto di persone o cose

PRESTAZIONE ENERGETICA GLOBALE E DEL FABBRICATO

La sezione riporta l'indice di prestazione energetica globale non rinnovabile in funzione del fabbricato e dei servizi energetici presenti nonché la prestazione energetica del fabbricato, al netto del rendimento degli impianti presenti.

<p>Prestazione energetica del fabbricato</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th style="width: 50%; text-align: center;">INVERNO</th> <th style="width: 50%; text-align: center;">ESTATE</th> </tr> <tr> <td style="text-align: center; border: 1px solid black;"> </td> <td style="text-align: center; border: 1px solid black;"> </td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;"> </td> <td style="text-align: center;"> </td> </tr> </table>	INVERNO	ESTATE					<p>Prestazione energetica globale</p> <div style="text-align: center; margin-bottom: 10px;"> <p>+ Più efficiente</p> <p>- Meno efficiente</p> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; margin-bottom: 10px;"> <p>EDIFICIO A ENERGIA QUASI ZERO</p> <p>CLASSE ENERGETICA</p> <p style="font-size: 2em; color: green;">X</p> <p>EP_{gl,nren} kWh/m² anno</p> </div>	<p>Riferimenti</p> <p>Gli immobili simili avrebbero in media la seguente classificazione:</p> <p>Se nuovi:</p> <div style="text-align: center; margin: 5px 0;"> <p>Y (EP_{gl,nren})</p> </div> <p>Se esistenti:</p> <div style="text-align: center; margin: 5px 0;"> <p>Z (EP_{gl,nren})</p> </div>
INVERNO	ESTATE							

Figura 46: Format dell'APE

Logo Regione	<h2 style="margin: 0;">ATTESTATO DI PRESTAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI</h2> <p style="margin: 0;">CODICE IDENTIFICATIVO: _____ VALIDO FINO AL: _____</p>	
--------------	--	--

PRESTAZIONE ENERGETICA DEGLI IMPIANTI E CONSUMI STIMATI

La sezione riporta l'indice di prestazione energetica rinnovabile e non rinnovabile, nonché una stima dell'energia consumata annualmente dall'immobile secondo un uso standard.

Prestazioni energetiche degli impianti e stima dei consumi di energia			
	FONTI ENERGETICHE UTILIZZATE	Quantità annua consumata in uso standard (specificare unità di misura)	Indici di prestazione energetica globali ed emissioni
<input type="checkbox"/>	Energia elettrica da rete		Indice della prestazione energetica non rinnovabile EP _{gl,nren} kWh/m ² anno
<input type="checkbox"/>	Gas naturale		
<input type="checkbox"/>	GPL		
<input type="checkbox"/>	Carbone		
<input type="checkbox"/>	Gasolio e Olio combustibile		Indice della prestazione energetica rinnovabile EP _{gl,ren} kWh/m ² anno
<input type="checkbox"/>	Biomasse solide		
<input type="checkbox"/>	Biomasse liquide		
<input type="checkbox"/>	Biomasse gassose		
<input type="checkbox"/>	Solare fotovoltaico		Emissioni di CO ₂ kg/m ² anno
<input type="checkbox"/>	Solare termico		
<input type="checkbox"/>	Eolico		
<input type="checkbox"/>	Teleriscaldamento		
<input type="checkbox"/>	Teleraffrescamento		
<input type="checkbox"/>	Altro (specificare)		

RACCOMANDAZIONI

La sezione riporta gli interventi raccomandati e la stima dei risultati conseguibili, con il singolo intervento o con la realizzazione dell'insieme di essi, esprimendo una valutazione di massima del potenziale di miglioramento dell'edificio o immobile oggetto dell'attestato di prestazione energetica.

RIQUALIFICAZIONE ENERGETICA E RISTRUTTURAZIONE IMPORTANTE INTERVENTI RACCOMANDATI E RISULTATI CONSEGUIBILI					
Codice	TIPO DI INTERVENTO RACCOMANDATO	Comporta una Ristrutturazione importante	Tempo di ritorno dell'investimento anni	Classe Energetica raggiungibile con l'intervento (EP _{gl,nren} kWh/m ² anno)	CLASSE ENERGETICA raggiungibile se si realizzano tutti gli interventi raccomandati
R_{EN1}		<i>Si /No</i>		Es: X (YYY kWh/m² anno)	X YYY kWh/m ² anno
R_{EN2}					
R_{EN3}					
R_{EN4}					
R_{EN5}					
R_{EN6}					

Figura 47: Formato Attestato di Qualificazione Energetica

Logo Regione	ATTESTATO DI QUALIFICAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI CODICE IDENTIFICATIVO: _____ VALIDO FINO AL: _____																										
DATI GENERALI																											
Destinazione d'uso <input type="checkbox"/> Residenziale <input type="checkbox"/> Non residenziale Classificazione D.P.R. 412/93: _____	Oggetto dell'attestato <input type="checkbox"/> Intero edificio <input type="checkbox"/> Unità immobiliare <input type="checkbox"/> Gruppo di unità immobiliari Numero di unità immobiliari di cui è composto l'edificio: _____	<input type="checkbox"/> Nuova costruzione <input type="checkbox"/> Passaggio di proprietà <input type="checkbox"/> Locazione <input type="checkbox"/> Ristrutturazione importante <input type="checkbox"/> Riqualificazione energetica <input type="checkbox"/> Altro: _____																									
Dati identificativi																											
FOTO EDIFICIO	Regione : _____ Comune : _____ Indirizzo : _____ Piano : _____ Interno : _____ Coordinate GIS : _____	Zona climatica : _____ Anno di costruzione : _____ Superficie utile riscaldata (m ²) : _____ Superficie utile raffrescata (m ²) : _____ Volume lordo riscaldato (m ³) : _____ Volume lordo raffrescato (m ³) : _____																									
<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width:25%;">Comune catastale</td> <td style="width:25%;"></td> <td style="width:10%;">Sezione</td> <td style="width:10%;"></td> <td style="width:10%;">Foglio</td> <td style="width:10%;"></td> <td style="width:10%;">Particella</td> <td style="width:10%;"></td> </tr> <tr> <td>Subalterni</td> <td>da</td> <td>a</td> <td>da</td> <td>a</td> <td>da</td> <td>a</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Altri subalterni</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>				Comune catastale		Sezione		Foglio		Particella		Subalterni	da	a	da	a	da	a		Altri subalterni							
Comune catastale		Sezione		Foglio		Particella																					
Subalterni	da	a	da	a	da	a																					
Altri subalterni																											
Servizi energetici presenti																											
<input type="checkbox"/> Climatizzazione invernale <input type="checkbox"/> Ventilazione meccanica <input type="checkbox"/> Illuminazione <input type="checkbox"/> Climatizzazione estiva <input type="checkbox"/> Prod. acqua calda sanitaria <input type="checkbox"/> Trasporto di persone o cose																											
DATI DI DETTAGLIO DEL FABBRICATO																											
CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE			SUPERFICI E RAPPORTO DI FORMA																								
COPERTURA	(inserire la tipologia)		Superficie utile riscaldata	m ²																							
STRUTTURA	(inserire la tipologia)		Superficie utile raffrescata	m ²																							
INFISSI E FINESTRE			Superficie utile totale	m ²																							
telaio	(inserire la tipologia)	m ²	V – Volume riscaldato	m ³																							
vetro	(inserire la tipologia)	m ²	Volume raffrescato	m ³																							
ombreggiatura	(inserire la tipologia)	m ²	S – Superficie disperdente	m ²																							
			Rapporto S/V																								
			EP _{H,nd}	kWh/m ² anno																							
			A _{sol,est} /A _{sup utile}	-																							
			Y _{IE}	W/m ² K																							
DATI ENERGETICI GENERALI																											
Energia primaria da fonti non rinnovabili		EP _{gl,nren}	kWh/m ² anno																								
Energia primaria da fonti rinnovabili		EP _{gl,ren}	kWh/m ² anno																								
Energia primaria totale		EP _{gl,tot}	kWh/m ² anno																								
Energia esportata	kWh/anno	Vettore energetico:																									

Figura 48: Nuovo Format dell'APE 2015

Logo Regione		ATTESTATO DI QUALIFICAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI CODICE IDENTIFICATIVO: _____ VALIDO FINO AL: _____							
DATI DI DETTAGLIO DEGLI IMPIANTI									
Servizio energetico	Tipo di impianto	Anno di installazione	Codice catasto regionale impianti termici	Vettore energetico utilizzato	Potenza Nominale kW	Efficienza media stagionale		EPren	EPnren
Climatizzazione invernale	1-						η_H		
	2-								
Climatizzazione estiva	1-						η_C		
	2-								
Prod. acqua calda sanitaria							η_w		
Impianti combinati									
Produzione da fonti rinnovabili	1-								
	2-								
Ventilazione meccanica									
Illuminazione									
Trasporto di persone o cose	1-								
	2-								

SOFTWARE UTILIZZATO	
Denominazione	
Produttore	
Dichiarazione di rispondenza e garanzia di scostamento massimo dei risultati conseguiti.	

NOTE

Figura 49: Formato Attestato di Qualificazione Energetica

Logo Regione	ATTESTATO DI QUALIFICAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI CODICE IDENTIFICATIVO: _____ VALIDO FINO AL: _____
SOGGETTO COMPILATORE	
Nome e Cognome / Denominazione	
Indirizzo	
E-mail	
Telefono	
Titolo	
Ordine/iscrizione	
Informazioni aggiuntive	

Il presente attestato è reso, dal sottoscritto, in forma di dichiarazione sostitutiva di atto notorio ai sensi dell'articolo 47 del D.P.R. 445/2000 e dell'articolo 15, comma 1 del D.Lgs 192/2005 così come modificato dall'articolo 12 del D.L 63/2013.

Data di emissione _____ Firma e timbro del tecnico o firma digitale _____

Figura 50: Formato Attestato di Qualificazione Energetica

7.7 ALTRI INDICATORI PRESENTI NELL’APE

I nuovi decreti introducono nuove valutazioni che si riferiscono all’involucro sia per il periodo invernale che per quello estivo.

7.7.1 PRESTAZIONE ENERGETICA INVERNALE ED ESTIVA DELL'INVOLUCRO.

Nell'APE sono indicate, oltre alla classe energetica basata sull'indice di prestazione energetica globale non rinnovabile dell'edificio, anche la prestazione energetica invernale ed estiva dell'involucro, al netto del rendimento degli impianti presenti.

Tali informazioni sono fornite nella prima pagina dell'APE sotto forma di un indicatore grafico del livello di qualità, secondo quanto riportato nella tabella seguente.

L'indicatore di cui alla tabella seguente è definito a partire dal valore dell'indice di prestazione termica utile dell'edificio di riferimento ($EP_{nd,Lst(2019/21)}$), calcolato secondo quanto previsto dal decreto requisiti minimi, ipotizzando che in esso siano installati elementi edilizi dotati dei requisiti minimi di legge in vigore dal 1° gennaio 2019 per gli edifici pubblici, e dal 1° gennaio 2021 per tutti gli altri.

Tale valore è posto quale limite di separazione tra gli involucri edilizi di qualità alta e di qualità media.







Prestazione invernale dell'involucro	Qualità	Indicatore
$EP_{H,nd} \leq 1 * EP_{H,nd,L(2019/21)}$	Alta	
$1 * EP_{H,nd,L(2019/21)} < EP_{H,nd} \leq 1,7 * EP_{H,nd,L(2019/21)}$	Media	
$EP_{H,nd} > 1,7 * EP_{H,nd,L(2019/21)}$	Bassa	
Prestazione estiva dell'involucro	Qualità	Indicatore
$A_{sol.est}/A_{utile} \leq 0.03, Y_{IE} \leq 0.14$	Alta	
$A_{sol.est}/A_{utile} \leq 0.03, Y_{IE} > 0.14$ $A_{sol.est}/A_{utile} > 0.03, Y_{IE} \leq 0.14$	Media	
$A_{sol.est}/A_{utile} > 0.03, Y_{IE} > 0.14$	Bassa	

Tabella 29: Indicatore della prestazione energetica invernale ed estiva dell'involucro, al netto dell'efficienza degli impianti presenti.

Per la qualità estiva dell'involucro non viene utilizzato l'indice EP_c ma il rapporto $A_{sol.est}/A_{utile}$ e la trasmittanza complessa Y_{IE} .

Infine non è più presente la valutazione qualitativa degli impianti, indicata nelle versioni preliminari delle Nuove Linee Guida Nazionali.

7.8 VALORI DEI PARAMETRI CARATTERISTICI PER EDIFICI SOTTOPOSTI A RIQUALIFICAZIONE ENERGETICA

I nuovi decreti attuativi provvedono a fornire anche i valori dei parametri caratteristici degli elementi edilizio e degli impianti tecnici negli edifici esistenti sottoposti a riqualificazione energetica.

2. ELEMENTI EDILIZI

i valori limite dei parametri caratteristici degli elementi edilizi negli edifici esistenti sottoposti a riqualificazione energetica debbono rispettare i seguenti limiti.

Zona Climatica	U (W/m ² K)	
	2015 ⁽¹⁾	2021 ⁽²⁾
A e B	0,45	0,40
C	0,40	0,36
D	0,36	0,32
E	0,30	0,28
F	0,28	0,26

Tabella 30: Trasmittanza termica U massima delle strutture opache verticali, verso l'esterno

Valgono le seguenti date:

(1) dal 1 luglio 2015 per tutti gli edifici

(2) dal 1 gennaio 2021 per tutti gli edifici.

Zona Climatica	U (W/m ² K)	
	2015(1)	2021(2)
A e B	0,34	0,32
C	0,34	0,32
D	0,28	0,26
E	0,26	0,24
F	0,24	0,22

Tabella 31: Trasmittanza termica U massima delle strutture opache orizzontali di copertura, verso l'esterno

Zona Climatica	U (W/m ² K)	
	2015(1)	2021(2)
A e B	0,48	0,42
C	0,42	0,38
D	0,36	0,32
E	0,31	0,29
F	0,30	0,28

Tabella 32: Trasmittanza termica U massima delle strutture opache orizzontali di pavimento, verso l'esterno

Zona Climatica	U (W/m ² K)	
	2015(1)	2021(2)
A e B	3,20	3,00
C	2,40	2,00
D	2,10	1,80
E	1,90	1,40
F	1,70	1,00

Tabella 33: Trasmittanza termica U massima delle chiusure tecniche trasparenti e opache e dei cassonetti, comprensivi degli infissi, verso l'esterno e verso ambienti non riscaldati

Nel caso in cui fossero previste aree limitate di spessore ridotto, quali sottofinestre e altri componenti, i limiti devono essere rispettati con riferimento alla trasmittanza media della rispettiva facciata

Nel caso di strutture delimitanti lo spazio riscaldato verso ambienti non riscaldati, i valori limite di trasmittanza devono essere rispettati dalla trasmittanza della struttura moltiplicata per il fattore di correzione dello scambio termico tra ambiente climatizzato e non climatizzato, come indicato nella norma UNI TS 11300-1.

Nel caso di strutture rivolte verso il terreno, i valori limite di trasmittanza devono essere rispettati dalla trasmittanza equivalente della struttura tenendo conto dell'effetto del terreno calcolata secondo UNI EN 13370.

I valori di trasmittanza delle precedenti tabelle si considerano comprensive dei ponti termici all'interno delle strutture oggetto di riqualificazione (a esempio ponte termico tra finestra e muro) e di **metà** del ponte termico al perimetro della superficie oggetto di riqualificazione.

Per il fattore di trasmissione solare totale la norma prevede i valori indicati nella seguente tabella:

Zona climatica	g_{gl+sh}
	2015 ⁽¹⁾
Tutte le zone	0,35

Tabella 34: Valore del fattore di trasmissione solare totale g_{gl+sh} per componenti finestrati con orientamento da Est a Ovest passando per Sud

Si osserva che il valore 0,35 del fattore di trasmissione solare totale è molto basso ed è raggiungibile solo con vetri speciali antisolari.

7.8.1 RFEQUISITI PER GLI IMPIANTI TECNICI

Negli edifici esistenti sottoposti a riqualificazione energetica, il rendimento globale medio stagionale minimo dell'impianto termico di riscaldamento si determina attraverso i valori dei parametri caratteristici corrispondenti riportati nella *Tabella 22*, nella *Tabella 23* e nella *Tabella 24* alle quali si rimanda.

7.8.2 REQUISITI DEI GENERATORI TERMICI

Requisiti per generatore di calore a combustibile liquido e gassoso

Il rendimento di generazione utile minimo per i generatori a combustibile liquido e gassoso è pari a:

$$\eta = 90 + 2 \log P_n$$

dove $\log P_n$ è il logaritmo in base 10 della potenza utile nominale del generatore, espressa in kW.

Per valori di P_n maggiori di 400 kW si applica il limite massimo corrispondente a 400 kW.

Requisiti per pompe di calore e macchine frigorifere

Per le pompe di calore valgono i limiti della seguente tabella:

Tipo di pompa di calore	Ambiente esterno	Ambiente interno [°C]	COP
Ambiente esterno/interno	[°C]		

aria/aria	Bulbo secco all'entrata : 7 Bulbo umido all'entrata : 6	Bulbo secco all'entrata: 20 Bulbo umido all'entr.: 15	3,5
aria/acqua potenza termica utile riscaldamento ≤ 35 kW	Bulbo secco all'entrata : 7 Bulbo umido all'entrata : 6	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	3,8
aria/acqua potenza termica utile riscaldamento ≥ 35 kW	Bulbo secco all'entrata : 7 Bulbo umido all'entrata : 6	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	3,5
salamoia/aria	Temperatura entrata: 0	Bulbo secco all'entrata: 20 Bulbo umido all'entrata: 15	4,0
salamoia/ acqua	Temperatura entrata: 0	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	4,0
acqua/aria	Temperatura entrata: 15 Temperatura uscita: 12	Bulbo secco all'entrata: 20 Bulbo umido entrata: 15	4,2
acqua/acqua	Temperatura entrata: 10	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	4,2

Tabella 35: Requisiti e condizioni di prova per pompe di calore elettriche servizio riscaldamento

Tipo di pompa di calore Ambiente esterno/interno	Ambiente esterno [°C]	Ambiente interno [°C]	EER
aria/aria	Bulbo secco all'entrata : 35 Bulbo umido all'entrata: 24	Bulbo secco all'entrata: 27 Bulbo umido all'entrata: 19	3,0
aria/acqua potenza termica utile riscaldamento ≤ 35 kW	Bulbo secco all'entrata : 35 Bulbo umido all'entrata: 24	Temperatura entrata: 23 Temperatura uscita: 18	3,5
aria/acqua potenza termica utile riscaldamento ≥ 35 kW	Bulbo secco all'entrata: 35 Bulbo umido all'entrata: 24	Temperatura entrata: 23 Temperatura uscita: 18	3,0
salamoia/aria	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	Bulbo secco all'entrata: 27 Bulbo umido all'entrata: 19	4,0
salamoia/ acqua	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	Temperatura entrata: 23 Temperatura uscita: 18	4,0
acqua/aria	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	Bulbo secco all'entrata: 27 Bulbo umido all'entrata: 19	4,0
acqua/acqua	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	Temperatura entrata: 23 Temperatura uscita: 18	4,2

Tabella 36: Requisiti e condizioni di prova per pompe di calore elettriche servizio raffrescamento

Tipo di pompa di calore Ambiente esterno/interno	Ambiente esterno [°C]	Ambiente interno [°C] (*)	GUE
aria/aria	Bulbo secco all'entrata: 7 Bulbo umido all'entrata: 6	Bulbo secco all'entrata: 20 °C	1,38
aria/acqua	Bulbo secco all'entrata: 7 Bulbo umido all'entrata: 6	Temperatura all'entrata: 30 °C (*)	1,30
salamoia/aria	Temperatura entrata: 0	Bulbo secco all'entrata: 20 °C	1,45
salamoia/ acqua	Temperatura entrata: 0	Temperatura all'entrata: 30 °C (*)	1,40
acqua/aria	Temperatura entrata: 10	Bulbo secco all'entrata: 20 °C	1,50
acqua/acqua	Temperatura entrata: 10	Temperatura all'entrata: 30 °C (*)	1,45

(*) Δt : pompe di calore ad assorbimento 30-40°C - pompe di calore a motore endotermico 30-35°C

Tabella 37: Requisiti e condizioni di prova per pompe di calore ad assorbimento ed endotermiche servizio riscaldamento

Tipo di pompa di calore	EER
-------------------------	-----

Assorbimento ed endotermiche	0,6
------------------------------	-----

Tabella 38: Requisiti di efficienza energetica per pompe di calore ad assorbimento ed endotermiche per il servizio di raffrescamento, per tutte le tipologie

I valori di cui alle Tabelle precedenti possono essere ridotti del 5% per macchine elettriche con azionamento a velocità variabile.

La prestazione delle macchine deve essere misurata in conformità alle seguenti norme:

- *per le pompe di calore elettriche in base alla EN 14511;*
- *per le pompe di calore a gas ad assorbimento in base alla EN 12309-2 (valori di prova sul p.c.i.);*
- *per le pompe di calore a gas endotermiche non essendoci una norma specifica, si procede in base alla EN 14511.*

Al momento della prova le pompe di calore devono funzionare a pieno regime, nelle condizioni indicate nelle tabelle citate.

8. MODELLO DINAMICO DELLA UNI EN 13790

8.1 PRESENTAZIONE DEL MODELLO R5C1

La Norma Internazionale *UNI EN 13790:2008* indica un modello di edificio detto “a cinque resistenze ed una capacità”, *R5C1*²⁶, rappresentato in Figura 51, valido per un edificio isolato monoblocco. Tale modello, fra i tanti presenti in letteratura, risulta mediamente complesso presentando sia le conduttanze termiche che la capacità termica dell’edificio. Il fatto che sia presente una sola capacità termica, pur comportando una semplificazione di calcolo significativa, riduce notevolmente la complessità degli scambi termici radiativi all’interno dell’edificio. Infatti questi scambi avvengono sia con l’aria e le suppellettili presenti all’interno che con le masse delle pareti interne. Al fine di tenere conto di questi scambi termici radiativi, il modello propone alcune conduttanze, dette di *accoppiamento* e discusse più avanti, fra i nodi interni (*temperatura delle superfici, temperatura delle masse e temperatura dell’aria*) che costituiscono il punto di maggior delicatezza e criticità del modello stesso.

Si osservi che questa non è una limitazione del modello ma solo una semplificazione necessaria per una soluzione semplice e diretta. Nulla vieta che il modello possa essere generalizzato per considerare tutti i casi possibili.

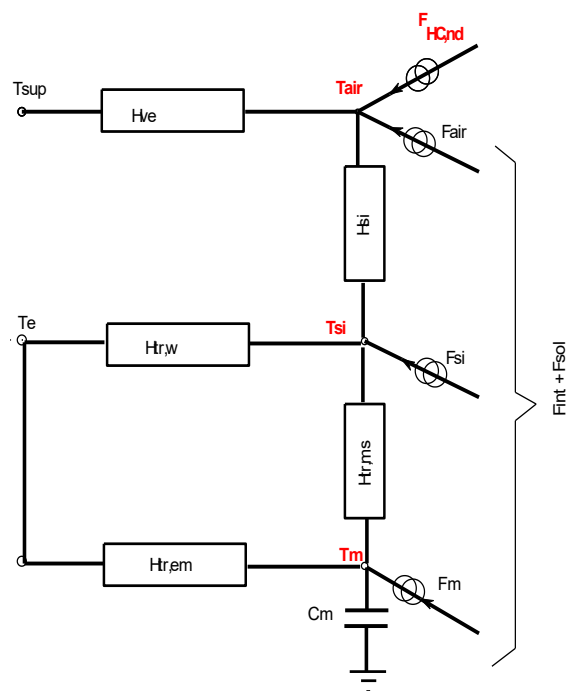


Figura 51: Modello R5C1 proposto dalla UNI EN 13790

²⁶ Si osserva che il modello *R5C1* è del tipo a *parametri concentrati* (*Lumped parameters, LP*) per cui tutti gli effetti dovuti alle dimensioni superficiali dei componenti edilizi non sono considerati.

Con riferimento alla Figura 51 si ha il seguente simbolismo:

- T_{sup} Temperatura dell'aria di ventilazione, °C;
- T_e Temperatura dell'aria esterna, °C;
- T_{si} Temperatura superficiale interna, °C;
- T_m Temperatura di massa delle pareti opache, °C;
- T_{air} Temperatura dell'aria interna, °C
- F_m Aliquota del flusso solare ed interno che arriva alle pareti, W;
- F_{si} Aliquota del flusso solare ed interno che arriva alle superficie delle pareti interne, W;
- F_{air} Aliquota del flusso interno che arriva all'aria ambiente, W.

Quanto sopra indicato vale per il modello orario semplificato. La norma prevede di utilizzare lo stesso circuito equivalente per il modello statico medio mensile che porta agli stessi risultati indicati dalla \langle uni TS 11300.

Nel modello *R5C1* si hanno due potenziali esterni (le temperature T_{sup} e T_e) e tre flussi termici (F_m , F_{si} ed F_{air}). Le incognite risultano essere le tre temperature T_m , T_{si} e T_{air} e il flusso totale $F_{HC,nd}$, quando si hanno scambi di energia con l'esterno.

La comprensione del modello *R5C1* risulta più agevole se si osservano gli scambi energetici di Figura 52 per un generico ambiente. In pratica ai nodi T_{si} , T_{air} e T_m (segnati in rosso in quanto incognite del problema del modello *R5C1*) arrivano aliquote di energia proveniente dalla radiazione solare, F_{sol} , e dalle sorgenti interne, F_{int} . Le intensità di questi flussi energetici dipendono anche dagli scambi radiativi ad alta lunghezza d'onda fra le pareti e fra queste e l'aria ambiente.

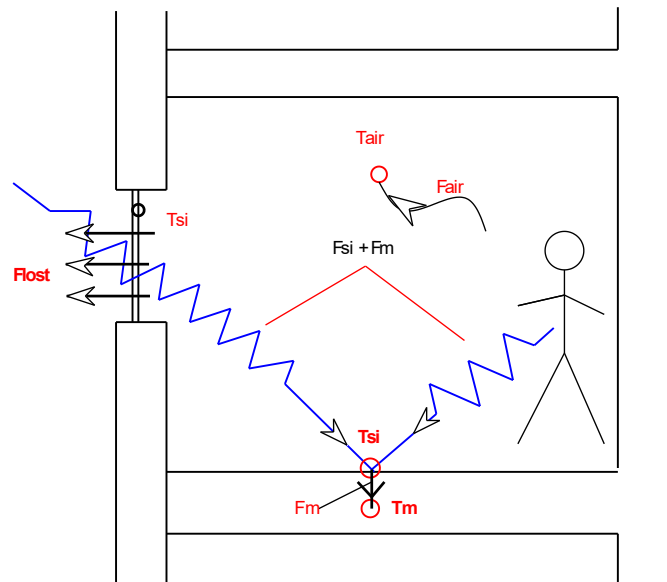


Figura 52: Schema degli scambi energetici per un ambiente

La norma UNI EN 13790 propone esplicitamente le relazioni di calcolo delle conduttanze di accoppiamento, non fornendone, tuttavia, alcuna giustificazione analitica.

8.2 DEFINIZIONE DELLE CONDUTTANZE, DELLA CAPACITÀ TERMICA E DEI FLUSSI TERMICI SCAMBIATI

Le conduttanze e la capacità termica presenti in Figura 6 sono definite nella Norma UNI EN 13790. Si riportano qui di seguito le definizioni generali. Per i casi particolari si rimanda alla suddetta norma.

8.2.1 CONDUTTANZA DI VENTILAZIONE, H_{VE}

La conduttanza di ventilazione è definita dalla relazione:

$$H_{ve} = \rho_a c_a \sum b_{ve,k} q_{ve,k,mn}$$

ove:

- H_{ve} conduttanza di ventilazione, W/K;
- $\rho_a c_a$ capacità termica per unità di volume dell'aria di ventilazione, pari a 1200 J/(Km³);
- $b_{ve,k}$ fattore correttivo che tiene conto della temperatura dell'aria di ventilazione per la zona k rispetto alla temperatura di alimentazione, T_{sup} ;
- $q_{ve,k,mn}$ portata di ventilazione per la zona k, m³/s.

La norma prevede correzioni nel caso di recupero di calore. Si rimanda ad essa per una descrizione dettagliata del calcolo di H_{ve}.

8.2.2 CONDUTTANZA DI TRASMISSIONE ATTRAVERSO LE FINESTRE, H_{TR,W}

La definizione è data dalla relazione:

$$H_{tr,w} = b_{tr,w} \sum A_j U_{wj}$$

ove si ha:

- $H_{tr,w}$ conduttanza per le superfici vetrate, W/K;
- $b_{tr,w}$ fattore di correzione nel caso si abbia una differenza di temperatura diversa da quella di progetto $t_a - t_e$;
- A_j Area della superficie delle finestre, m²;
- U_{wj} Trasmittanza della generica finestra j, W/(m²K).

8.2.3 CONDUTTANZA DI TRASMISSIONE DELLE PARETI OPACHE, H_{TR,OP}

La trasmittanza delle pareti opache, corretta per i casi di differenza di temperatura diversa da quella di progetto, è data dalla relazione:

$$H_{tr,adj} = H_D + H_g + H_U + H_A$$

ove è:

- H_D conduttanza per trasmissione diretta verso l'esterno, W/K;
- H_g conduttanza per trasmissione diretta verso il terreno, W/K;
- H_U conduttanza per trasmissione diretta verso ambienti non climatizzati, W/K;
- H_A conduttanza per trasmissione diretta verso edifici adiacenti, W/K.

La generica forma di ciascuna delle suddette conduttanze è del tipo:

$$H_x = b_{tr,x} \left(\sum_i A_i U_i + \sum_k l_k \psi_k + \sum_j \xi_j \right)$$

ove si ha:

- A_i Area dell'elemento i della superficie dell'involucro, m^2 ;
- U_i Trasmittanza dell'elemento i , $W/(m^2K)$;
- l_k lunghezza del ponte termico lineare k , m ;
- ψ_k Trasmittanza termica lineare del ponte termico k , W/m ;
- ξ_j Trasmittanza termica puntuale del ponte termico puntuale j , W/K ;
- $b_{tr,x}$ Fattore correttivo per differenze di temperatura non coincidente con quella di progetto.

8.2.4 CONDUTTANZE DI ACCOPPIAMENTO HTR,EM E HTR,MS

Al fine di tenere conto degli scambi radiativi di lunghezza d'onda lunga ($> 3 \mu m$) la Norma UNI EN 13790 prevede che la conduttanza delle pareti opache, $H_{tr,op}$, si suddivida in due parti.

Si osservi che la $H_{tr,op}$ dovrebbe collegare i nodi T_e e T_{si} se non si tenesse conto dello scambio radiativo di alta lunghezza d'onda. La norma suggerisce il calcolo delle seguenti conduttanze:

$$H_{tr,ms} = h_{ms} A_m$$

ove:

- h_{ms} è il coefficiente di convezione termica che la Norma pone pari a $9.1 W/(m^2K)$;
- A_m è l'area della massa efficace, m^2 .

La Norma UNI EN 13790 non specifica i motivi della scelta del coefficiente h_{ms} pari a $9.1 W/(m^2K)$. Questo dipende, fra l'altro, dalle caratteristiche delle pareti, dalla loro massa e dall'isolante eventualmente presente e dalle loro capacità di scambio radiativo oltre che dalle condizioni dello scambio (temperature in gioco).

L'area della massa efficace è data dalla relazione:

$$A_m = \frac{C_m}{\sum A_j \kappa_j^2}$$

ove:

- C_m è la capacità termica interna dell'edificio, J/K ;
- A_j è l'area dell'elemento j , m^2 ;
- κ_j è la capacità termica interna per unità di area dell'elemento j , in $J/(m^2K)$.

Il valore di κ_j è definito nella UNI EN 13786 in modo analitico ma può anche essere determinato in modo forfettario mediante il Prospetto 19 della Norma UNI TS 11300/1, come indicato in Tabella 39.

La capacità termica di massa dell'intero edificio è data dalla relazione:

$$C_m = \sum \kappa_j A_j$$

La UNI EN 13790 indica anche un metodo semplificato, rivelatosi sufficientemente realistico nelle analisi effettuate nel presente lavoro, per calcolare A_m e C_m mediante la seguente tabella:

Classe	A_m	C_m
Molto leggera	$2.5 * A_f$	$80000 * A_f$
Leggera	$2.5 * A_f$	$110000 * A_f$
Media	$2.5 * A_f$	$165000 * A_f$
Pesante	$3.0 * A_f$	$260000 * A_f$
Molto pesante	$3.5 * A_f$	$370000 * A_f$

Tabella 39: Valori di default per il calcolo di A_m e di C_m

8.2.5 COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICO PER LE CONDUTTANZE DI ACCOPPIAMENTO

La conduttanza di accoppiamento $H_{tr,em}$ è definita dalla relazione:

$$H_{tr,em} = \frac{1}{\frac{1}{H_{tr,op}} - \frac{1}{H_{tr,ms}}}$$

con il simbolismo sopra descritto. In pratica $H_{tr,em}$ è ottenuta dal parallelo fra $H_{tr,op}$ e $-H_{tr,ms}$.

Infine la trasmittanza di accoppiamento fra il nodo T_s e T_m è data da $H_{tr,is}$ definita dalla relazione:

$$H_{tr,is} = h_{is} A_{tot}$$

ove:

- h_{is} è il coefficiente di scambio termico fra i due nodi T_s e T_m , $W/(m^2K)$;
- A_{tot} è l'area di tutte le superfici che si affacciano sulla zona dell'edificio, m^2 .

Il coefficiente h_{is} è definito dalla Norma pari a $3.45 W/(m^2K)$.

Si osserva, anche con riferimento agli scambi interni indicati in Figura 52, che la superficie A_{tot} è riferita a tutte le superfici interne dell'edificio (o dell'ambiente nel caso di calcolo di tipo *multi room*) e non alle sole superfici di scambio termico verso l'esterno, come normalmente si calcola con le UNI TS 11300 (superfici esterne del volume lordo riscaldato). In pratica occorre tenere in conto tutte le superfici che effettuano scambi radiativi con l'aria ambiente (*cavità radiativa*). Questo comporta la necessità di fornire al modello anche le superfici delle pareti interne.

8.2.6 APPORTI INTERNI, F_{int}

Gli apporti interni sono dati, in termini di flusso termico in W , da tutte le sorgenti interne comprendenti persone, lampade, motori e recuperi energetici degli impianti attivi (riscaldamento o raffrescamento, ventilazione e ACS).

La Norma indica dettagliatamente come effettuare il calcolo di questi flussi, in modo del tutto simile a quanto indicato dalle UNI TS 11300. Ad essa si rimanda per la formulazione completa.

Nel caso di un metodo di calcolo dinamico è possibile avere una formulazione oraria del flusso interno, F_{int} , e cioè occorre tenere conto del *profilo d'uso* sia degli occupanti che delle varie sorgenti interne (ad esempio per l'ACS, l'illuminazione, per il recupero energetico dagli impianti).

Questo tipo di formulazione è tipica dei programmi di calcolo dei carichi termici estivi e caratterizzano la variabilità oraria delle sorgenti interne. Lo stesso criterio si deve adottare con il metodo orario qui esaminato.

8.2.7 APPORTI SOLARI, F_{sol}

Il flusso solare, in W , è dato dalla relazione:

$$F_{sol} = F_{sh} A_{sol,k} I_{sol} - f_{rk} F_{r,k}$$

ove:

- F_{sol} Flusso solare totale, W ;

- $A_{sol,k}$ area di captazione efficace della k.ma superficie, m^2 ;
- F_{sh} fattore di ombreggiamento della k.ma superficie;
- I_{sol} valore medio dell'irraggiamento solare sulla k.ma superficie, W ;
- $F_{r,k}$ extra flusso ad alta lunghezza d'onda verso la volta celeste, W ;
- $f_{r,k}$ fattore di vista fra l'elemento k e il cielo.

La Norma indica dettagliatamente come calcolare F_{rk} . Informazioni ancora più dettagliate sono disponibili nella UNI TS 11300. Anche in questo caso occorre un profilo orario per rispondere alle esigenze di un calcolo dinamico.

L'irraggiamento solare indicato nella precedente relazione è il valore medio giornaliero, come indicato dalla UNI 10349 o dalle tabelle Enea. Tuttavia per un andamento orario dell'irraggiamento solare occorre avere le serie storiche dei valori medi orari giornalieri per ciascun mese. Tali dati possono essere reperiti in letteratura dai data base internazionali (ad esempio IGDG, o *Weather Data* di ENERGY PLUS®).

Nei casi in cui non si abbiano dati sperimentali per le località di riferimento si possono utilizzare metodi di *detrending* a partire da dati medi giornalieri, quali quelli forniti dalla UNI 10349.

8.2.8 FLUSSO DI ENERGIA AL NODO T_{si}

Il flusso di energia interna verso il nodo T_{si} è dato dalla relazione:

$$F_{is} = 0.5F_{int}$$

Con il simbolismo sopra indicato. Ne caso del metodo orario F_{is} non è un valore unico ma un vettore di dati orari che deve essere fornito al modello. E' anche possibile un calcolo automatico interno alle routine di calcolo.

8.2.9 FLUSSO VERSO IL NODO T_s

E' dato dalla relazione:

$$F_{st} = \left(1 - \frac{A_m}{A_t} - \frac{H_{tr,w}}{9.1A_t} \right) [0.5F_{int} + 0.5F_{sol}]$$

Con il simbolismo già indicato. La Norma non fornisce alcuna giustificazione su questa definizione.

Come per F_{is} , anche F_{st} e successivamente F_m , sono vettori orari.

8.2.10 FLUSSO VERSO IL NODO T_m

E' data dalla relazione:

$$F_m = \frac{A_m}{A_t} (0.5F_{int} + 0.5F_{sol})$$

con il simbolismo sopra definito. F_m è un vettore orario.

8.3 ORGANIZZAZIONE DEI DATI DI INPUT DEL MODELLO R5C1

Da quanto indicato nel precedente paragrafo, il calcolo delle cinque resistenze, della capacità totale interna dell'edificio e dei tre flussi di energia verso i tre nodi incogniti richiede una notevole quantità di dati.

In particolare si richiedono:

- Per le pareti *dimensioni, U_i , b_{trr} , α , I_s ;*
- Per le finestre *dimensioni, U_i , b_{trr} , F_{sh} , I_s ;*
- Per i flussi solari *I_s , F_s su ogni orientamento, F_{rk} con il cielo;*
- Per i flussi interni *potenze interne e di recupero;*
- Per la capacità termica *capacità termiche di superficie di ciascuna parete.*

In definitiva, al fine di predisporre le conduttanze richieste dal modello R5C1, si richiedono gli stessi dati necessari per effettuare il calcolo con i metodi tradizionali, ad esempio applicando le UNI TS 11300/1 e 2 o con il metodo di calcolo alle funzioni di trasferimento TFM.

In più occorre fornire, essendo il modello di calcolo dinamico di tipo orario, i dati orari per la temperatura media esterna e per l'irraggiamento solare.

Inoltre, come si meglio si esplicherà nel prosieguo, occorre definire un *profilo d'uso* per le sorgenti interne (affollamento, ACS, Illuminazione, recupero energetico dagli impianti) ed un *profilo d'uso* per l'utilizzo degli impianti (intervalli di accensione e/o di spegnimento, valore della temperatura di termostato con eventuale attenuazione, presenza di ventilazione meccanica controllata, valori della portata di ventilazione).

8.4 SOLUZIONE DEL MODELLO R5C1

La Norma UNI EN 13790 indica il modello R5C1 ed espone in dettaglio solo il metodo di calcolo statico senza nulla indicare per il metodo orario dinamico.

Ai fini di ottenere un modello dinamico, si è allora sviluppato il metodo di calcolo utilizzando i criteri tipici della *Teoria dei Circuiti* per i casi principali analizzati.

3. Scelta del metodo di calcolo per il modello R5C1

La Norma UNI EN 13790 prevede che si possa utilizzare lo stesso modello di Figura 6 con più metodi di soluzione e precisamente:

Metodo di calcolo orario semplificato;

Metodo mensile

Nel primo caso l'input dei dati è orario e il modello tiene conto degli effetti di transitorio termico per effetto della capacità termica C_m .

Nel secondo caso l'input dei dati è riferito al mese e allora si richiede l'introduzione di fattori correttivi (detti *fattori di utilizzo*) che dipendono dalla costante di tempo dell'edificio.

Quest'ultimo metodo ricalca molto da vicino quanto specificato anche nelle UNI TS11300 per il calcolo dell'energia media stagionale.

Si ritiene che avere a disposizione un modello con la capacità termica C_m sia un'occasione per utilizzarlo con il metodo orario semplificato. In questo modo i transitori termici e gli effetti di accumulo sono tenuti automaticamente in conto.

In definitiva l'utilizzo del metodo mensile non appare congruente con il modello stesso. Di conseguenza si svilupperà solo questo metodo di calcolo.

8.4.1 MODALITÀ DI UTILIZZO DEL MODELLO R5C1

Il modello *R5C1* può essere utilizzato in due modalità fondamentali.

Modalità diretta

Si calcola la risposta dell'edificio alle sollecitazioni interne ed esterna e in particolare si calcolano le temperature T_{air} (che può anche essere imposta), T_{si} , T_m e il flusso termico scambiato $F_{HC,nd}$.

Il flusso termico scambiato con l'esterno è sempre una variabile dipendente ed è il principale dato di calcolo.

8.4.2 EVOLUZIONI TERMICHE DINAMICHE DELL'EDIFICIO

L'edificio ha diverse possibilità di evoluzione termica a seconda dei vincoli imposti alle variabili.

Lo stesso modello circuitale può essere utilizzato per trovare la risposta a diverse situazioni di calcolo.

8.4.3 EVOLUZIONE LIBERA

Se si considera l'edificio sottoposto alle variazioni delle sole temperature esterna, T_e , e di alimentazione dell'aria di ventilazione, T_{sup} , oltre ai flussi di energia per sorgenti interne e solare, allora la temperatura interna, T_{air} , e le due temperature di superficie, T_s , e di massa, T_m , varieranno liberamente, come pure il flusso scambiato $F_{HC,nd}$.

E' questo il caso di evoluzione delle variabili dipendenti quando non si ha alcun intervento degli impianti di climatizzazione.

Un edificio lasciato a se stesso evolve liberamente in modo che le temperature interne sopra indicate portino ad bilanciamento totale dei flussi termici.

8.4.4 EVOLUZIONE CON TEMPERATURA INTERNA IMPOSTA

E' questo il caso in cui gli impianti di climatizzazione sono attivi e, come conseguenza diretta, la temperatura interna, T_{air} , è mantenuta al valore di settaggio, T_{set} .

Si vuol dire che l'edificio è termostato al valore desiderato e gli impianti (regolazione compresa) forniscono l'energia necessaria, con il proprio segno, per mantenere la temperatura al valore desiderato.

In questo caso il flusso $F_{HC,nd}$ è quello necessario a mantenere le condizioni di termostato e quindi è il flusso termico di riscaldamento, nel caso invernale, o il flusso termico di raffrescamento (detto anche *extraction rate*), nel caso estivo.

Non si pensi che il segno del flusso termico $F_{HC,nd}$ sia determinato univocamente dalla stagione, cioè se si è in riscaldamento o in raffrescamento. In realtà i bilanci termici sono complessi e il segno del flusso è determinato dal bilancio netto fra energia entrante ed energia uscente dall'edificio.

In questo giocano un ruolo fondamentale le forzanti, cioè l'energia solare e l'energia interna (affollamento, lampade, motori, acqua calda sanitaria, ...) oltre ai valori dei potenziali esterni (T_{sup} e T_a).

8.4.5 EVOLUZIONE MISTA

Se gli impianti non sono sempre attivi ma subiscono uno spegnimento programmato durante alcune ore del giorno o della notte allora l'edificio si evolve con risposta libera quando l'impianto di climatizzazione è spento e con risposta a temperatura imposta quando l'impianto di climatizzazione è attivo.

Un esempio si ha nelle zone climatiche dalla C alla E nelle quali si ha un numero di ore di funzionamento variabile dalle 10 alle 18 giornaliere e quindi si preferisce attenuare gli impianti piuttosto che spegnerli per evitare gli effetti dei transitori di accensione ed avere una risposta più rapida risettando la temperatura del termostato.

Tipica è la situazione invernale in cui la temperatura interna è fissata a 20 °C quando sono presenti gli occupanti e a 16-17 °C quando gli occupanti sono fuori casa.

Nel momento in cui il programmatore di ambiente cambia la temperatura di settaggio l'impianto ha una risposta molto più rapida che nel caso di impianti che partono dalla condizione di spegnimento totale.

Nelle zone climatiche più calde, A e B, solitamente il numero ridotto di ore di funzionamento (tipicamente 8 ore al giorno) porta allo spegnimento dell'impianto.

Può anche accadere che l'impianto venga acceso per alcune ore la mattina (ad esempio dalla 6 alle 8) e per alcune ore nella sera (ad esempio dalle 17 alle 22).

In questi casi l'evoluzione termica dell'edificio è mista nel senso che è libera quando l'impianto è spento e con temperatura imposta quando l'impianto è acceso.

8.4.6 MODALITÀ INVERSA

Si calcola la risposta dell'edificio, in particolare T_{air} , T_{si} , T_m , imponendo il flusso termico $F_{HC,nd}$ esterno.

Il flusso termico è una variabile, quindi, indipendente ed è una delle forzanti esterne del sistema, unitamente ai flussi solari ed interni.

Questo metodo è sostanzialmente di verifica dei consumi energetici degli edifici e/o di verifica della funzionalità degli impianti di climatizzazione, in particolare dei corpi scaldanti nei singoli ambienti se si utilizza la modalità *multi room*.

Infatti, con il modo *multi room* è possibile analizzare l'evoluzione dei singoli ambienti e quindi anche imporre flussi termici con vari tipi di terminali.

Questa modalità di calcolo è anche utile per il calcolo predittivo della risposta dell'edificio (o degli ambienti per il caso *multi room*) alle forzanti esterne (sia climatiche che impiantistiche).

8.5 SOLUZIONI PER MODALITÀ DIRETTA

8.5.1 SOLUZIONE DEL MODELLO R5C1 DELLA UNI EN 13790 IN EVOLUZIONE LIBERA

Con riferimento alla Figura 6 che descrive il modello R5C1, indicando con:

$$P_1 = T_{sup}$$

$$P_2 = T_e$$

$$P_3 = T_m$$

$$P_4 = T_s$$

$$P_5 = T_{air}$$

$$I_1 = F_{air}$$

$$I_2 = F_{si}$$

$$I_3 = F_m$$

$$I_{out} = F_{HC, nd}$$

si possono scrivere le seguenti equazioni di bilancio ai nodi, con il simbolismo indicato in precedenza e tendo presente che la condizione di evoluzione libera:

$$I_{out} = 0$$

Nodo P_5 :

$$I_1 + G_1(P_1 - P_5) + G_5(P_4 - P_5) = 0$$

Nodo P_4 :

$$I_2 + G_5(P_5 - P_4) + G_2(P_2 - P_4) + G_4(P_3 - P_4) = 0$$

Nodo P_3 :

$$I_3 + G_4(P_4 - P_3) + G_3(P_2 - P_3) = C \frac{dP_3}{dt}$$

Ove per la capacità è:

$$I_C = C \frac{dP_3}{dt}$$

Per l'intero sistema dobbiamo avere che la somma delle correnti entranti dev'essere pari a quelle uscenti e cioè:

$$I_1 + I_2 + I_3 + I_{ext1} + I_{ext2} = I_C$$

ove si ponga $I_{out}=0$ per l'evoluzione libera in quanto il sistema non scambia energia con gli impianti esterni. Quest'equazione è, tuttavia, ridondante.

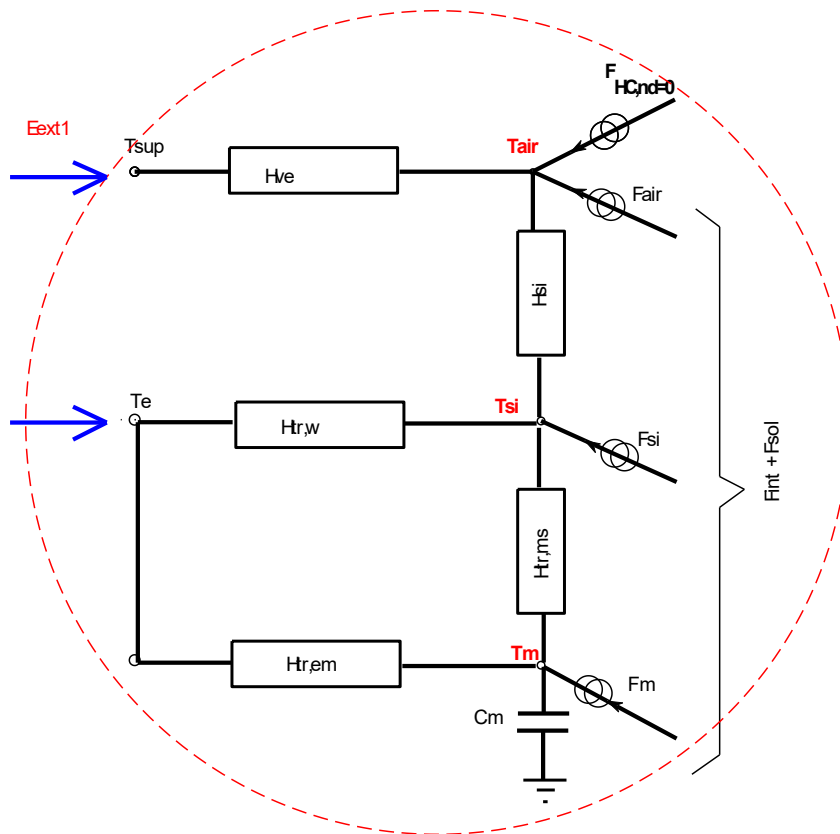


Figura 16: Superficie di controllo del sistema

Ponendo:

$$A = \frac{G_1 P_1 + I_1}{G_1 + G_5}$$

$$B = \frac{G_5}{G_1 + G_5}$$

$$C_1 = \frac{I_2 + G_5 A + G_2 P_2}{G_2 + G_4 + G_5 - G_5 B}$$

$$D = \frac{G_4}{G_2 + G_4 + G_5 - G_5 B}$$

Si ottengono i seguenti risultati espliciti:

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{I_3 + G_3 P_2 + G_4 C_1}{C} - \frac{G_3 + G_4 - G_4 D}{C} P_3$$

$$P_4 = C_1 + D P_3$$

$$P_5 = A + B P_4$$

La prima è un'equazione differenziale del primo ordine non omogenea della forma:

$$y'(x) = Ay(x) + c(x) + d$$

con condizione iniziale $y(0)=y_0$.

La soluzione analitica è della forma:

$$y(x) = e^{ax} \int_0^x e^{-ax} (c(\xi) + d) d\xi + k_1 e^{ax}$$

Essa può essere risolta con qualsiasi metodo numerico, ad esempio con il metodo di Heun.

8.5.2 METODO DI HEUN PER L'EVOLUZIONE LIBERA

L'equazione differenziale da risolvere è del tipo:

$$\frac{dP_3}{dt} = F(t, P_3(t))$$

con:

$$P_3(t_0) = c_i$$

e T passo di integrazione. La relazione iterativa di Heun è:

$$P_3(t_{n+1}) = P_3(t_n) + \frac{T}{2} \left[F(t_n, P_3(t_n)) + F(t_{n+1}, P_3(t_{n,P_3})) + T F(t_n, P_3(t_n)) \right]$$

Per l'evoluzione libera risulta:

$$F(t, P_3(t)) = -\lambda(t) P_3(t) + g(t)$$

ove si ha:

$$\lambda = \frac{G_3 + G_4 - DG_4}{C}$$

$$g = \frac{I_3 + G_3 P_2 + G_4 C_1}{C}$$

con le definizioni già date per D e C_1 .

La relazione iterativa è allora:

$$P_3(t_{n+1}) = P_2(t_n) + \frac{T}{2} \left[g(t_{n+1}) + g(t_n) (1 - \lambda(t_{n+1})T) - P_3(t_n) (\lambda(t_{n+1}) + \lambda(t_n) - T\lambda(t_n)\lambda(t_{n+1})) \right]$$

E' questo l'algoritmo implementato nella routine di *Matlab*[®].

Nota P_3 si calcolano immediatamente gli altri potenziali incogniti P_4 , P_5 e il flusso I_{out} che è il flusso totale $F_{HC,nd}$

Si osservi che in una prima fase si desidera esaminare il comportamento del modello ridotto (routine principale di calcolo) a prescindere dalla complessità dell'edificio.

Si escludono, quindi, le interazioni fra zone diverse e fra ambienti non riscaldati o non raffrescati. In una seconda fase si provvederà a modificare la routine di calcolo per tenere conto delle condizioni operative.

8.6 INTERFACCIA PER L'UTILIZZO DEL MODELLO DI CALCOLO ORARIO

Lo scopo del lavoro qui esposto è di verificare la validità del modello *R5C1* proposto dalla UNI EN 13790. Si sono, quindi, predisposte alcune routine di calcolo in *Matlab*[®] che richiedono la preparazione dei dati di input separatamente mediante opportuni fogli di calcolo, vedi Figura 17.

A questo scopo, non essendoci alcun programma commerciale che potesse adattarsi alla preparazione di questi dati di input, si è predisposto un foglio di calcolo in Excel che provvede a calcolare i calori delle conduttanze, della capacità termica C_m e i vettori di ingresso sopra specificati (I_1, T_{sup}, T_e). Il foglio di calcolo è suddiviso in due aree di calcolo, come visualizzato in Figura 19, per la prima area, e in Figura 20, per la seconda area.

Alcuni dati relativi al calcolo dei vettori di ingresso sono illustrati nel metodo di calcolo per evoluzione libera, vedi più avanti. In ogni caso nella seconda area del foglio di calcolo sono presenti i dati delle forzanti esterne ($T_{sup}, T_e, I_{sol}, \dots$). Le temperature esterne e l'irraggiamento solare con passo orario sono desunte dal data base IGDG per Catania Fontanarossa.

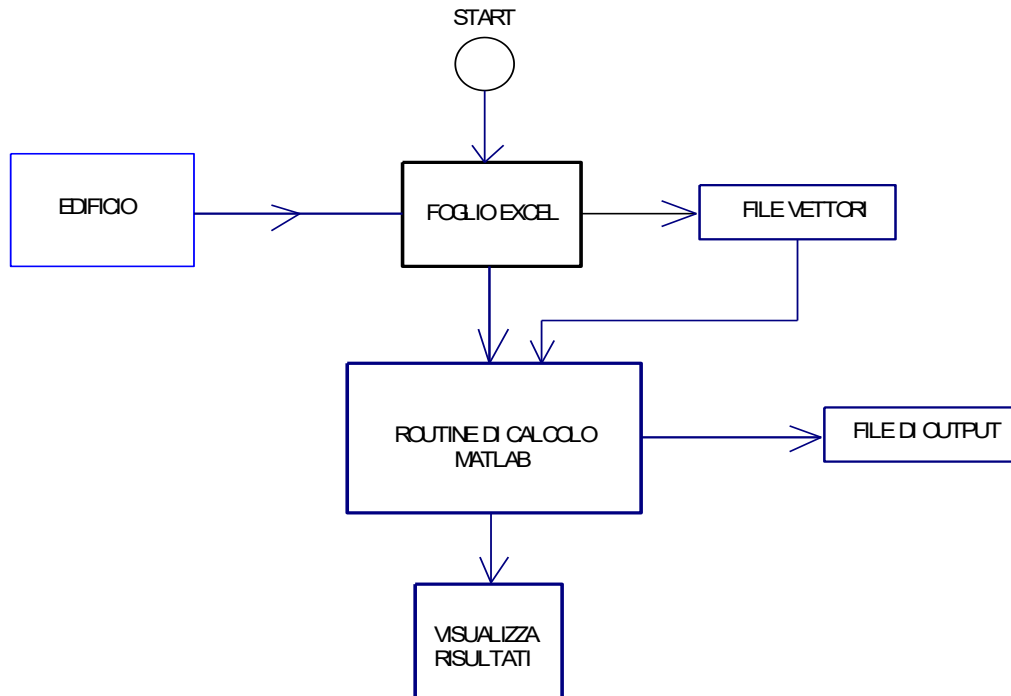


Figura 53: Organizzazione delle fasi di input e di calcolo

8.6.1 CALCOLO DELLE CONDUTTANZE E DELLA CAPACITÀ TERMICA

La prima parte del foglio, Figura 19, richiede nella finestra principale i dati dimensionali delle pareti e delle finestre, suddividendoli per esposizione.

Si richiedono anche i fattori b_{tr} , le trasmittanze U_j , il rapporto aU/h_e per il calcolo dell'area efficace per l'irraggiamento solare. Per pareti verticali e orizzontali viene calcolato l'angolo di inclinazione θ e il fattore di vista parete – cielo, f_{kc} , infine il valore di H_{tr} per ciascun elemento.

Il foglio di calcolo determina i valori di input delle conduttanze del modello *R5C1*, come indicato in Figura 18. Come si vedrà più avanti, porre $G_1=H_{ve}=0$ equivale ad informare la routine di calcolo che questo dato non è costante ma che dovrà essere letto nell'ultima colonna del vettore di input, come visibile nella Figura 20.

G1=Hve	40,00
G2=Hw	48,92
G3=ht,em	173,87
G4=Ht,ms	1962,00
G5=Ht,is	1462,11
C	13.200.000
T	3600
Am	200,00
At	423,80

Figura 18: Conduttanze ed altri dati per il modello

Se, invece, il valore è diverso da zero allora la routine di calcolo ignora l'ultima colonna di input e considera il valore presente come costante.

PREPARAZIONE FILES PER UNI 13790													
	U	b.tr	S	aU/he	Aeff	Beta	fkc	H.tr	Dte	fp	Densità	Ci	Cmi
Parete Nord	0,384	1	30,00	0,008	0,23	1,57	0,500	11,52	10	1	1000	800	1200000
Finestra Nord	3,02	1	0,00	0,800	0,00	1,57	0,500	0,00	10	1	1400	800	0
Parete Sud	0,384	1	24,60	0,008	0,19	1,57	0,500	9,45	12	1	1000	800	984000
Finestra Sud	3,02	1	5,40	0,800	4,32	1,57	0,500	16,31	12	1	1400	800	18144
Parete Est	0,384	1	24,60	0,008	0,19	1,57	0,500	9,45	19	1	1000	800	984000
Finestra Est	3,02	1	5,40	0,800	4,32	1,57	0,500	16,31	19	1	1400	800	18144
Parete Ovest	0,384	1	24,60	0,008	0,19	1,57	0,500	9,45	26	1	1000	800	984000
Finestra Ovest	3,02	1	5,40	0,800	4,32	1,57	0,500	16,31	19	1	1400	800	18144
Parete Nord Est	0,384	1	0,00	0,008	0,00	1,57	0,500	0,00	12	1	1000	800	0
Finestra Nord Est	3,02	1	0,00	0,800	0,00	1,57	0,500	0,00	12	1	1400	800	0
Parete Nord Ovest	0,384	1	0,00	0,008	0,00	1,57	0,500	0,00	12	1	1000	800	0
Finestra Nord Ovest	3,02	1	0,00	0,800	0,00	1,57	0,500	0,00	12	1	1400	800	0
Parete Sud Est	0,384	1	0,00	0,008	0,00	1,57	0,500	0,00	12	1	1000	800	0
Finestra Sud Est	3,02	1	0,00	0,800	0,00	1,57	0,500	0,00	12	1	1400	800	0
Parete Sud Ovest	0,384	1	0,00	0,008	0,00	1,57	0,500	0,00	12	1	1000	800	0
Finestra Sud Ovest	3,02	1	0,00	0,800	0,00	1,57	0,500	0,00	26	1	1400	800	0
Pavimento	0,737	0	100,00	0,000	0,00	0	1,000	0,00	0	1	1000	800	4000000
Soffitto	0,307	1	100,00	0,007	0,66	0	1,000	30,70	14	1	1000	800	4000000
Pareti Int.	0,743	0	120,00		120,00	0	1,000	89,16	0	1	1000	800	4800000
													17006432
Mese	7												
H.altezza	3			G1=Hve	40,00			G1=0 per portata variabile					
Htot	119,48			G2=Hw	48,92								
Hw	48,92			G3=ht,em	173,87	ft.ms	1			R1	0,02500		
Hpar	70,56			G4=Ht,ms	1962,00	Ht,ms	1962,00	31*Am*ft.em		R2	0,02044		
Htr.op	159,72			G5=Ht,is	1462,11	Ht,em	173,87	1/(1/Htr.op-1/Ht.ms)		R3	0,00575		
Sw	16,20			C	13.200.000	ft.is	1			R4	0,00051		
Af	80,00			T	3600	Ht.is	1462,11	3,45*At*ft.is		R5	0,00068		
At	423,80			Am	200,00					C	13.200.000		
Asky	7,54			At	423,80					T	3600		
Hve	40												
Am	200	2,5* Af											

Figura 19: Foglio di calcolo in Excel – Prima Parte per il calcolo delle conduttanze e la capacità termica

								P1	P2	P5	I1	Ft	G1
Ora	I-sky	F.int	F.sol	Te (°C)	Ta(°C)	Tvent (°C)	Imp-Avv	T-sup	Te (K)	Tair(K)	Fi.ia	Fint+Fsol	Hve
1	40,00	400	-301,67	18,5	26,00	18,50	0	291,7	291,7	0,0	200	98,33	40,00
2	40,00	400	-301,67	18,2	26,00	18,20	0	291,4	291,4	0,0	200	98,33	40,00
3	40,00	400	-301,67	17,8	26,00	17,80	0	291,0	291,0	0,0	200	98,33	40,00
4	40,00	400	-301,67	17,5	26,00	17,50	0	290,7	290,7	0,0	200	98,33	40,00
5	40,00	400	-300,34	18,0	26,00	18,00	0	291,2	291,2	0,0	200	99,66	40,00
6	40,00	400	1265,40	18,9	26,00	18,90	0	292,1	292,1	0,0	200	1665,40	40,00
7	40,00	400	2009,42	20,2	26,00	20,00	1	293,2	293,4	299,2	200	2409,42	40,00
8	40,00	400	2668,84	21,6	26,00	20,00	1	293,2	294,8	299,2	200	3068,84	80,00
9	40,00	400	3336,70	23,4	26,00	23,40	0	296,6	296,6	0,0	200	3736,70	80,00
10	40,00	400	3354,23	25,4	26,00	25,40	0	298,6	298,6	0,0	200	3754,23	80,00
11	40,00	400	3672,89	26,1	26,00	26,10	0	299,3	299,3	0,0	200	4072,89	80,00
12	40,00	400	3547,52	26,2	26,00	26,20	0	299,4	299,4	0,0	200	3947,52	80,00
13	40,00	400	3928,97	25,8	26,00	25,80	0	299,0	299,0	0,0	200	4328,97	80,00
14	40,00	400	4358,94	25,6	26,00	25,60	0	298,8	298,8	0,0	200	4758,94	80,00
15	40,00	400	4219,91	25,4	26,00	25,40	0	298,6	298,6	0,0	200	4619,91	80,00
16	40,00	400	3896,18	25,1	26,00	20,00	1	293,2	298,3	299,2	200	4296,18	80,00
17	40,00	400	3557,52	24,6	26,00	20,00	1	293,2	297,8	299,2	200	3957,52	80,00
18	40,00	400	2747,37	23,9	26,00	20,00	1	293,2	297,1	299,2	200	3147,37	80,00
19	40,00	400	-273,82	23,1	26,00	20,00	1	293,2	296,3	299,2	200	126,18	80,00
20	40,00	400	-300,34	22,2	26,00	20,00	1	293,2	295,4	299,2	200	99,66	80,00
21	40,00	400	-301,67	21,3	26,00	20,00	1	293,2	294,5	299,2	200	98,33	80,00
22	40,00	400	-301,67	20,2	26,00	20,20	0	293,4	293,4	0,0	200	98,33	40,00
23	40,00	400	-301,67	19,5	26,00	19,50	0	292,7	292,7	0,0	200	98,33	40,00
24	40,00	400	-301,67	19,0	26,00	19,00	0	292,2	292,2	0,0	200	98,33	40,00

Figura 20: Foglio di calcolo in Excel – Seconda Parte per il calcolo dei vettori di input al modello

8.6.2 CALCOLO DEI VETTORI DI INPUT AL MODELLO

Il calcolo dei vettori di input al modello è predisposto con la seconda parte del foglio Excel, vedi Figura 20. I dati di input sono raggruppati in una zona segnata in giallo, come indicato in Figura 21. I dati numerici (senza le intestazioni) debbono essere copiati in un editor di testo nel quale si sostituisca la virgola (separatore standard di Excel) con il punto decimale (riconosciuto da *Matlab*[®]) e conservati in un file di testo con un nome mnemonico a scelta.

Questo file sarà poi indicato nella finestra di selezione della routine *Matlab*[®], come si vedrà più avanti.

Si osserva che i primi dati di input, cioè le conduttanze e la capacità termica, rimangono costanti per l’edificio qualunque sia il mese di elaborazione.

I vettori di ingresso, invece, variano con il mese di elaborazione scelto e allora il foglio Excel legge i dati orari per la temperatura esterna e per la radiazione solare per il mese considerato in altre tabelle, come indicato in Tabella 4 per la temperatura e in Tabella 5 per la radiazione solare media sul piano orizzontale.

Per calcolare il flusso solare nelle pareti e nelle finestre occorre calcolare il fattore R_{bk} (rapporto fra il flusso nella superficie considerata rispetto al il flusso orizzontale):

$$R_b = \frac{\cos \delta \cos \varphi \cos \beta \cos \omega + \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \cos \delta \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega + \sin \varphi \cos \beta \sin \delta - \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma \sin \delta}{\cos \delta \cos \varphi \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta}$$

con φ latitudine, δ declinazione solare, β inclinazione della superficie, ω angolo azimutale. Tale valore è calcolato per Catania per i vari orientamenti. I dati sono riportati in Tabella 6. Il foglio di calcolo dei vettori legge automaticamente per ciascun orientamento questi fattori per il calcolo del flusso solare, F_{sol} , necessario per calcolare i vettori $I_1(F_{ia})$ e F_t , ($F_{sol} + F_{int}$).

P1	P2	P5	I1	Ft	G1
T-sup	Te (K)	Tair(K)	Fi.ia	Fint+Fsol	Hve
291,7	291,7	0,0	200	98,33	40,00
291,4	291,4	0,0	200	98,33	40,00
291,0	291,0	0,0	200	98,33	40,00
290,7	290,7	0,0	200	98,33	40,00
291,2	291,2	0,0	200	99,66	40,00
292,1	292,1	0,0	200	1665,40	40,00
293,2	293,4	299,2	200	2409,42	40,00
293,2	294,8	299,2	200	3068,84	80,00
296,6	296,6	0,0	200	3736,70	80,00
298,6	298,6	0,0	200	3754,23	80,00
299,3	299,3	0,0	200	4072,89	80,00
299,4	299,4	0,0	200	3947,52	80,00
299,0	299,0	0,0	200	4328,97	80,00
298,8	298,8	0,0	200	4758,94	80,00
298,6	298,6	0,0	200	4619,91	80,00
293,2	298,3	299,2	200	4296,18	80,00
293,2	297,8	299,2	200	3957,52	80,00
293,2	297,1	299,2	200	3147,37	80,00
293,2	296,3	299,2	200	126,18	80,00
293,2	295,4	299,2	200	99,66	80,00
293,2	294,5	299,2	200	98,33	80,00
293,4	293,4	0,0	200	98,33	40,00
292,7	292,7	0,0	200	98,33	40,00
292,2	292,2	0,0	200	98,33	40,00

Figura 21: Zona contenente i vettori di input per il modello

Temperature medio giornaliere mensili a Catania												
Time	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
0:01- 1:00	7,90	8,50	9,20	11,10	14,80	18,50	21,30	22,70	20,40	15,70	12,60	9,30
1:01- 2:00	7,60	8,10	8,60	10,50	14,30	18,20	20,70	22,00	19,80	15,10	12,30	9,00
2:01- 3:00	7,30	7,70	7,90	10,00	13,90	17,80	20,00	21,40	19,30	14,60	12,00	8,70
3:01- 4:00	7,10	7,40	7,30	9,50	13,50	17,50	19,40	20,80	18,80	14,10	11,90	8,50
4:01- 5:00	7,00	7,10	7,00	9,50	13,70	18,00	19,80	20,70	18,60	13,70	11,80	8,30
5:01- 6:00	6,90	6,80	6,90	9,80	14,20	18,90	20,80	20,80	18,70	13,40	11,70	8,00
6:01- 7:00	7,00	6,50	6,80	10,30	15,00	20,20	22,20	21,20	19,10	13,20	11,70	7,70
7:01- 8:00	7,70	7,50	8,40	11,90	16,50	21,60	23,90	23,00	20,70	14,90	12,80	8,70
8:01- 9:00	8,90	9,10	10,70	14,30	18,50	23,40	26,10	25,70	23,10	17,70	14,40	10,40
9:01-10:00	10,40	11,30	13,90	17,30	21,10	25,40	28,60	29,10	26,30	21,50	16,70	12,60
10:01-11:00	11,60	12,60	15,40	18,40	21,90	26,10	29,60	30,10	27,40	22,90	18,00	14,10
11:01-12:00	12,70	13,80	16,40	18,90	22,00	26,20	29,90	30,20	27,90	23,60	19,20	15,40
12:01-13:00	13,90	14,80	17,00	18,80	21,50	25,80	29,60	29,50	27,70	23,70	20,30	16,60
13:01-14:00	14,30	15,00	17,20	18,70	21,40	25,60	29,50	29,50	27,70	23,70	20,40	16,90
14:01-15:00	14,20	14,70	17,00	18,40	21,20	25,40	29,20	29,30	27,40	23,20	19,90	16,60
15:01-16:00	13,80	14,00	16,50	17,90	21,00	25,10	28,80	29,00	26,90	22,40	18,90	15,90
16:01-17:00	13,00	13,20	15,80	17,10	20,50	24,60	28,20	28,50	26,20	21,50	18,00	15,00
17:01-18:00	11,90	12,20	14,80	16,10	19,80	23,90	27,50	27,80	25,40	20,40	16,70	13,80
18:01-19:00	10,30	11,00	13,50	14,90	18,90	23,10	26,60	26,90	24,40	19,10	15,20	12,30
19:01-20:00	9,60	10,40	12,70	14,20	18,10	22,20	25,70	26,20	23,60	18,30	14,40	11,50
20:01-21:00	9,10	10,00	12,10	13,50	17,30	21,30	24,60	25,30	23,00	17,80	14,00	11,00
21:01-22:00	8,80	9,70	11,60	13,10	16,50	20,20	23,40	24,50	22,40	17,40	13,70	10,70
22:01-23:00	8,30	9,30	10,90	12,50	15,80	19,50	22,50	23,80	21,70	16,80	13,30	10,20
23:01-24:00	7,90	8,90	10,10	11,80	15,30	19,00	21,90	23,20	21,10	16,20	12,80	9,70

Tabella 4: Dati orari per la temperatura esterna a Catania

Irraggiamento medio giornaliero mensile a Catania												
Hourly Statistics for Global Horizontal Solar Radiation Wh/m ²												
Time	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
0:01- 1:00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1:01- 2:00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2:01- 3:00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3:01- 4:00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4:01- 5:00	-	-	-	-	-	2,00	-	-	-	-	-	-
5:01- 6:00	-	-	-	9,00	37,00	52,00	34,00	13,00	1,00	-	-	-
6:01- 7:00	-	1,00	21,00	80,00	131,00	153,00	130,00	92,00	50,00	18,00	2,00	-
7:01- 8:00	18,00	41,00	105,00	193,00	266,00	297,00	275,00	221,00	157,00	97,00	51,00	20,00
8:01- 9:00	87,00	126,00	216,00	335,00	433,00	471,00	459,00	391,00	301,00	205,00	135,00	85,00
9:01-10:00	164,00	222,00	338,00	484,00	604,00	649,00	653,00	573,00	456,00	322,00	222,00	154,00
10:01-11:00	231,00	311,00	445,00	608,00	740,00	793,00	815,00	727,00	584,00	416,00	292,00	211,00
11:01-12:00	273,00	367,00	509,00	674,00	807,00	867,00	904,00	811,00	648,00	457,00	323,00	240,00
12:01-13:00	274,00	373,00	510,00	662,00	787,00	852,00	895,00	802,00	627,00	432,00	304,00	234,00
13:01-14:00	237,00	326,00	448,00	577,00	685,00	752,00	791,00	701,00	529,00	349,00	244,00	194,00
14:01-15:00	174,00	245,00	343,00	444,00	529,00	593,00	621,00	539,00	385,00	237,00	162,00	134,00
15:01-16:00	102,00	153,00	225,00	298,00	359,00	415,00	428,00	359,00	235,00	128,00	81,00	69,00
16:01-17:00	33,00	70,00	119,00	168,00	208,00	252,00	252,00	200,00	112,00	45,00	16,00	12,00
17:01-18:00	-	10,00	36,00	69,00	95,00	126,00	119,00	84,00	30,00	3,00	-	-
18:01-19:00	-	-	-	8,00	23,00	42,00	36,00	16,00	1,00	-	-	-
19:01-20:00	-	-	-	-	-	2,00	1,00	-	-	-	-	-
20:01-21:00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
21:01-22:00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
22:01-23:00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23:01-24:00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabella 5: Dati per l'irraggiamento orario medio per i vari mesi a Catania

Fattori R _b per inclinazione e orientamenti pareti									
Ora	Rb.Oriz	Rb.E	Rb.W	Rb,N	Rb.S	Rb.NE	Rb.NW	Rb.SE	Rb.SW
1	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
2	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
3	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
4	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
5	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,5246	0,0000	3,2951	0,5246
6	1,0000	4,5165	0,3516	1,2527	0,3516	4,1538	0,3516	4,2637	0,6703
7	1,0000	2,3456	0,2243	0,3750	0,2390	1,9044	0,2243	1,8015	0,3051
8	1,0000	1,4837	0,1808	0,1983	0,1983	1,0523	0,1808	1,1285	0,2157
9	1,0000	0,9919	0,1605	0,1686	0,2366	0,5770	0,1605	0,7747	0,1848
10	1,0000	0,6270	0,0149	0,1500	0,3027	0,2662	0,0149	0,5041	0,1757
11	1,0000	0,3166	0,1460	0,1460	0,3485	0,1558	0,1460	0,2822	0,2822
12	1,0000	0,1578	0,1578	0,1458	0,3687	0,1442	0,1442	0,1549	0,4446
13	1,0000	0,1460	0,3166	0,1362	0,3485	0,1460	0,1571	0,1399	0,5865
14	1,0000	0,1500	0,6270	0,1405	0,3027	0,1500	0,2662	0,1338	0,7000
15	1,0000	0,1605	0,9919	0,1475	0,2366	0,1605	0,5770	0,1345	0,7942
16	1,0000	0,1808	1,4837	0,2222	0,1983	0,1808	1,0523	0,1329	0,8453
17	1,0000	0,2243	2,3456	0,4191	0,2390	0,2243	1,9044	0,1176	0,7390
18	1,0000	0,3516	4,5165	0,0000	0,3516	0,3516	4,1538	0,0000	0,0000
19	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
20	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
21	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
22	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
23	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
24	1,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Tabella 6: Fattori R_b per il calcolo del flusso solare nelle pareti per Catania

8.6.3 CASO ESEMPIO PER IL MESE DI LUGLIO IN EVOLUZIONE LIBERA

Si consideri un edificio²⁷ con quattro ambienti, Figura 29, formato da quattro ambienti identici in dimensioni (5 x 5 x 3 m) e i cui dati termofisici sono dati nella Figura 30, Figura 31, Figura 32 e Figura 33. In Tabella 7 si ha il riepilogo del foglio Excel per la preparazione dei dati di input.

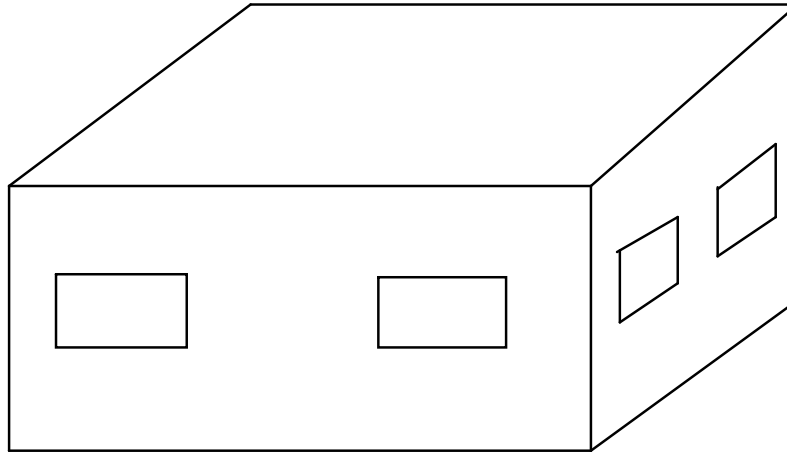


Figura 29: Edificio con quattro ambienti

ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LDH 1	Strato liminare della superficie verticale interna UNI 6946			0.130	19.54	2.273			1.027
1	IHT 7	Intonaco di calce e gesso	0,01	0,7	0.014	19.48	2.265	18	0.556	1.024
2	MUR 22	Laterizi in mattoni forati da 8 cm, foratura orizzontale, 63% (da UNI 10355)	0,08		0.200	18.77	2.166	38	2.105	1.012
3	INA 16	Intercapedine d'aria non ventilata sp. 100 mm, superfici opache, flusso di calore	0,1		0.180	18.13	2.081	193	0.518	1.009
4	ISO 29	Pannelli in in fibra di legno d'abete mineralizzata legato con cemento	0,08	0,06	1.333	13.36	1.534	8	10.000	0.952
5	MUR 19	Blocchi di grande formato tipo POROTON in laterizio alleggerito per murature	0,15	0,27	0.556	11.38	1.346	21	7.143	0.912
6	MUR 39	Mattoni pieni per faccia a vista spessore 12 cm (da UNI 10335)	0,04		0.150	10.84	1.299	21	1.905	0.901
	LDH 2	Strato liminare della superficie verticale esterna (vento < 4 m/s) UNI 6946			0.040	10.70	1.287			0.901

s	[m]	0.460								
R	[m ² /W]	2.60	α	0.600	m	[kg/m ³]	66			
U calcolo	[W/m ² K]	0.384	Fer	1.000	C	[kJ/m ² K]	23			
U corretto	[W/m ² K]	0.384								

Figura 30: Calcolo della trasmittanza delle pareti

²⁷ Inizialmente si sono considerati edifici molto semplici per poter effettuare anche un controllo manuale dei vari passi di calcolo. Nei successivi capitoli si prenderanno in considerazione edifici complessi realmente costruiti.

STRUTTURA		Serramento vetrato in vetro camera 4-6-4, adimensionale, telaio in legno								
S.E 206										
ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LIM 11	Strato liminare della superficie verticale interna trasparente, vetro doppio			0.140	9.44	1.183			1.169
1	VEI 9	Superfici vetrate con vetro camera 4-6-4 (U=3,247) e telaio (s = 16%) in legno	0,014		0.151	-1.98	0.518	1,88E-0010	7,446809E	0.362
	LIM 2	Strato liminare della superficie verticale esterna (vento < 4 m/s) UNI 6946			0.040	-5.00	0.402			0.362

s	[m]	0.014						
R	[m ² K/W]	0.33	Uw	[W/m ² K]	3.099	m	[kg/m ³]	0
U calcolo	[W/m ² K]	3.018	Um	[W/m ² K]	2.585	C	[kJ/m ² K]	0
U corretto	[W/m ² K]	3.018						

Figura 31: Calcolo della trasmittanza delle finestre

STRUTTURA		Serramento vetrato in vetro camera 4-6-4, adimensionale, telaio in legno								
S.E 206										
ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LIM 11	Strato liminare della superficie verticale interna trasparente, vetro doppio			0.140	9.44	1.183			1.169
1	VEI 9	Superfici vetrate con vetro camera 4-6-4 (U=3,247) e telaio (s = 16%) in legno	0,014		0.151	-1.98	0.518	1,88E-0010	7,446809E	0.362
	LIM 2	Strato liminare della superficie verticale esterna (vento < 4 m/s) UNI 6946			0.040	-5.00	0.402			0.362

s	[m]	0.014						
R	[m ² K/W]	0.33	Uw	[W/m ² K]	3.099	m	[kg/m ³]	0
U calcolo	[W/m ² K]	3.018	Um	[W/m ² K]	2.585	C	[kJ/m ² K]	0
U corretto	[W/m ² K]	3.018						

Figura 32: Calcolo della trasmittanza del pavimento

STRUTTURA		Copertura a terrazzo isolato in perlite e vermiculite, finitura in gomma									
SOF 613											
ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv	
	LIM 4	Strato liminare della superficie orizzontale interna, calore ascendente UNI 6946			0.100	19.71	2.298			1.027	
1	INI 7	Intonaco di calce e gesso	0,015	0,7	0.021	19.65	2.289	18	0.833	1.027	
2	SOL 5	Soletta mista da 20 cm. in laterizio +6, nervature in cemento armato; 1150 (da	0,26		0.350	18.65	2.151	31,25	8.320	1.026	
3	CLS 3	Calcestruzzo di sabbia e ghiaia 2200 per pareti interne o esterne protette	0,04	1,48	0.027	18.58	2.141	2,6	15.385	1.023	
4	IMP 7	Polietilene (PE) in fogli	0,001	0,35	0.003	18.57	2.140	0,003	333.333	0.973	
5	ISO 14	Polistirene espanso in lastre stampate per termocompressione da 30 Kg/mc	0,1	0,038	2.632	11.05	1.317	2,5	40.000	0.967	
6	ZZZ 6	Malta cementizia magra di sottofondo	0,05	1,4	0.036	10.95	1.308	6,25	8.000	0.966	
s [m]			0.520		α		0.600		m [kg/m³]		108
R [m²K/W]			3.26		Fer		0.800		C [kJ/m²K]		91
U calcolo [W/m²K]			0.307		U corretto [W/m²K]		0.307				

Figura 33: Calcolo della trasmittanza del soffitto

Si osservi che le trasmittanze calcolate hanno già un incremento del 5% del valore per tenere conto dei ponti termici e quindi nel foglio di calcolo non vi sono linee aggiuntive per i ponti termici.

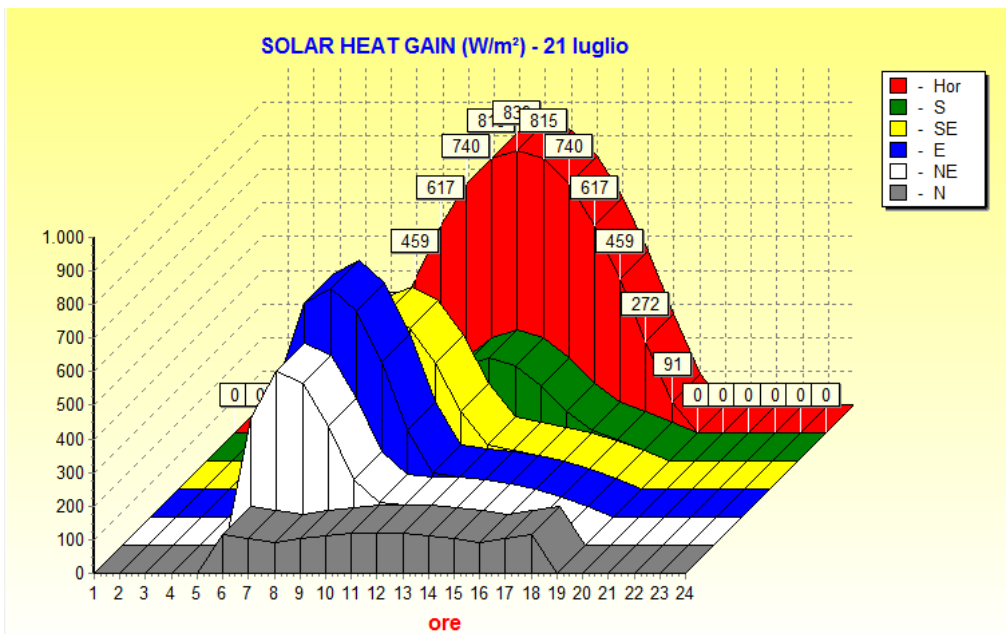


Figura 34: Solar heat gain a Catania per il 21 luglio

Parete	U	b.tr	S	aU/he	Aeff	Beta	fkc	H.tr
Nord	0,384	1	30,00	0,008	0,23	1,57	0,500	11,52
Finestra	3,02	1	0,00	0,800	0,00	1,57	0,500	0,00
Sud	0,384	1	24,60	0,008	0,19	1,57	0,500	9,45
Finestra	3,02	1	5,40	0,800	4,32	1,57	0,500	16,31
Est	0,384	1	24,60	0,008	0,19	1,57	0,500	9,45
Finestra	3,02	1	5,40	0,800	4,32	1,57	0,500	16,31
Ovest	0,384	1	24,60	0,008	0,19	1,57	0,500	9,45
Finestra	3,02	1	5,40	0,800	4,32	1,57	0,500	16,31
Nord Est	0,384	1	0,00	0,008	0,00	1,57	0,500	0,00
Finestra	3,02	1	0,00	0,800	0,00	1,57	0,500	0,00
Nord Ovest	0,384	1	0,00	0,008	0,00	1,57	0,500	0,00
Finestra	3,02	1	0,00	0,800	0,00	1,57	0,500	0,00
Sud Est	0,384	1	0,00	0,008	0,00	1,57	0,500	0,00
Finestra	3,02	1	0,00	0,800	0,00	1,57	0,500	0,00
Sud Ovest	0,384	1	0,00	0,008	0,00	1,57	0,500	0,00
Finestra	3,02	1	0,00	0,800	0,00	1,57	0,500	0,00
Pavimento	0,737	0	100,00	0,000	0,00	0	1,000	0,00
Soffitto	0,307	1	100,00	0,007	0,66	0	1,000	30,70
Pareti Int.	0,743	0	120,00		120,00	0	1,000	89,16

Tabella 7: Dati termofisici di un edificio a 4 ambienti

G1=Hve	40,00
G2=Hw	48,92
G3=ht,em	173,87
G4=Ht,ms	1962,00
G5=Ht,is	1462,11
C	13.200.000
T	3600
Am	200,00
At	423,80

Tabella 8: Conduttanze ed altri dati

P1	P2	P5	l1	Ft
T-sup	Te (K)	Tair(K)	Fi.ia	Fint+Fsol
291,7	291,7	0,0	200	98,33
291,4	291,4	0,0	200	98,33
291,0	291,0	0,0	200	98,33
290,7	290,7	0,0	200	98,33
291,2	291,2	0,0	200	99,66
292,1	292,1	0,0	200	1665,40
293,4	293,4	0,0	200	2409,42
294,8	294,8	0,0	200	3068,84
296,6	296,6	0,0	200	3736,70
298,6	298,6	0,0	200	3754,23
299,3	299,3	0,0	200	4072,89
299,4	299,4	0,0	200	3947,52
299,0	299,0	0,0	200	4328,97
298,8	298,8	0,0	200	4758,94
298,6	298,6	0,0	200	4619,91
298,3	298,3	0,0	200	4296,18
297,8	297,8	0,0	200	3957,52
297,1	297,1	0,0	200	3147,37
296,3	296,3	0,0	200	126,18
295,4	295,4	0,0	200	99,66
294,5	294,5	0,0	200	98,33
293,4	293,4	0,0	200	98,33
292,7	292,7	0,0	200	98,33
292,2	292,2	0,0	200	98,33

Tabella 9: Vettori di input per l'edificio in esame per il mese di giugno

Le conduttanze richieste dal modello sono indicate in Tabella 8. I vettori dei dati di ingresso, supposta la località Catania per il mese di Giugno, sono riportati in Tabella 9.

In essa si è indicato, nella colonna *Imp.Avv.*, con **0** quando l'impianto è spento (*evoluzione libera*) e con **1** quando l'impianto è acceso (temperatura dell'aria interna termostata e quindi *evoluzione forzata*).

Quest'informazione si traduce fittiziamente nell'imporre pari a **0 K** la temperatura interna, P_5 , (che è un dato di ingresso per il modello forzato) in modo che il programma riconosca la condizione di evoluzione libera ed elabori conseguentemente il metodo di calcolo.

I risultati sono riportati in Figura 35, per i dati di input, e in Figura 36, per i dati calcolati.

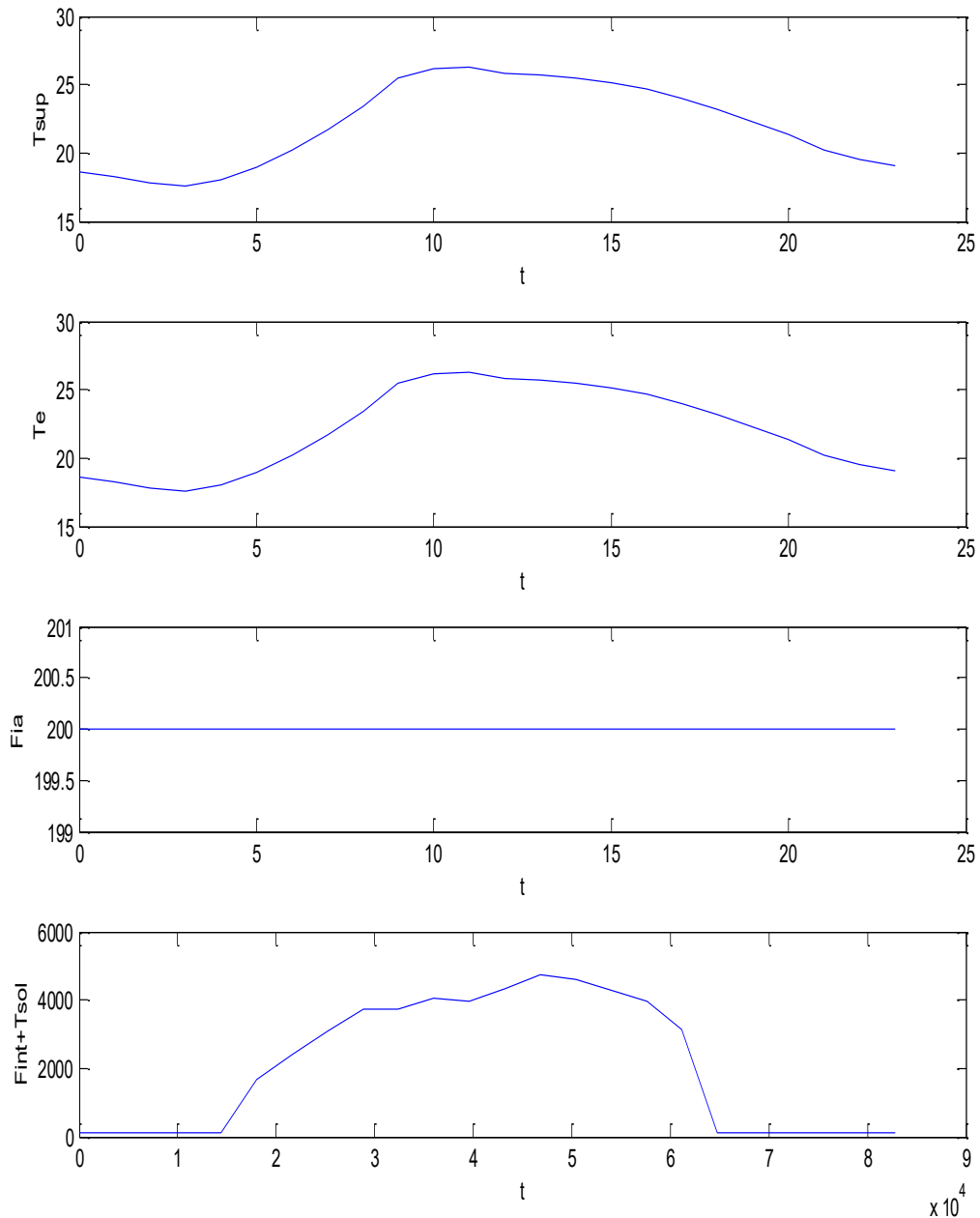


Figura 35: Vettori di input per una simulazione a Luglio per un edificio con 4 ambienti

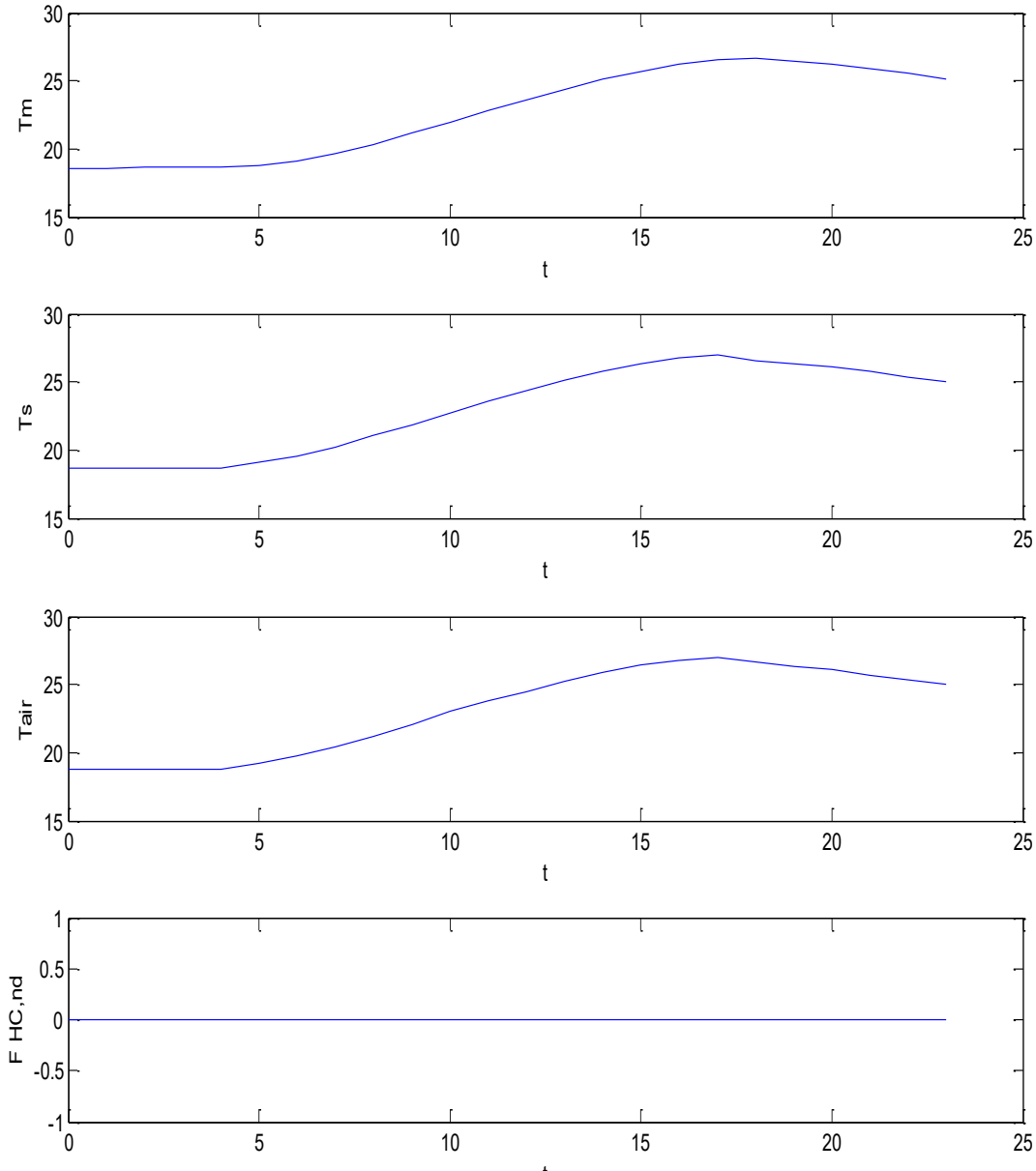


Figura 36; Dati calcolati per l'edificio con 4 ambienti a Giugno- Evoluzione libera

Si osserva subito la variabilità della temperatura dell'aria interna, T_{air} , nel terzo riquadro della Figura 36 dovuta al transitorio termico dell'edificio considerato in assenza di interventi dell'impianto di climatizzazione. In pratica è quello che avviene quando gli impianti sono spenti e la temperatura varia solo per effetto dei bilanci energetici dell'edificio.

La conduttanza di accoppiamento $H_{tr, ms}$, è posta pari a $9,1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, come indicato dalla UNI EN 13790.

Nessuna giustificazione è data nella UNI EN 13790 sulla scelta del valore proposto e non è stato possibile reperire altri dati in letteratura.

Con riferimento alla Figura 7 si osserva che gli scambi radiativi fra pareti interne e l'aria e fra sorgenti interne (persone, lampade, apparecchiature, ...) dipendono da numerosi fattori quali le caratteristiche radiative delle superfici interne delle pareti, dal colore, e in genere dalle proprietà radiative delle pareti interne, e dalla massa.

Tutti questi fattori sono del tutto mascherati nei valori suggeriti apoditticamente dalla norma UNI EN 13790.

Fra l'altro, considerata l'origine danese del propositore del modello *R5C1*, vanno tenute in considerazione anche i valori degli irraggiamenti solari e delle temperature in gioco in Italia.

8.6.4 VALUTAZIONE DEGLI EFFETTI DELLA CAPACITÀ TERMICA – GRADINO DI TEMPERATURA ESTERNA

Si vuole qui analizzare l'effetto della capacità termica dell'edificio nell'evoluzione del transitorio termico libero. Si supponga di avere sempre lo stesso edificio a quattro ambienti del caso precedente e che questo sia sottoposto al solo gradino di temperatura (da 10 a 30 °C), come mostrato nelle figure seguenti.

In un primo momento la capacità termica è quella calcolata pari a 13.200.000 J/K.

Si hanno i seguenti dati di input per le conduttanze e per i vettori.

H.altezza	3		G1=Hve	40,00
Htot	119,48		G2=Hw	48,92
Hw	48,92		G3=ht,em	173,87
Hpar	70,56		G4=Ht,ms	1962,00
Htr.op	159,72		G5=Ht,is	1462,11
Sw	16,20		C	13.200.000
Af	80,00		T	3600
At	423,80		Am	200,00
Asky	7,54		At	423,80
Hve	40			
Am	200	2,5* Af		

Tabella 10: Dati di input delle conduttanze per edificio con 4 ambienti

					P1	P2	P5	I1	Ft
F.sol	Te (°C)	Ta(°C)	Tvent (°C)	Imp-Avv	T-sup	Te (K)	Tair(K)	Fi.ia	Fint+Fsol
0,00	10,0	26,00	10,00	0	283,2	283,2	0,0	200	400,00
0,00	10,0	26,00	10,00	0	283,2	283,2	0,0	200	400,00
0,00	10,0	26,00	10,00	0	283,2	283,2	0,0	200	400,00
0,00	10,0	26,00	10,00	0	283,2	283,2	0,0	200	400,00
0,00	10,0	26,00	10,00	0	283,2	283,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	30,0	26,00	30,00	0	303,2	303,2	0,0	200	400,00
0,00	10,0	26,00	10,00	0	283,2	283,2	0,0	200	400,00
0,00	10,0	26,00	10,00	0	283,2	283,2	0,0	200	400,00
0,00	10,0	26,00	10,00	0	283,2	283,2	0,0	200	400,00
0,00	10,0	26,00	10,00	0	283,2	283,2	0,0	200	400,00

Tabella 11: Temperatura esterna e vettori di input per l'edificio a quattro ambienti

I risultati di calcolo sono raffigurati in Figura 38 per i vettori di input per sette giorni consecutivi e in Figura 39 per i vettori calcolati. In Figura 40 si ha un particolare per la sola T_{air} con l'indicazione dei valori minimi e massimi raggiunti pari a 17 e 26 °C. Si ripeta adesso il calcolo, a parità di condizioni di calcolo, ma con $C_m = 26.400.000$ J/K, cioè una capacità doppia rispetto al valore precedente, come illustrato in Figura 41.

I vettori di calcolo sono dati di Figura 42.

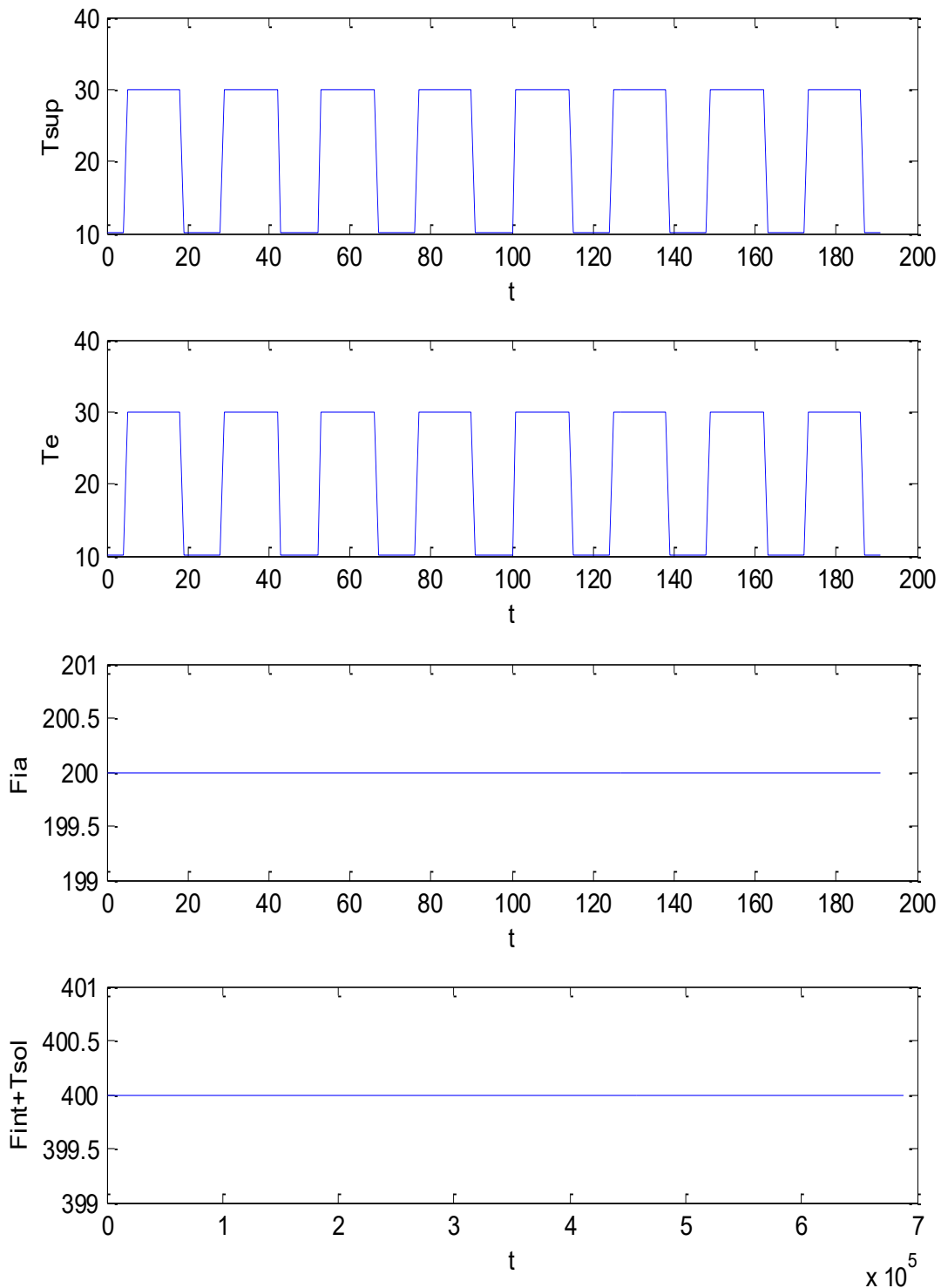


Figura 38: Vettori di input del modello per edificio a 4 ambienti per 7 giorni

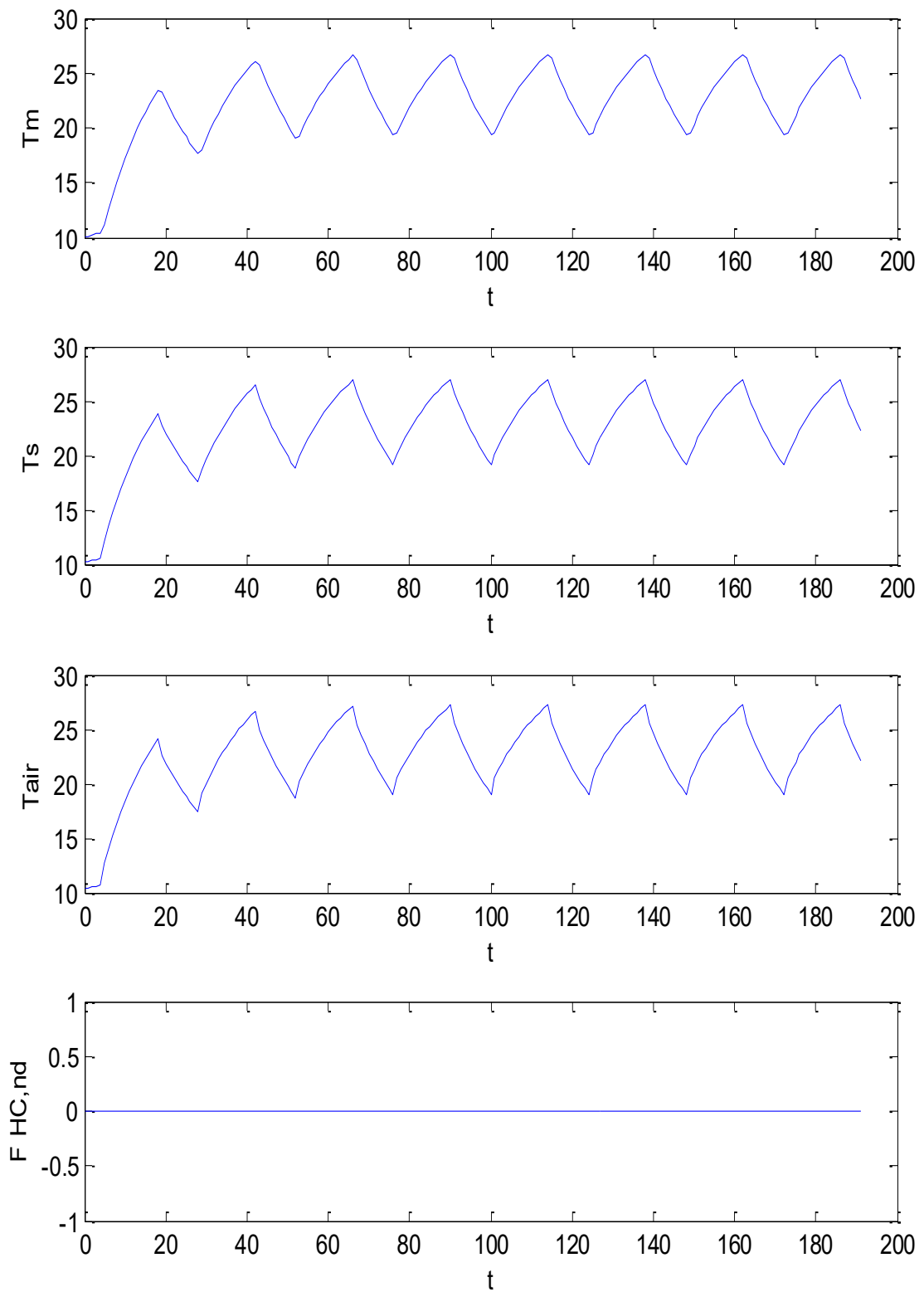


Figura 39: Risultati di calcolo per edificio a 4 ambienti per 7 giorni con gradino di temperatura

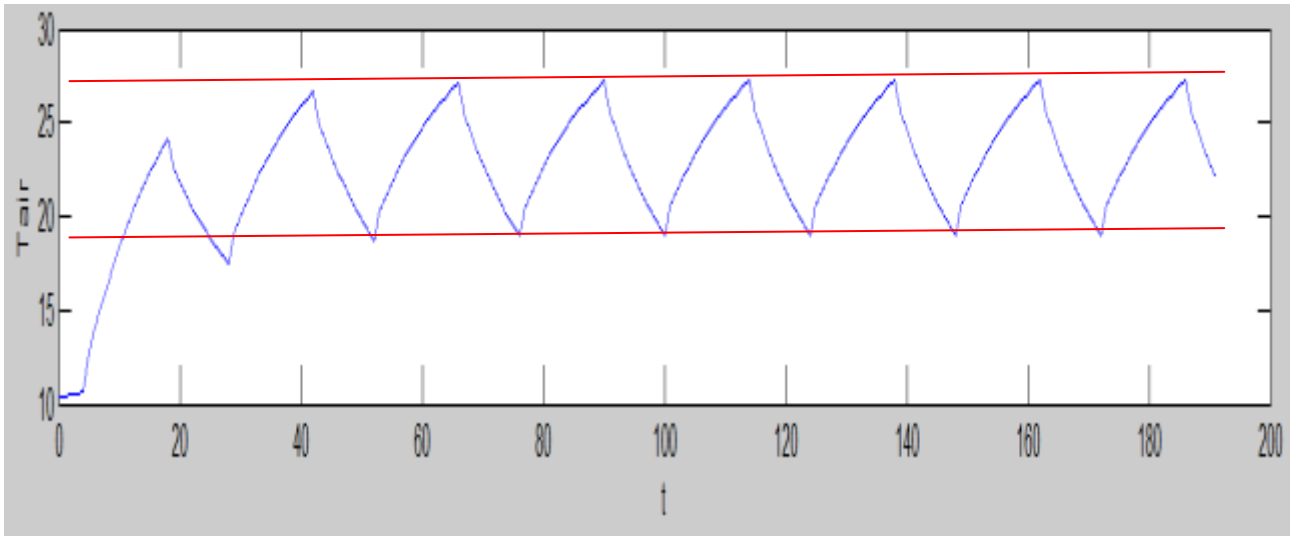


Figura 40: Transitorio termico per 7 giorni – particolare della T_{air}

In Figura 43 si ha il particolare per T_{air} nelle condizioni di capacità termica doppia.

Si può osservare come, a regime, la variazione di temperatura interna passa da 19.5 a 25 °C, inferiore al caso precedente, come era da aspettarsi.

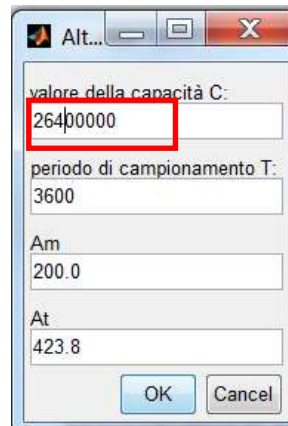


Figura 41: Assegnazione della nuova capacità termica

Si osservi come l’aver calcolato il transitorio per sette giorni sia servito a stabilizzare la risposta del sistema. Questa, infatti, risente delle condizioni iniziali che, nel calcolo per più giorni consecutivi, si annullano dopo due o tre giorni di calcolo.

L’andamento delle curve (di tipo sostanzialmente esponenziale) non mostra il raggiungimento di condizioni asintotiche che la crescita o per la decrescita della temperatura.

Ciò significa che la costante di tempo dell’edificio è superiore all’ampiezza del gradino. Infatti se si prolunga la durata del gradino della temperatura esterna si hanno i vettori di input di Figura 44, i vettori di calcolo di Figura 45.

In Figura 46 si ha il particolare dell’andamento del transitorio termico della temperatura interna con l’indicazione del valore asintotico e della costante di tempo che risulta pari a circa 18 ore.

Si osservi che il modello considerato è di tipo RC ma la rete termica di Figura 6 contiene anche conduttanze di accoppiamento per gli effetti radiativi interni che il classico transitorio RC non prende in considerazione.

In aggiunta il fronte del gradino non è perfettamente verticale (condizione teorica) ma si ha una variazione in un’ora (che è il passo di calcolo).

In pratica si ha più un andamento a rampa che a gradino.

Tutto ciò spiega l'andamento più curvo della temperatura nella fase iniziale del transitorio.

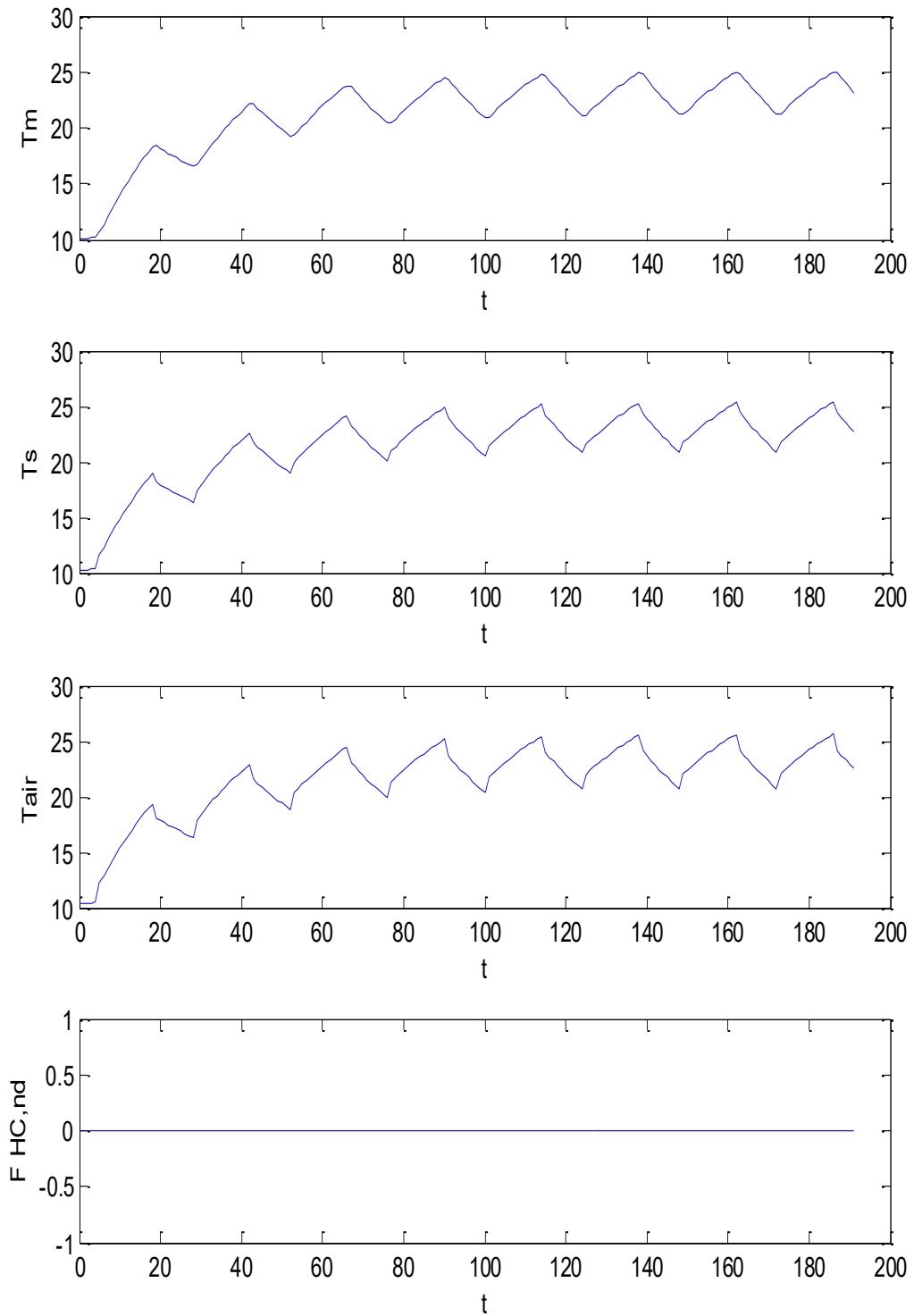


Figura 42: Valori calcolati per edifici con 4 ambienti per 7 giorni e con $C=2\text{ Cm}$

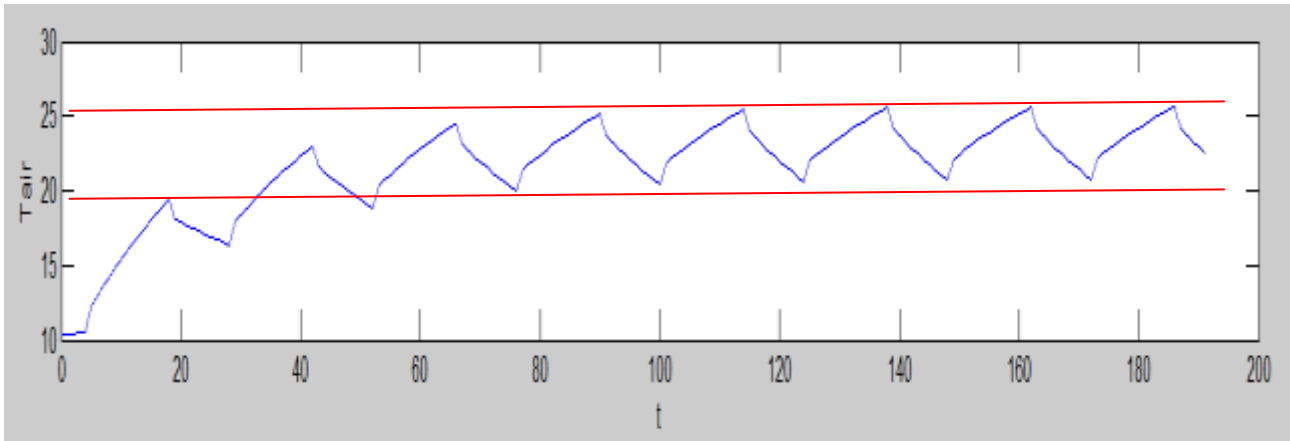


Figura 43: Transitorio termico per 7 giorni con 2C – particolare di T_{air}

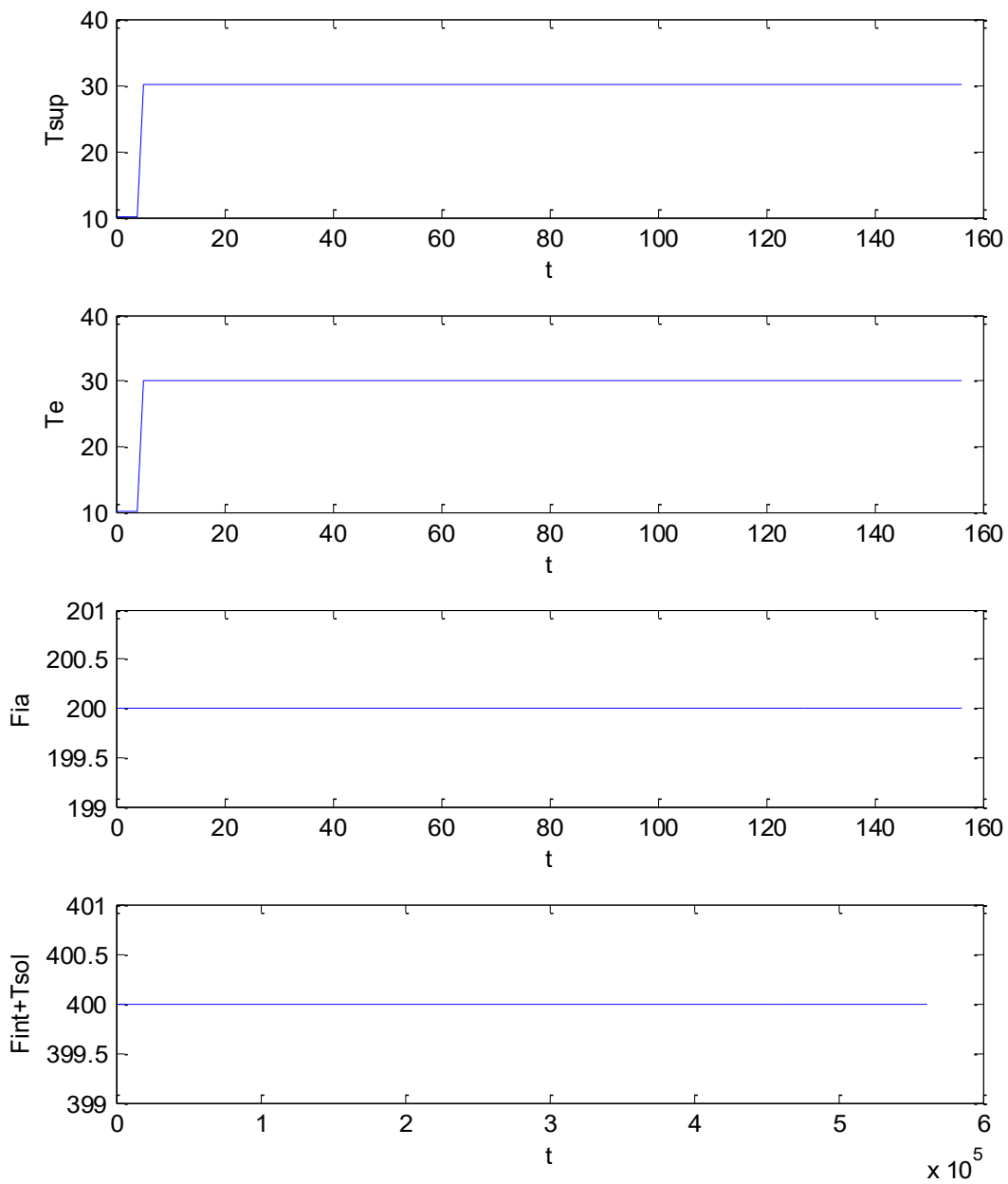


Figura 44: Vettori di ingresso con gradino di temperatura prolungato per più giorni

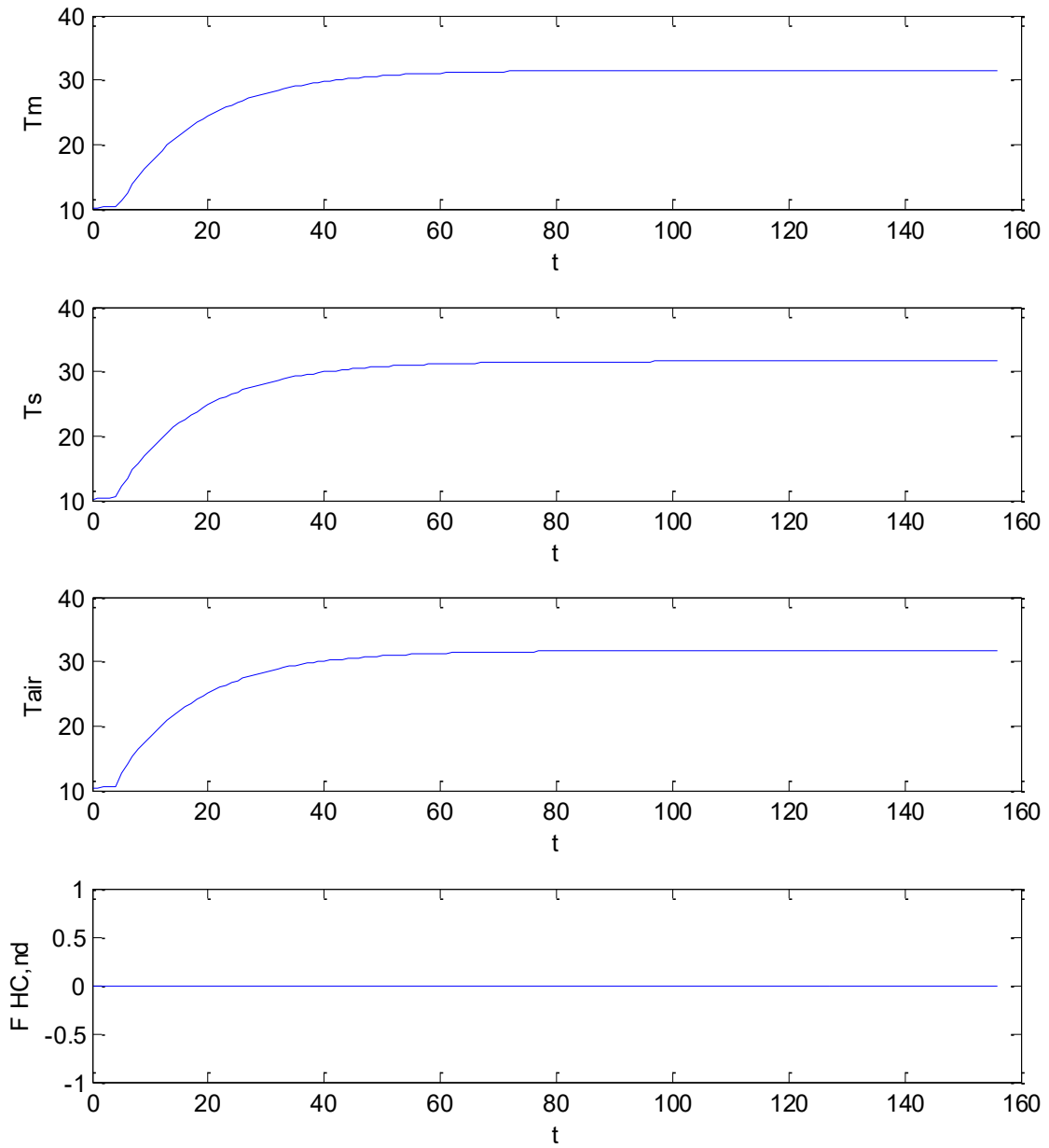


Figura 45: Vettori di calcolo per il gradino di temperatura prolungato

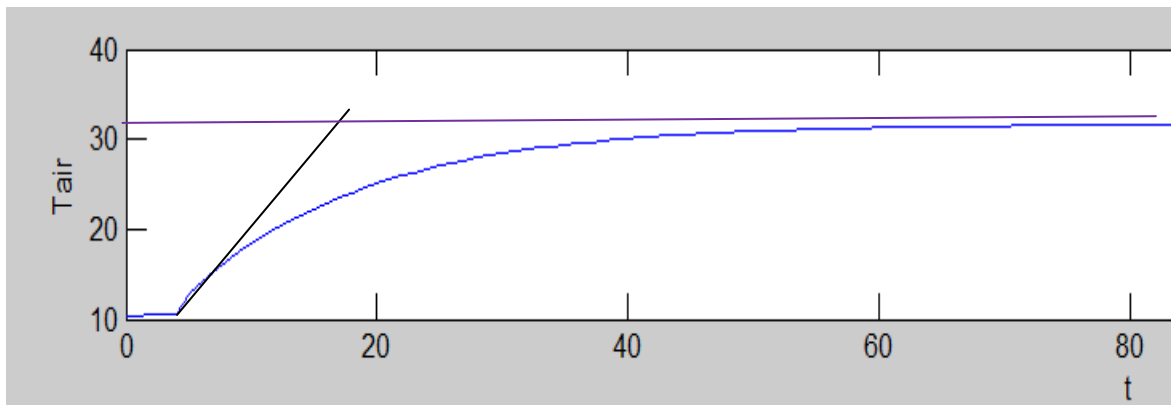


Figura 46: Particolare del transitorio della temperatura interna

8.7 SOLUZIONE DEL MODELLO R5C1 DELLA UNI EN 13790 CON TEMPERATURA AMBIENTE IMPOSTA

Si suppone che la temperatura interna degli ambienti sia mantenuta costante, cioè sia termostata per effetto della regolazione termica e dell'utilizzo di un impianto di climatizzazione, e di conseguenza abbia un valore imposto, T_{set} . In questo caso le variabili esterne sono ancora P_1 , P_2 , I_1 , I_2 ed I_3 .

La P_5 corrispondente all' $a T_{air}$, è nota e rimangono da calcolare P_3 , P_4 e il flusso I_{out} che ora coincide con l'*extraction rate*.

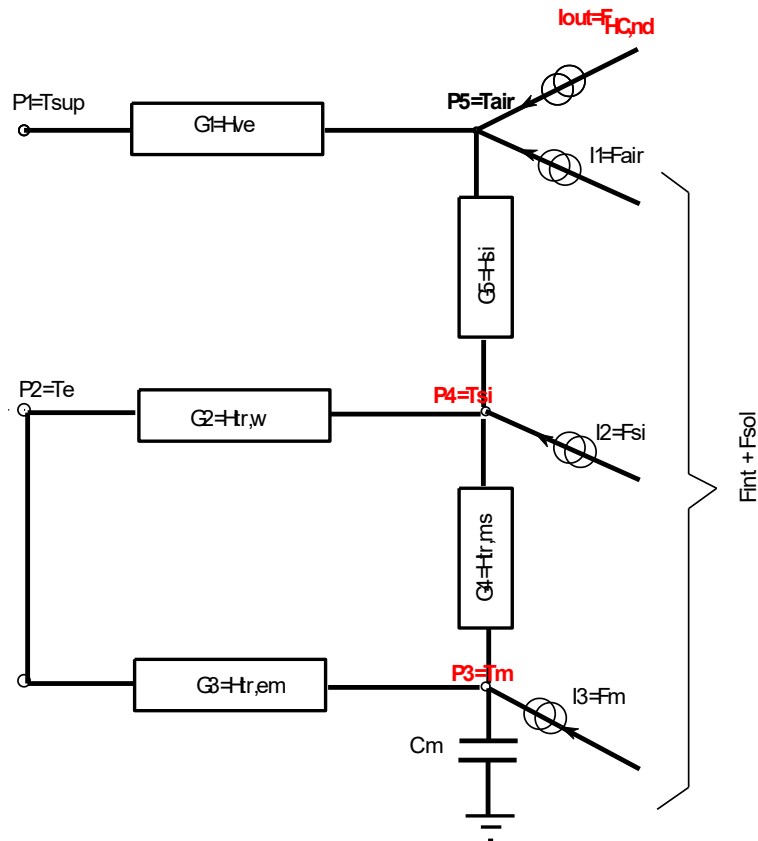


Figura 55: Circuito R5C1 con Temperatura dell'aria imposta

Con riferimento alla Figura 55, ove sono indicate in rosso le incognite da calcolare, le equazioni di bilancio ai nodi, indicando con le G le conduttanze, $1/R$ definite in precedenza, sono le seguenti:

Nodo P_3 :

$$C \frac{dP_3}{dt} = I_3 + G_4(P_4 - P_3) + G_3(P_2 - P_3)$$

Nodo P_4 :

$$I_2 + G_4(P_3 - P_4) + G_2(P_2 - P_4) + G_5(P_5 - P_4) = 0$$

Si ricordi che I_3 e la I_2 sono fra loro legate dalla relazione, giusto quanto indicato dalla UNI EN 13790:

$$I_3 = F_m = 0.5 \frac{A_m}{A_t} (F_{int} + F_{sol})$$

Si può indicare con F_t la somma dei flussi interni e solari:

$$F_t = F_{int} + F_{sol}$$

con il simbolismo indicato in precedenza. E inoltre si ha:

$$I_2 = F_{st} = 0.5 \left(1 - \frac{A_m}{A_t} - \frac{G_2}{9.81 A_t} \right) (F_{int} + F_{sol})$$

Ne segue che:

$$I_2 = 0.5 (F_{int} + F_{sol}) \left(1 - \frac{G_2}{9.81 A_t} \right) - I_3$$

In ingresso al modello di calcolo si fornisce allora solo F_t ricavando automaticamente I_2 e I_3 . Il flusso al nodo P_5 (cioè T_{air}) vale:

$$I_{out} = -I_1 - G_1 (P_1 - P_5) - G_5 (P_4 - P_5)$$

Posto:

$$A = \frac{I_2 + G_2 P_2 + G_3 P_5}{G_2 + G_4 + G_5}$$

$$B = \frac{G_4}{G_2 + G_4 + G_5}$$

$$P_4 = A + B P_3$$

$$A_1 = G_3 + G_4 - G_4 B$$

$$C \frac{dP_3}{dt} + A_1 P_3 = I_3 + G_3 P_2 + G_4 A$$

che deve essere risolta come equazione differenziale di primo ordine non omogenea, come già indicato in precedenza per l'evoluzione libera.

Alla fine si ottiene:

$$I_{out} = G_1 (P_5 - P_1) + G_5 (P_5 - P_4) - I_1$$

8.7.1 METODI DI HEUN PER LA SOLUZIONE A TEMPERATURA IMPOSTA

Riprendendo quanto detto per l'evoluzione libera si ha, ora:

$$F(t, P_3(t)) = -\lambda(t) P_3(t) + g(t)$$

ove sono:

$$\lambda = \frac{G_3 + G_4 - G_4 B}{C}$$

e

$$g = \frac{I_3 + G_3 P_2 + G_4 A}{C}$$

con A e B definiti in precedenza.

La relazione recursiva è allora la seguente:

$$P_3(t_{n+1}) = S_1 P_3(t_n) + \frac{T}{2} f(t_n) + \frac{T}{2} g(t_{n+1})$$

ove si è posto:

$$S_1 = 1 - \lambda \frac{T}{2}$$

$$S_2 = 1 - \lambda T$$

$$f(t_n) = -\lambda P_3(t_n) + g(t_n)$$

La soluzione implementata corrisponde alla soluzione dell'equazione differenziale a coefficienti variabili. Anche in questo caso si è implementato un codice di calcolo in *Matlab*®.

8.7.2 INTERFACCIA PER L'UTILIZZO DEL MODELLO IN EVOLUZIONE FORZATA

Vale quanto già detto nel paragrafo §3.3.2 per la soluzione del modello in evoluzione libera.

Il programma passa automaticamente dall'evoluzione libera a quella forzata e viceversa in base al valore della temperatura interna $P_5(t)$. Quando questa è posta pari a 0 K allora risolve il modello in evoluzione libera, viceversa quando $P_5(t)$ è diverso da 0 K allora interpreta questo come il valore imposto (valore di settaggio del termostato) e quindi risolve il modello in evoluzione forzata, come illustrato nella figura seguente.

	P1	P2	P5	I1	Ft	G1
Imp-Avv	T-sup	Te (K)	Tair(K)	Fi.ia	Fint+Fsol	Hve
0	291,7	291,7	0,0	200	98,33	40,00
0	291,4	291,4	0,0	200	98,33	40,00
0	291,0	291,0	0,0	200	98,33	40,00
0	290,7	290,7	0,0	200	98,33	40,00
0	291,2	291,2	0,0	200	99,66	40,00
1	292,1	292,1	299,2	200	1665,40	40,00
1	293,4	293,4	299,2	200	2409,42	40,00
1	294,8	294,8	299,2	200	3068,84	80,00
0	296,6	296,6	0,0	200	3736,70	80,00
0	298,6	298,6	0,0	200	3754,23	80,00
0	299,3	299,3	0,0	200	4072,89	80,00
0	299,4	299,4	0,0	200	3947,52	80,00
0	299,0	299,0	0,0	200	4328,97	80,00
0	298,8	298,8	0,0	200	4758,94	80,00
0	298,6	298,6	0,0	200	4619,91	80,00
0	298,3	298,3	0,0	200	4296,18	80,00
1	297,8	297,8	299,2	200	3957,52	80,00
1	297,1	297,1	299,2	200	3147,37	80,00
1	296,3	296,3	299,2	200	126,18	80,00
1	295,4	295,4	299,2	200	99,66	80,00
1	294,5	294,5	299,2	200	98,33	80,00
0	293,4	293,4	0,0	200	98,33	40,00
0	292,7	292,7	0,0	200	98,33	40,00
0	292,2	292,2	0,0	200	98,33	40,00

Figura 56: Vettori di ingresso con l'indicazione degli intervalli di accensione degli impianti

8.7.3 CASO ESEMPIO IN EVOLUZIONE FORZATA PER GIUGNO

Si è utilizzato lo stesso edificio a quattro ambienti, già indicato per il calcolo dell'evoluzione libera, imponendo una temperatura dell'aria interna pari a 26 °C costanti e dati esterni riferiti al mese di luglio, per il giorno medio mensile. Valgono ancora i dati della Tabella 7 e della Tabella 8.

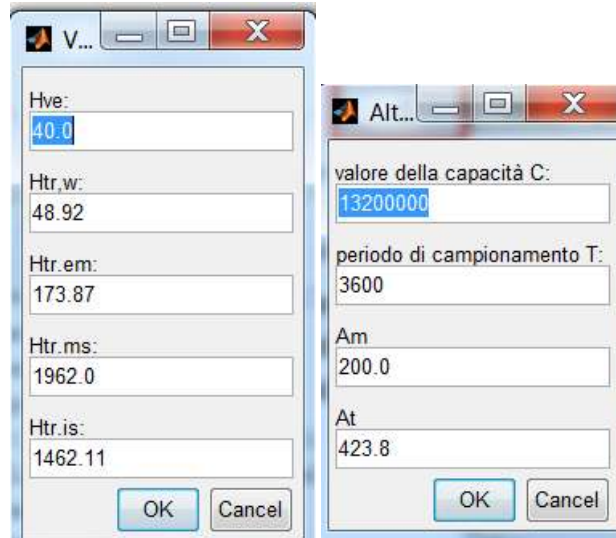


Figura 57: Input dei dati in Matlab®

				P1	P2	P5	I1	Ft	G1
Te (°C)	Ta(°C)	Tvent (°C)	Imp-Avv	T-sup	Te (K)	Tair(K)	Fi.ia	Fint+Fsol	Hve
18,5	26,00	18,50	1	291,7	291,7	299,2	200	98,33	40,00
18,2	26,00	18,20	1	291,4	291,4	299,2	200	98,33	40,00
17,8	26,00	17,80	1	291,0	291,0	299,2	200	98,33	40,00
17,5	26,00	17,50	1	290,7	290,7	299,2	200	98,33	40,00
18,0	26,00	18,00	1	291,2	291,2	299,2	200	99,66	40,00
18,9	26,00	18,90	1	292,1	292,1	299,2	200	1665,40	40,00
20,2	26,00	20,20	1	293,4	293,4	299,2	200	2409,42	40,00
21,6	26,00	21,60	1	294,8	294,8	299,2	200	3068,84	80,00
23,4	26,00	23,40	1	296,6	296,6	299,2	200	3736,70	80,00
25,4	26,00	25,40	1	298,6	298,6	299,2	200	3754,23	80,00
26,1	26,00	26,10	1	299,3	299,3	299,2	200	4072,89	80,00
26,2	26,00	26,20	1	299,4	299,4	299,2	200	3947,52	80,00
25,8	26,00	25,80	1	299,0	299,0	299,2	200	4328,97	80,00
25,6	26,00	25,60	1	298,8	298,8	299,2	200	4758,94	80,00
25,4	26,00	25,40	1	298,6	298,6	299,2	200	4619,91	80,00
25,1	26,00	25,10	1	298,3	298,3	299,2	200	4296,18	80,00
24,6	26,00	24,60	1	297,8	297,8	299,2	200	3957,52	80,00
23,9	26,00	23,90	1	297,1	297,1	299,2	200	3147,37	80,00
23,1	26,00	23,10	1	296,3	296,3	299,2	200	126,18	80,00
22,2	26,00	22,20	1	295,4	295,4	299,2	200	99,66	80,00
21,3	26,00	21,30	1	294,5	294,5	299,2	200	98,33	80,00
20,2	26,00	20,20	1	293,4	293,4	299,2	200	98,33	40,00
19,5	26,00	19,50	1	292,7	292,7	299,2	200	98,33	40,00
19,0	26,00	19,00	1	292,2	292,2	299,2	200	98,33	40,00

Tabella 12: Vettori di input con impianto sempre attivo

I vettori di ingresso sono riportati in Tabella 12 ove è stata aggiunta la colonna del flusso interno totale:

$$F_t = F_{int} + F_{sol}$$

Anche in questo caso gli accoppiamenti sono stati modificati come illustrato per la simulazione precedente, Restano valide le medesime osservazioni fatte. Il controllo dei vettori discretizzati di input è riportato in Figura 58 mentre in Figura 60 si hanno i risultati di output.

In Figura 61 si hanno i risultati, per lo edificio in condizioni esterne simili (mese di Giugno a Catania), per l' *extraction rate* sensibile ottenuto con un programma che utilizza il metodo TFM.

Si osserva che non è qui considerato il calore latente perché il modello semplificato *R5C1* non lo prevede.

Pur con i necessari distinguo dovuti alla complessità del calcolo con il metodo TFM e agli innumerevoli parametri che questo metodo prende in considerazione, nonché la semplificazione del modello aggregato *R5C1*, si può ritenere accettabile il risultato ottenuto rispetto a quello ottenuto con un programma con il metodo TFM, vedi Figura 61.

Il Flusso $F_{NC,nd}$ risulta correttamente negativo nelle ore centrali del giorno in quanto è un flusso uscente necessario per mantenere le condizione desiderate di temperatura esterna.

Il programma TFM considera positivo il calore uscente per sua convenzione.

P1	P2	P5	I1	Ft
T-sup	Te (K)	Tair(K)	Fi.ia	Fint+Fsol
291,7	291,7	299,2	200	98,33
291,4	291,4	299,2	200	98,33
291,0	291,0	299,2	200	98,33
290,7	290,7	299,2	200	98,33
291,2	291,2	299,2	200	99,66
292,1	292,1	299,2	200	1665,40
293,4	293,4	299,2	200	2409,42
294,8	294,8	299,2	200	3068,84
296,6	296,6	299,2	200	3736,70
298,6	298,6	299,2	200	3754,23
299,3	299,3	299,2	200	4072,89
299,4	299,4	299,2	200	3947,52
299,0	299,0	299,2	200	4328,97
298,8	298,8	299,2	200	4758,94
298,6	298,6	299,2	200	4619,91
298,3	298,3	299,2	200	4296,18
297,8	297,8	299,2	200	3957,52
297,1	297,1	299,2	200	3147,37
296,3	296,3	299,2	200	126,18
295,4	295,4	299,2	200	99,66
294,5	294,5	299,2	200	98,33
293,4	293,4	299,2	200	98,33
292,7	292,7	299,2	200	98,33
292,2	292,2	299,2	200	98,33

Figura 58: Riepilogo dei dati di input per Giugno

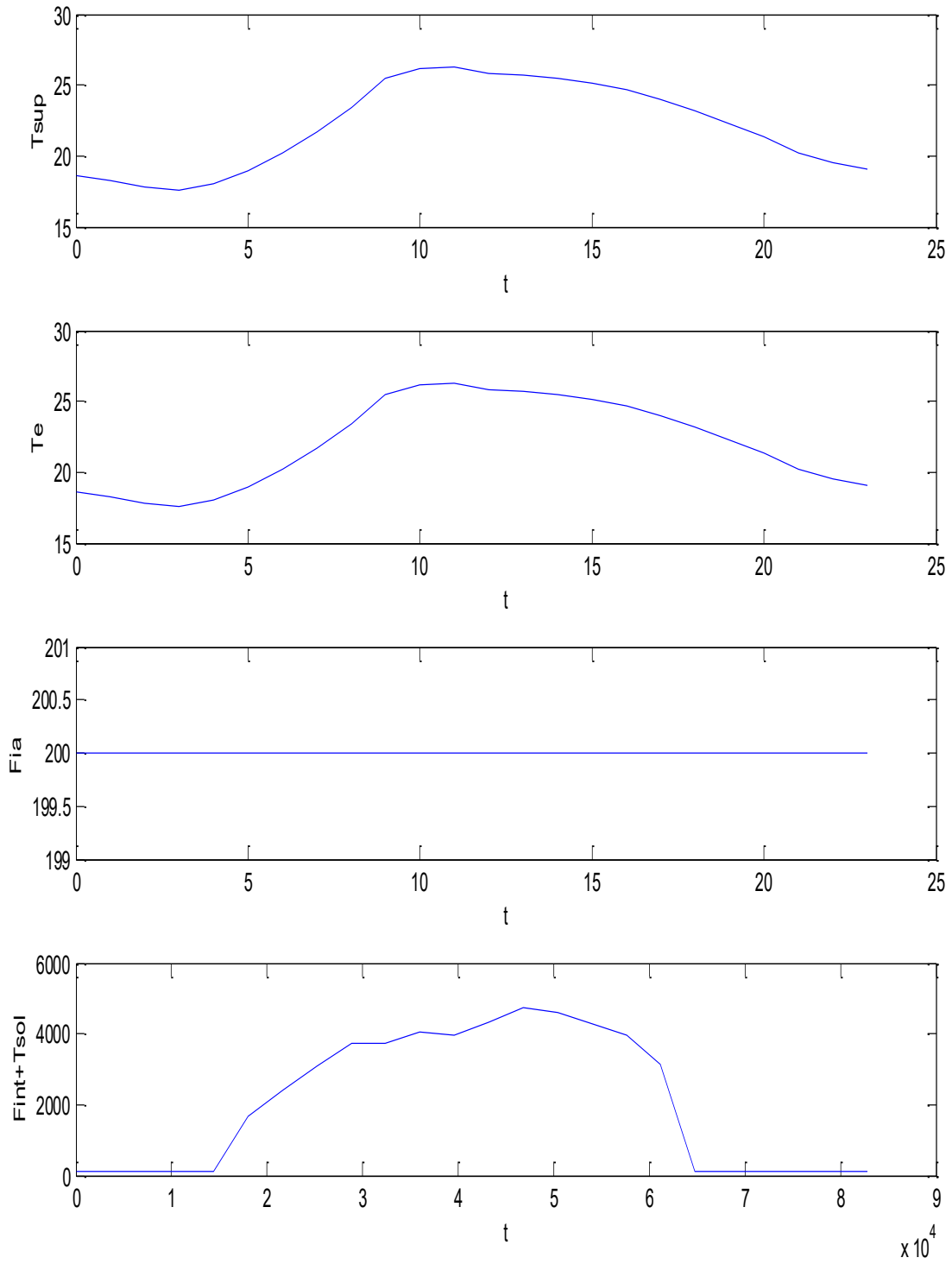


Figura 59: Vettori input per il modello in evoluzione forzata a Giugno

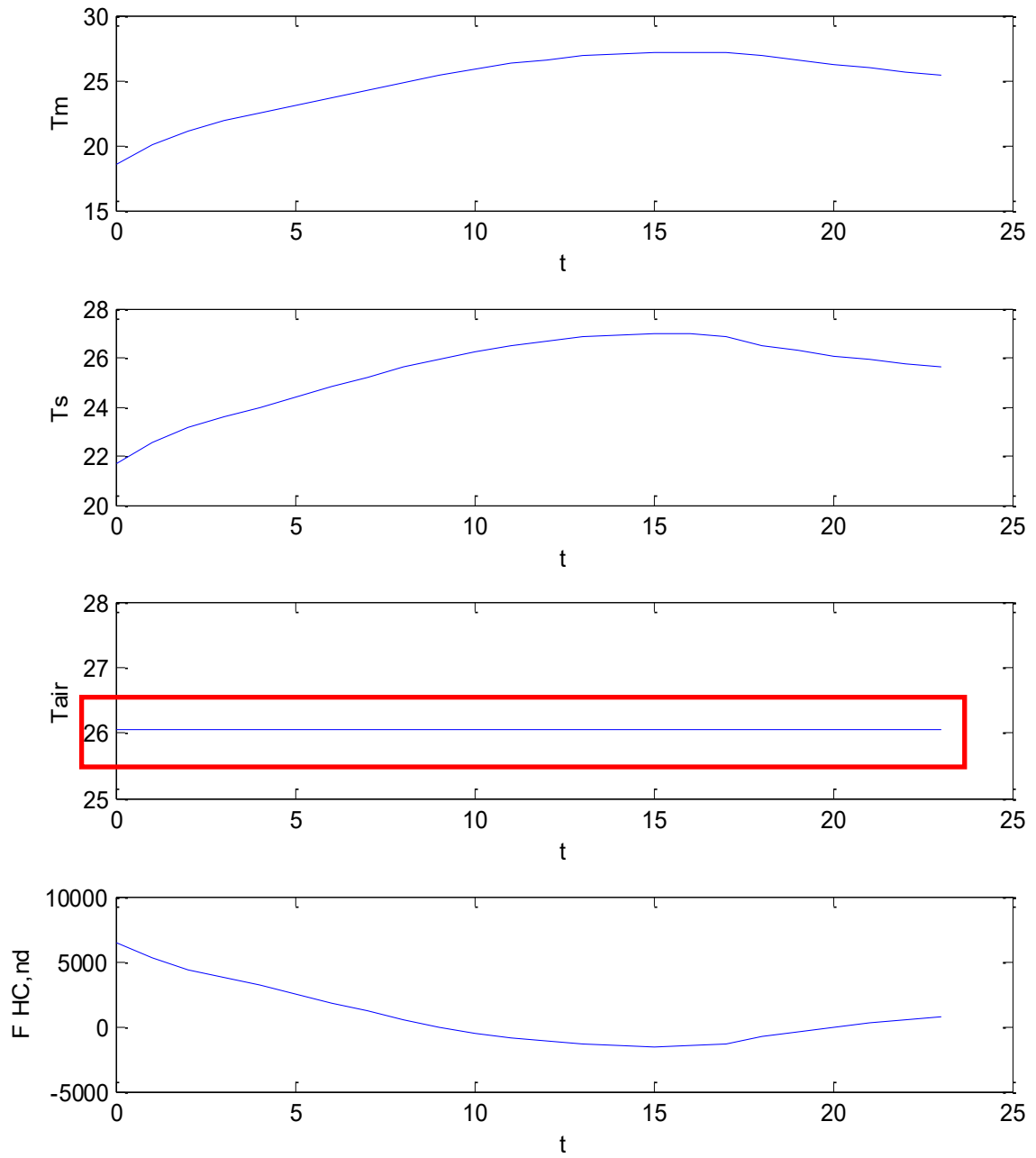


Figura 60: Riepilogo dei dati di output del modello in condizioni di temperatura imposta

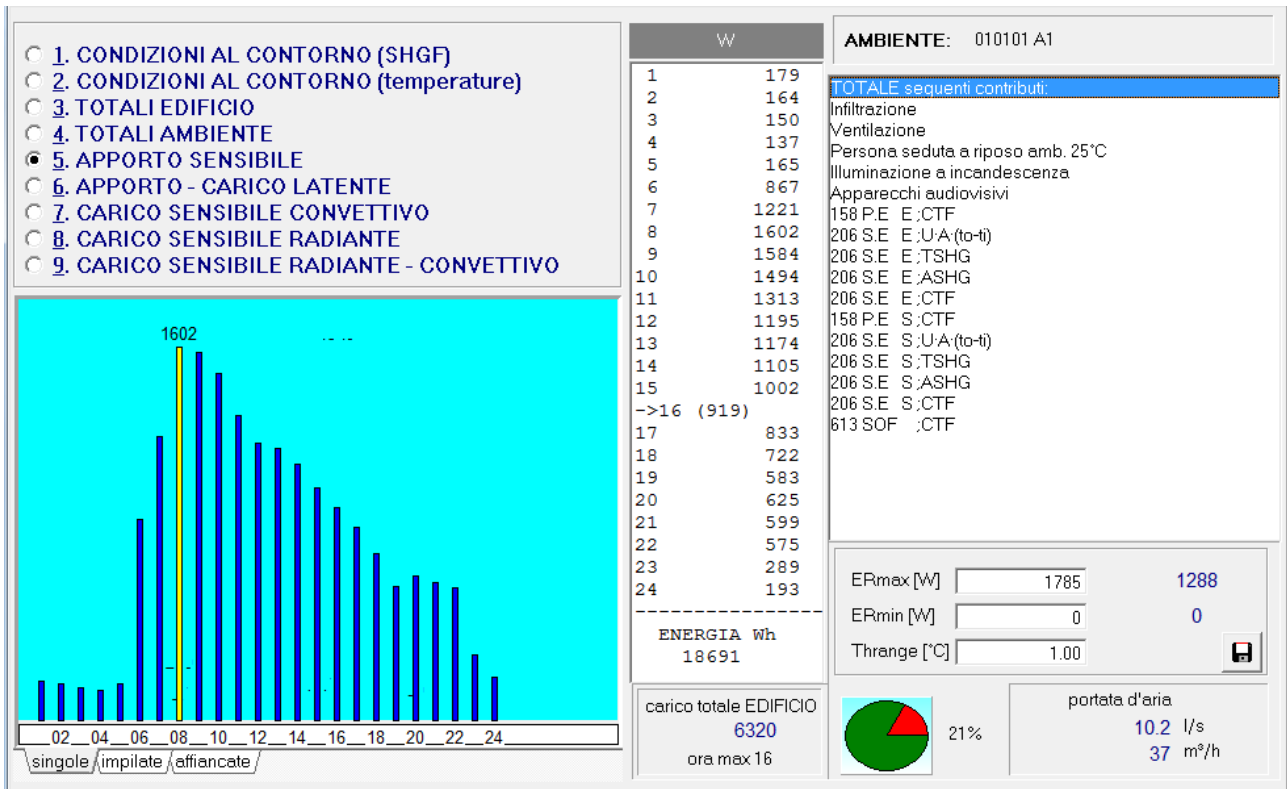


Figura 61: Extraction rate del calore sensibile ottenuto con un codice TFM

8.7.4 CASO ESEMPIO IN EVOLUZIONE MISTA NEL MESE DI GIUGNO

Si utilizzano ancora i dati indicati in precedenza per le conduttanze e la capacità termica mentre i vettori di input, sempre per il mese di luglio a Catania sono riportati nella tabella seguente.

Nella colonna *Imp-Avv* si ha **1** quando l'impianto è acceso e **0** quando l'impianto è spento. In questo modo si ha l'evoluzione libera con impianto spento ed evoluzione forzata con impianto acceso.

I dati relative alle conduttanze G e ai valori di C , A_m e A_t sono gli stessi riportati in precedenza (dipendenti solo dall'edificio e non dalle condizioni esterne).

In questo caso si sono applicate le relazioni indicate dalla Norma UNI EN 13790 per il calcolo delle conduttanze di accoppiamento $H_{tr,ms}$ e $H_{tr,em}$ con 9.81 per h_{ms} , come già osservato per l'evoluzione libera. Ciò conferma le osservazioni fatte in precedenza sulla correttezza del calcolo delle conduttanze di accoppiamento proposte dalla Norma.

Come si può osservare dalla Figura 63, i risultati in regime misto sono molto influenzati dai periodi di accensione degli impianti (regime d'uso, vedi zona bordata in rosso) e dalle condizioni in cui si trovano gli ambienti quando gli impianti sono accesi.

Si osservi come la T_{air} non sia più considerata nota (tranne nei casi in cui è imposta) e allora nei diagrammi di output viene raffigurata per tutte le 24 ore in modo da poter osservare come, durante l'evoluzione libera, essa vari molto in funzioni dei flussi esterni, vedi Figura 63.

	P1	P2	P5	I1	Ft	G1
Imp-Avv	T-sup	Te (K)	Tair(K)	Fi.ia	Fint+Fsol	Hve
0	291,7	291,7	0,0	200	98,33	40,00
0	291,4	291,4	0,0	200	98,33	40,00
0	291,0	291,0	0,0	200	98,33	40,00
0	290,7	290,7	0,0	200	98,33	40,00
0	291,2	291,2	0,0	200	99,66	40,00
0	292,1	292,1	0,0	200	1665,40	40,00
0	293,4	293,4	0,0	200	2409,42	40,00
0	294,8	294,8	0,0	200	3068,84	80,00
0	296,6	296,6	0,0	200	3736,70	80,00
0	298,6	298,6	0,0	200	3754,23	80,00
1	299,3	299,3	299,2	200	4072,89	80,00
1	299,4	299,4	299,2	200	3947,52	80,00
1	299,0	299,0	299,2	200	4328,97	80,00
1	298,8	298,8	299,2	200	4758,94	80,00
1	298,6	298,6	299,2	200	4619,91	80,00
1	298,3	298,3	299,2	200	4296,18	80,00
1	297,8	297,8	299,2	200	3957,52	80,00
1	297,1	297,1	299,2	200	3147,37	80,00
1	296,3	296,3	299,2	200	126,18	80,00
1	295,4	295,4	299,2	200	99,66	80,00
1	294,5	294,5	299,2	200	98,33	80,00
0	293,4	293,4	0,0	200	98,33	40,00
0	292,7	292,7	0,0	200	98,33	40,00
0	292,2	292,2	0,0	200	98,33	40,00

Tabella 13: Dati di input per il modello R5C1 per il mese di Giugno

E' superfluo osservare che nei casi di spegnimento degli impianti è proprio questo che avviene: l'aria interna varia la sua temperatura in funzione dei bilanci energetici dell'edificio e non si hanno effetti da parte degli impianti spenti.

Quando l'impianto si rimette in funzione non trova la temperatura interna al valore T_{set} ma al valore che essa ha in transitorio al momento della riaccensione.

Le condizioni dell'aria interna sono, in generale, più gravose per entrambi le condizioni stagionali: in inverno T_{air} scende al di sotto di T_{set} mentre in estate avviene il contrario.

I consumi energetici sono, di conseguenza, più elevati rispetto ai casi in cui i disperdimenti o le rientrate di calore sono calcolate rispetto al valore T_{set} .

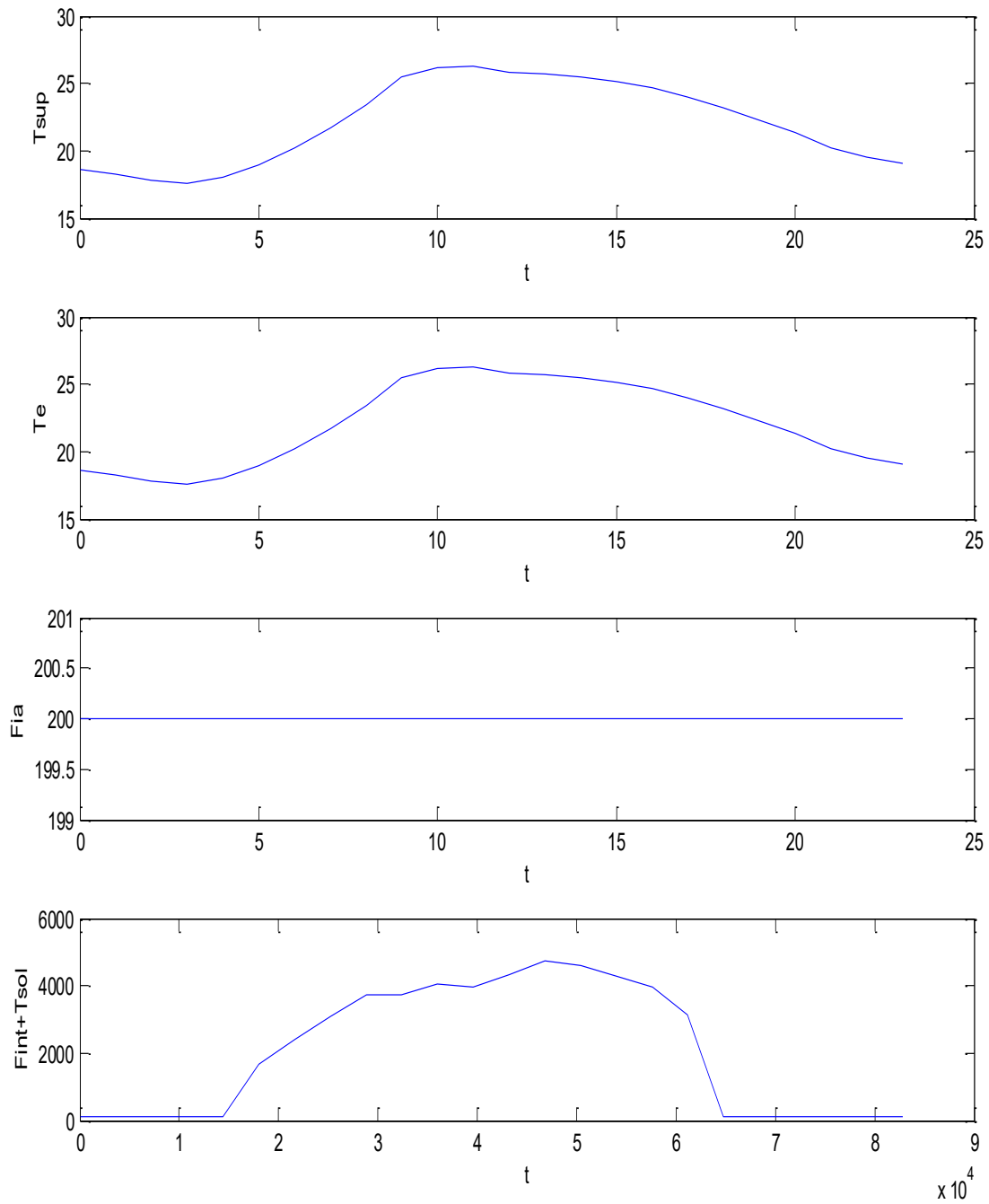


Figura 62: Vettori di ingresso per il caso di evoluzione mista per il modello R5C1

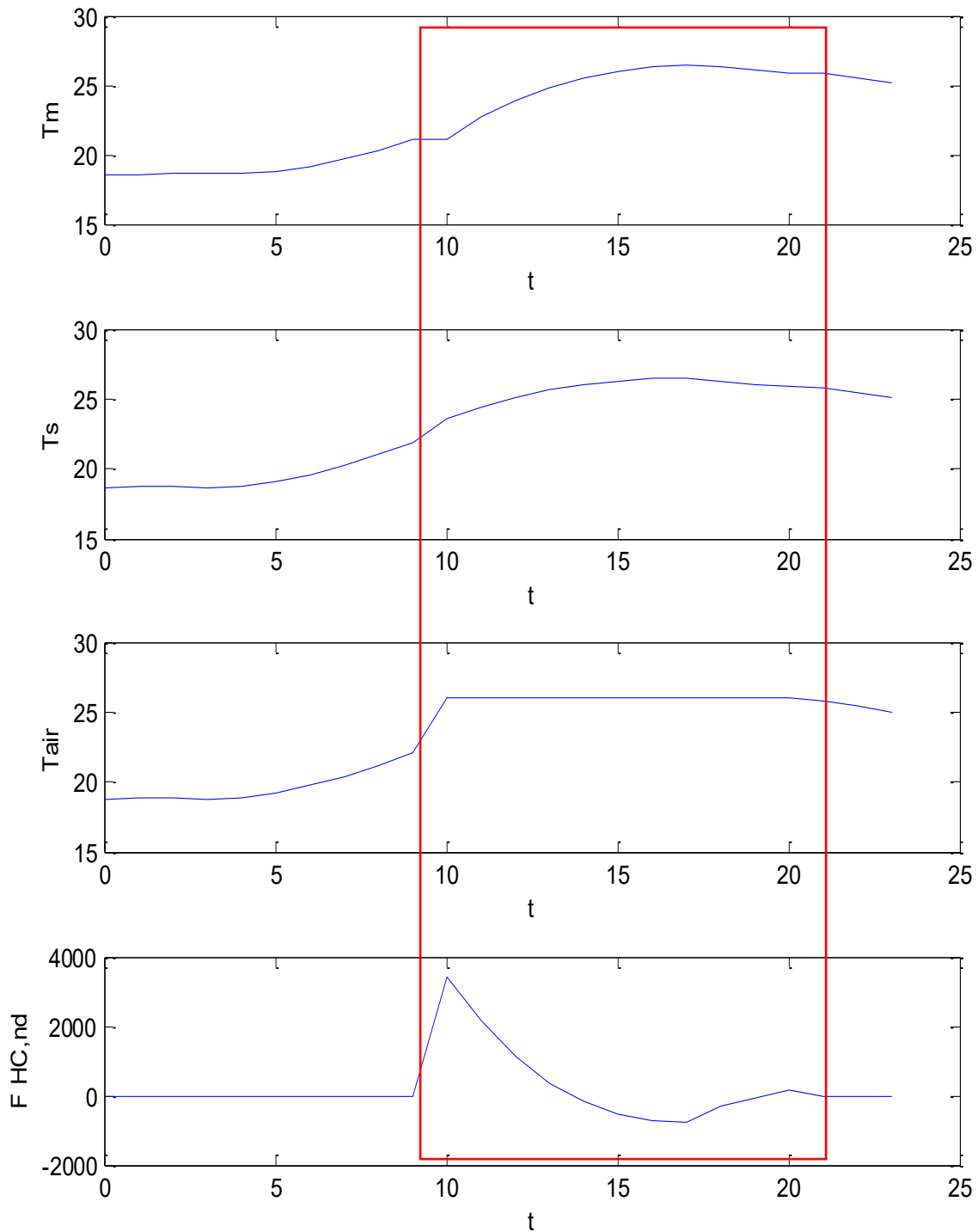


Figura 63: Risultati del modello R5C1 per evoluzione mista a Giugno

8.7.5 CALCOLO SU PIÙ GIORNI CON IL MODELLO R5C1 IN EVOLUZIONE A TEMPERATURA FISSATA A GENNAIO

Il modello fino ad ora esaminato è quello semplificato orario. Ciò risulta utile anche al fine di simulare dinamicamente più giorni ed ottenere risultati che possono fare riferimento a serie temporali reali (serie storiche) e/o a data base esterni più completi.

Con riferimento solito edificio di quattro ambienti aventi dimensioni (5 x 5 x 3), ripetendo i dati per le prime 24 ore per più giorni di gennaio si hanno i vettori di input di Figura 66 ed i risultati di Figura 67.

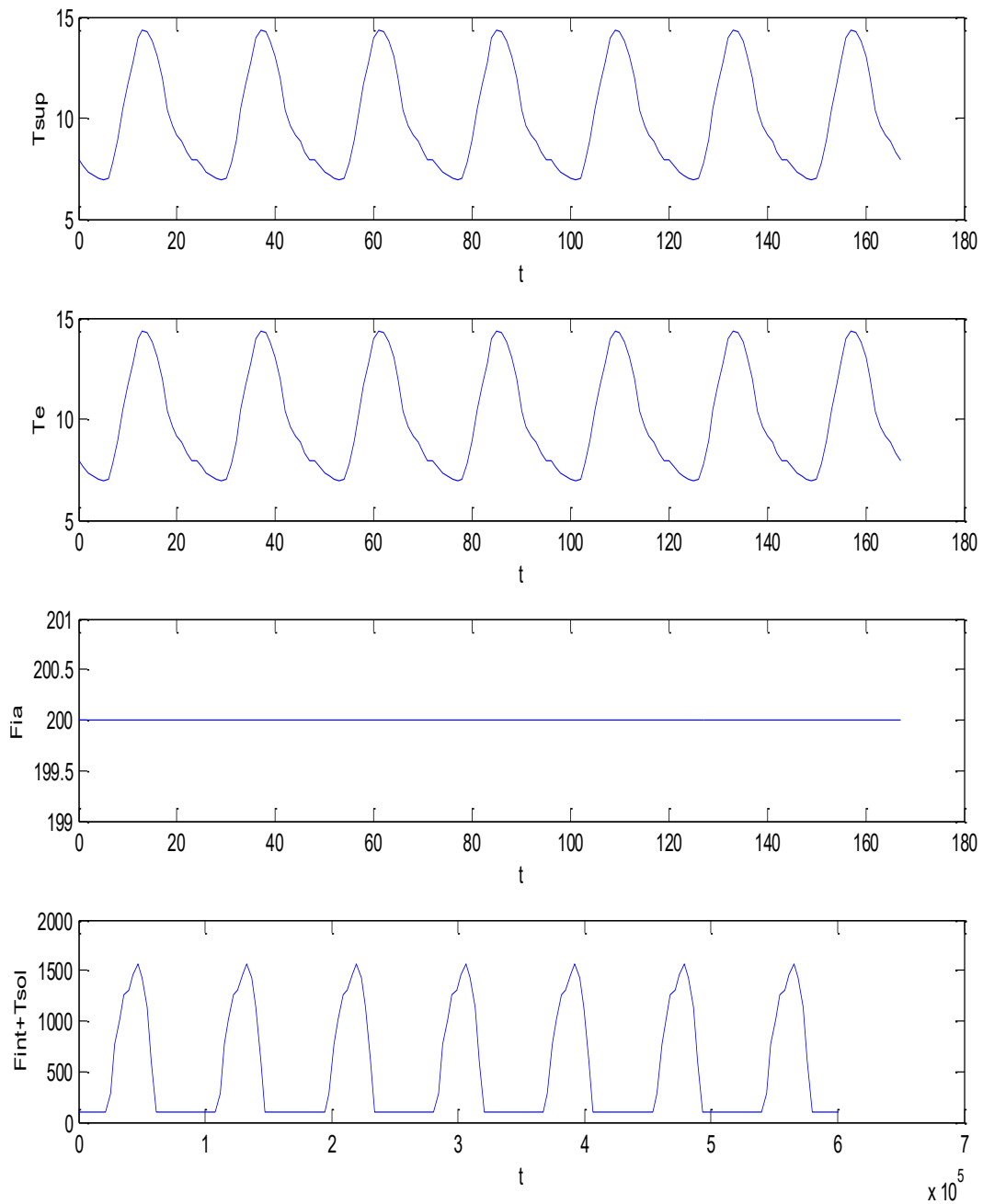


Figura 66: Dati di input per caso invernale con più giorni per R5C1

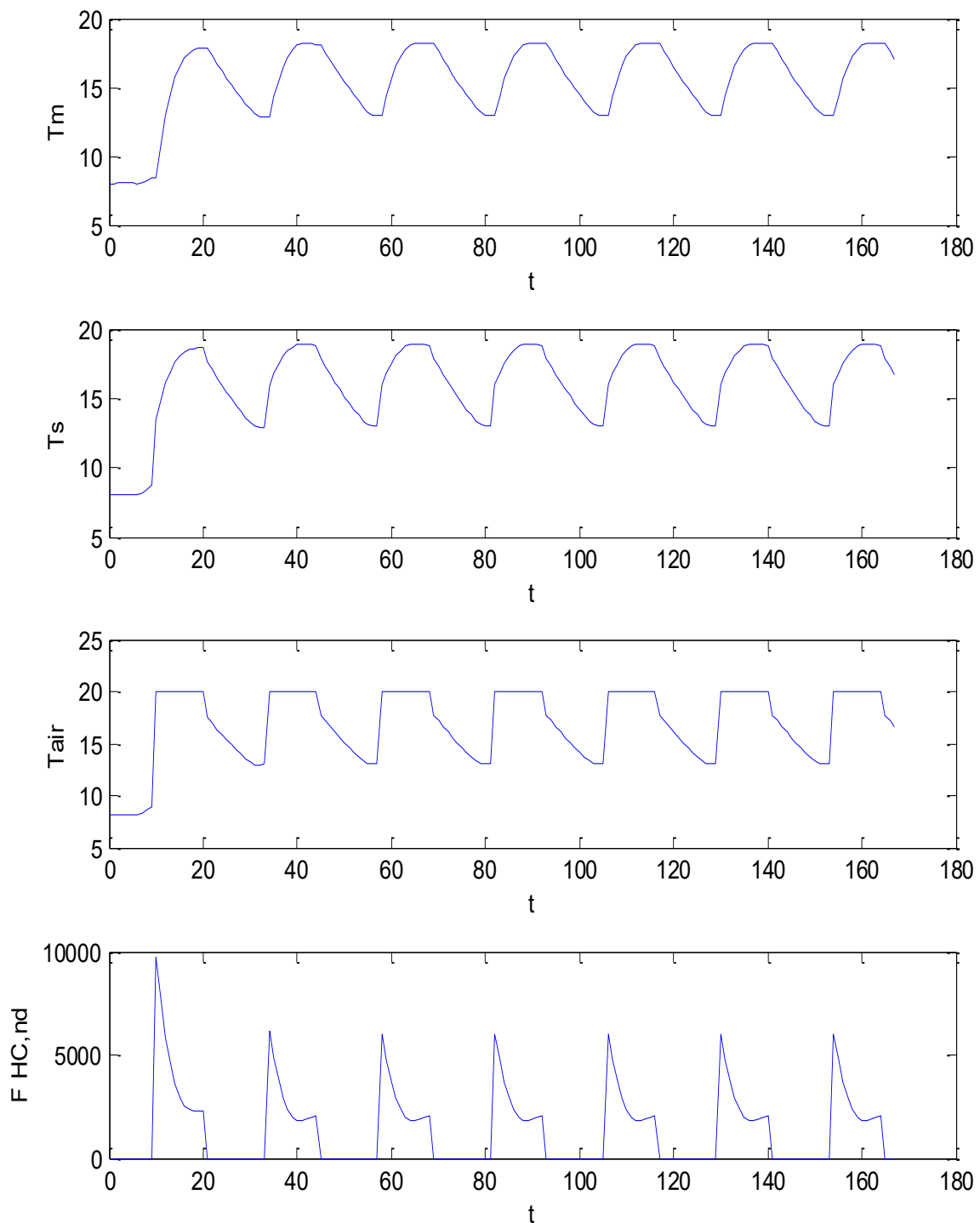


Figura 67: Risultati del modello R5C1 in condizioni invernali per più giorni

Non ci sono difficoltà, quindi, a simulare l'evoluzione ambientale con serie storiche opportunamente predisposte (vedi più avanti le applicazioni per il *Test Reference Year*²⁸, TRY).

²⁸ Il *Test Reference Year*, TRY, è un insieme singolo di dati orari per 8760 ore in un anno di dati meteorologici e di irraggiamento solare per un dato luogo. La sua definizione ha lo scopo di ridurre i costi e i tempi di lunghe simulazioni per più anni e per fornire una base di dati conveniente ed affidabile per comparare metodi di previsione dei consumi energetici negli edifici, negli impianti solari termici e fotovoltaici e negli impianti eolici. La definizione del TRY dipende dal soddisfacimento delle condizioni statistiche per un set di valori pluriennale.

In particolare si possono utilizzare i dati giornalieri medi mensili di temperatura esterna e di flusso solare per simulare anche il comportamento medio mensile.

In questo caso, tuttavia, si mantengono tutte le informazioni sulla variabilità delle grandezze calcolate e quindi si ha sempre un metodo di risoluzione dinamico.

Nel prosieguo si presenterà un'applicazione di questa metodologia di calcolo.

Si osserva, inoltre, che il calcolo orario non necessita delle correzioni indicate dalla UNI EN 13790 per il calcolo dell'energia utilizzata con il metodo medio mensile.

I transitori termici, infatti, sono automaticamente risolti dal modello in modo orario e non occorre introdurre alcun fattore correttivo. Il transitorio termico è risolto anche per la variazione delle condizioni interne dettate dall'uso dell'edificio (variabilità delle sorgenti interne secondo un profilo orario²⁹, accensione e spegnimento degli impianti, variazione delle condizioni dell'aria di ventilazione, ...).

8.7.6 CALCOLO SU PIÙ GIORNI CON IL MODELLO *R5C1* IN EVOLUZIONE A TEMPERATURA FISSATA A GIUGNO

Con riferimento al caso del semplice edificio con quattro ambienti, vedi Figura 29, si sono effettuati calcoli per più giorni ripetuti per il mese di Luglio.

A conferma di quanto detto si è predisposto un input con una serie temporale di più giorni consecutivi e con condizioni climatiche relative al mese di Luglio, vedi Figura 68.

In particolare si può osservare come la temperatura dell'aria interna, T_{air} sia imposta a 26 °C quando gli impianti sono accesi.

I risultati conseguenti sono riportati in Figura 69 nella quale si può osservare sia l'andamento dinamico previsto che l'effetto dei transitori determinati dalla capacità termica C_m .

E' sempre opportuno osservare che il modello ridotto *R5C1* necessariamente introduce limitazioni di calcolo essendo un modello sintetico e che quindi non tiene conto nel dettaglio della fisica di ciascuna parete o di ciascun componente di involucro o di ciascun ambiente.

Un utilizzo del modello in modalità *multi room* (vedi nel prosieguo il Capitolo 5) potrebbe fornire tutte le informazioni desiderate per ogni ambiente.

In fondo ridurre le componenti di scambio termico dell'edificio a soli 5 elementi è certamente una grande semplificazione ma occorre accettare anche una conseguente imprecisione dei risultati rispetto a modelli di calcolo più puntuali e sofisticati.

Tuttavia l'implementazione del modello ridotto *R5C1* è relativamente semplice e non richiede grandi risorse di calcolo né eccessivi tempi di elaborazione.

Nelle elaborazioni effettuate si è sempre adottato, per rispetto della UNI EN 13790, la formulazione originale per $h_{ms} = 9.81 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

²⁹ Si vedano a tale scopo i prospetti 9 e 10 della UNI TS 11300/1.

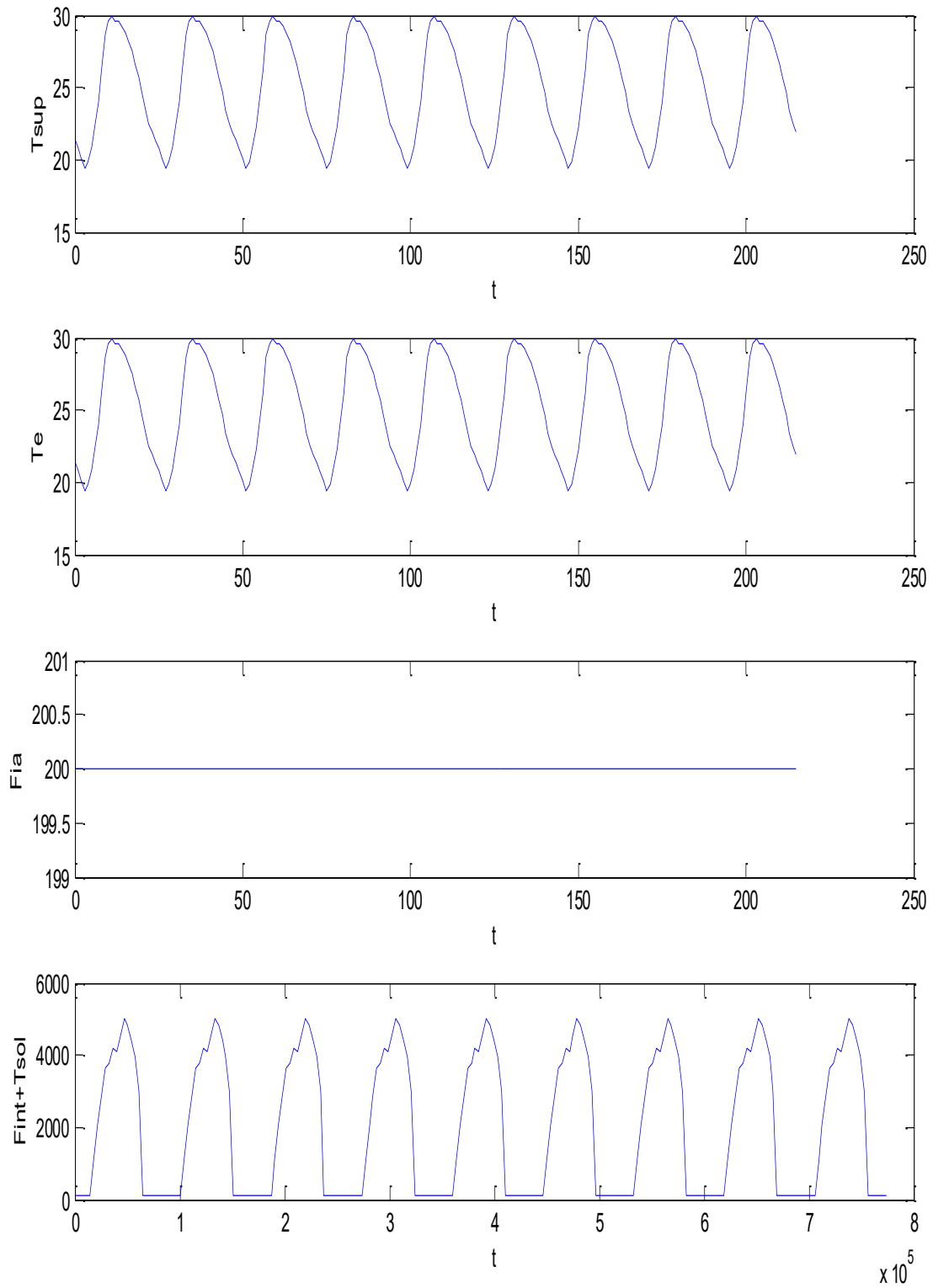


Figura 68: Input con serie temporale diversificata su più giorni a Luglio

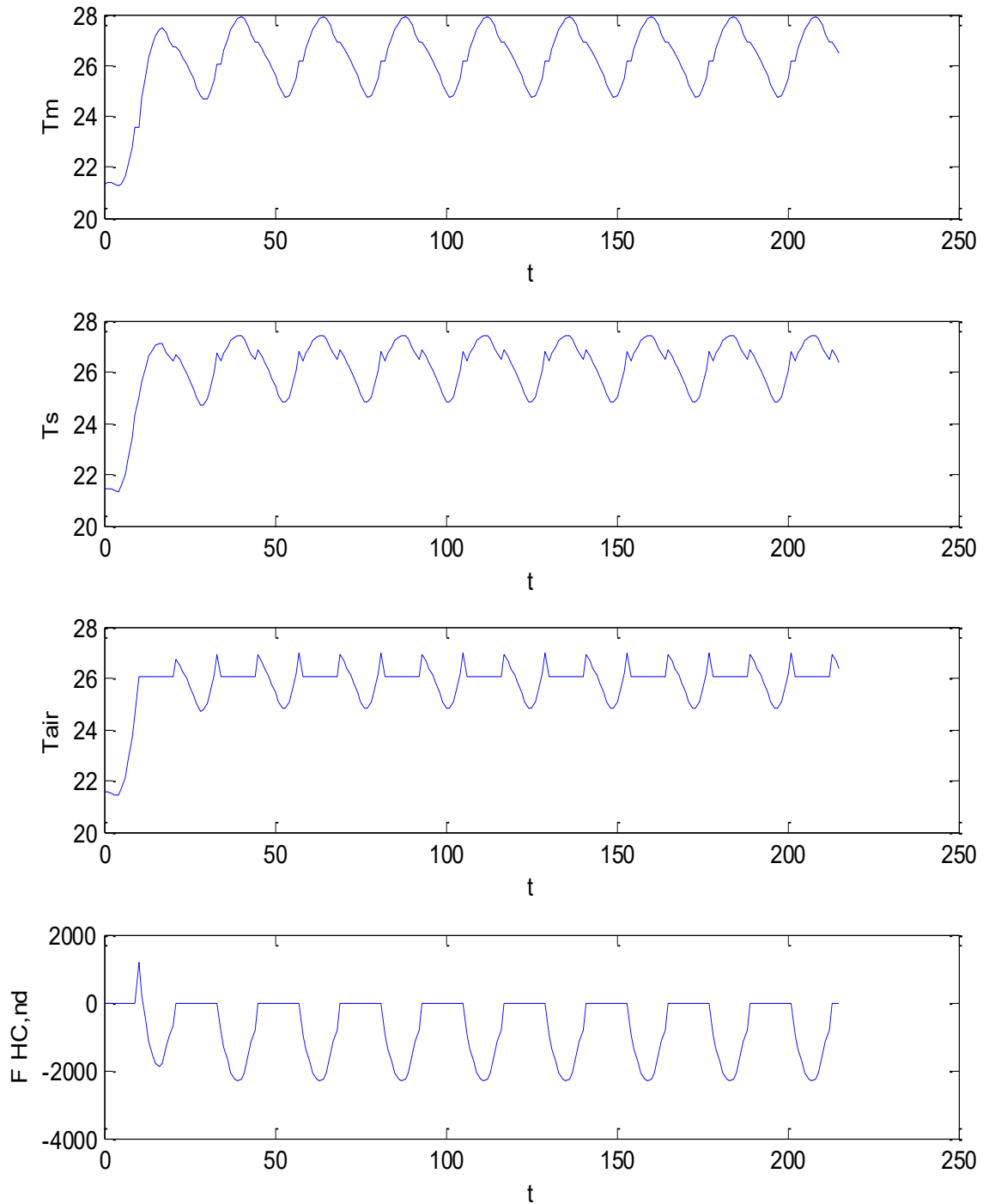


Figura 69: Risultati di calcolo del modello R5C1 conseguente all'input di più giorni a Luglio

8.8 SOLUZIONE PER MODALITÀ INVERSA

8.8.1 SOLUZIONE DEL MODELLO R5C1 DELLA UNI EN 13790 CON FLUSSO TERMICO, F_{HC,ND}, IMPOSTO

Si vuole ora sviluppare la soluzione per un ultimo caso che possiamo definire **indiretto**: si impone il flusso $F_{HC,nd}$ (che nello sviluppo è indicato I_{out}) alla rete e si calcolano le temperature interne dell'edificio, ora divenute tutte variabili dipendenti.

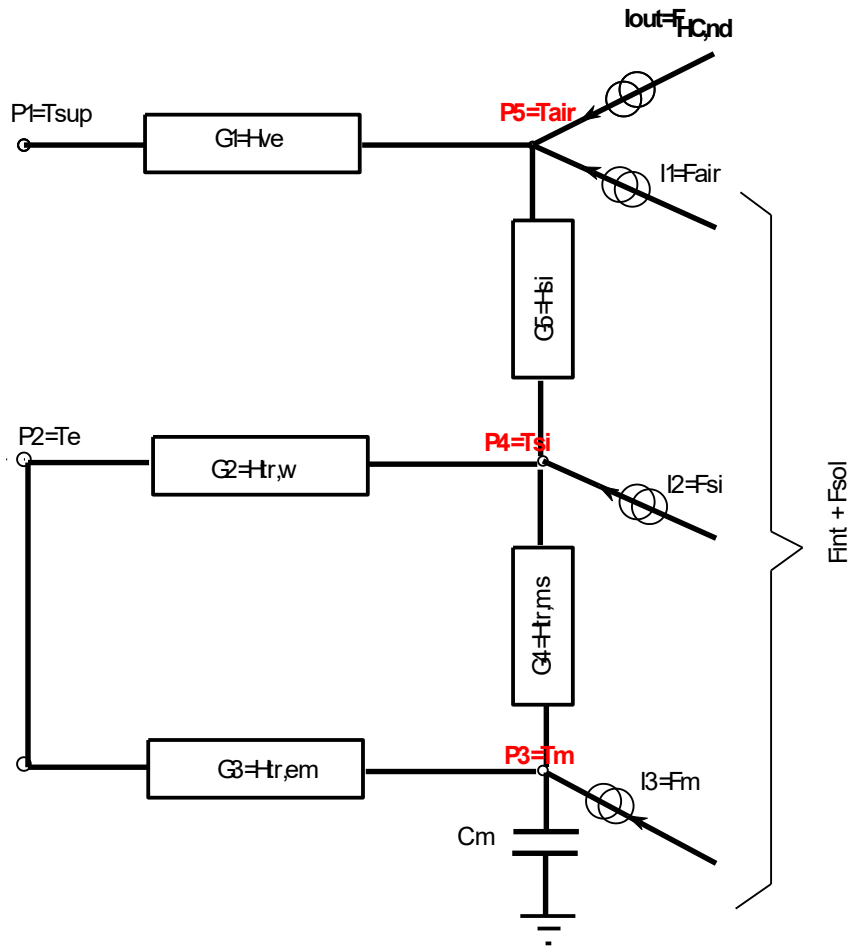


Figura 70: Modello R5C1 con $F_{H,C,nd}$ imposto

Quest'ipotesi consente di calcolare tutte le temperature, T_{air} , T_{si} , T_m note le altre grandezze indicate in Figura 70. La temperatura dell'aria interna, T_{air} , non più variabile indipendente.

Le equazioni di equilibrio ai nodi sono:

$$C \frac{dP_3}{dt} = I_3 + G_3 (P_2 - P_3) + G_4 (P_4 - P_3)$$

$$G_2 (P_2 - P_4) + G_5 (P_5 - P_4) + G_4 (P_3 - P_4) + I_2 = 0$$

$$I_{out} + I_1 + G_5 (P_4 - P_5) + G_1 (P_1 - P_5) = 0$$

Con qualche passaggio algebrico si ha:

$$-(G_1 + G_5)P_5 + G_1P_1 + G_5P_4 + I_1 + I_{out} = 0$$

$$P_5 = \frac{I_1 + I_{out} + G_1P_1}{G_1 + G_5} + \frac{G_5}{G_1 + G_5} P_4$$

$$-(G_2 + G_4 + G_5)P_4 + G_5P_5 + G_2P_2 + G_4P_3 + I_2 = 0$$

Posto:

$$A = \frac{I_1 + I_{out} + G_1P_1}{G_1 + G_5}$$

$$B = \frac{G_5}{G_1 + G_5}$$

Si ha:

$$(G_2 + G_4 + G_5 - BG_5)P_4 = G_5A + G_2P_2 + G_4P_3 + I_2$$

Posto:

$$C_1 = \frac{G_5A + G_2P_2 + I_2}{G_2 + G_4 + G_5 - BG_5}$$

$$D = \frac{G_4}{G_2 + G_4 + G_5 - BG_5}$$

Si ottiene:

$$P_4 = C_1 + DP_3$$

$$P_5 = A + BP_4$$

Si può scrivere:

$$C \frac{dP_3}{dt} = I_3 + G_3P_2 + G_4P_4 - (G_3 + G_4)P_3$$

$$C \frac{dP_3}{dt} = I_3 + G_3P_2 + G_4C + G_4DP_3 - (G_3 + G_4)P_3$$

ed infine:

$$\frac{dP_3}{dt} + \frac{G_3 + G_4 - G_4D}{C} P_3 = \frac{I_3 + G_3P_2 + G_4C_1}{C}$$

che è l'equazione differenziale del primo ordine in P_3 .

Si osservi che, per effetto della possibile variabilità di $G_1=H_{ve}$ per gli impianti di VMC a portata variabile, si ha un'equazione del primo ordine non omogenea in genere a coefficienti variabili.

L'equazione differenziale è del tipo:

$$\frac{dP_3}{dt} = k(t) - at$$

La soluzione è:

$$P_3(t) = \int_1^t (k(\xi) - a\xi) d\xi + k_1$$

8.8.2 METODO DI HEUN PER EVOLUZIONE A FLUSSO TERMICO IMPOSTO

Vale l'impostazione generale del metodo di Heun indicata in precedenza. In questo caso si ha:

$$F(t, P_3(t)) = -\lambda(t)P_3(t) + g(t)$$

con:

$$\lambda = \frac{G_3 + G_4 - G_4 D}{C}$$

$$g = \frac{I_3 + G_3 P_2 + G_4 C_1}{C}$$

ove D e C_1 sono stati definiti in precedenza.

La relazione iterativa è allora la seguente:

$$P_3(t_{n+1}) = P_3(t_n) + \frac{T}{2} \left[g(t_{n+1}) + g(t_n) \left(1 - \lambda(t_{n+1}) T - P_3(t_n) \left(\lambda(t_{n+1}) - T \lambda(t_n) \lambda(t_{n+1}) \right) \right) \right]$$

Anche in questo caso si è utilizzato *Matlab*[®] per la soluzione analitica.

8.8.3 PARTICOLARITÀ DEL MODELLO A FLUSSO TERMICO IMPOSTO

La soluzione sopra descritta non è compatibile con l'evoluzione mista vista in precedenza. In definitiva, quando si fornisce calore all'edificio, tramite un impianto di climatizzazione, la temperatura dell'aria interna, T_{air} , è variabile dipendente determinata dalla soluzione delle equazioni di equilibrio.

Sono possibili solo due tipi di evoluzioni:

Viene imposto il flusso di calore e quindi si calcola T_{air}

Il flusso di calore imposto è nullo e allora si ha l'evoluzione libera.

Durante la cessione del flusso termico al modello non si può avere anche il vincolo della temperatura interna imposta. Restano possibili tutte le altre possibilità che si vedranno nel prosieguo: *Ventilazione Meccanica Controllata (VMC)*, portata di ventilazione variabile, *multi room*.

Le caratteristiche qui indicate impongono l'utilizzo del modello a flusso imposto separatamente dal modello analizzato per le altre condizioni. Per sicurezza operativa sia le routine di calcolo che i file accessori sono diversi e separati³⁰ da quelle viste in precedenza per il calcolo diretto. Il modello a flusso imposto è utile per verificare la funzionalità degli impianti e, a posteriori, determinare le condizioni interne di un edificio noto il consumo energetico. Accoppiato al *multi room* questo modello a flusso imposto può essere utilizzato per la verifica degli impianti e dei terminali per ciascun ambiente. Considerata la possibilità di definire i valori orari dei vettori di ingresso è possibile analizzare in dettaglio qualsiasi interazione *edificio – impianti*.

8.8.4 CASO ESEMPIO CON FLUSSO TERMICO IMPOSTO – GENNAIO

Si consideri l'esempio di un edificio a quattro ambienti, già visto in precedenza, per il mese di Gennaio a Catania.

I dati di input sono indicati in Tabella 17 e in Tabella 18 si hanno i vettori di input al modello. Si osservi come la colonna 3 non è più occupata da P_3 (cioè dalla temperatura ambiente imposta) ma da flusso $F_{HC,nd}$ posto pari a 2000 W nel periodo di funzionamento dell'impianto.

In pratica si suppone che la regolazione non sia efficiente e tale da garantire un perfetto controllo del generatore termico.

³⁰ Dato che *Matlab*[®] vuole tutte le routine e i dati nella stessa directory, è bene avere una directory di lavoro per la modalità inversa diversa da quella della modalità diretta.

G1=Hve	40,00
G2=Hw	48,92
G3=ht,em	173,87
G4=Ht,ms	1962,00
G5=Ht,is	1462,11
C	13.200.000
T	3600
Am	200,00
At	423,80

Tabella 17: Dati di input per Flusso Termico imposto a Gennaio

In Figura 80 si ha la visualizzazione dei vettori di input al modello e in Figura 81 si hanno i vettori calcolati.

Durante il periodo di spegnimento dell’impianto si ha l’evoluzione libera mentre durante l’accensione dell’impianto con flusso termico imposto la temperatura interna, T_{air} , evolve in risposta alla forzante. I valori della temperatura interna raggiunge i 14.5 °C dopo le 15, con un flusso termico di 1000 W. Se ripetiamo il calcolo con flusso imposto pari a 2000 W si ottengono i risultati di Figura 82

Quest’esempio dimostra come l’algoritmo di risoluzione descritto sia simmetrico rispetto al caso di evoluzione mista: ora forniamo un flusso termico e si calcola la temperatura dell’aria interna che è possibile raggiungere.

281,1	281,1	0,0	200	98,33
280,8	280,8	0,0	200	98,33
280,5	280,5	0,0	200	98,33
280,3	280,3	0,0	200	98,33
280,2	280,2	0,0	200	98,33
280,1	280,1	0,0	200	98,33
280,2	280,2	1000,0	200	98,33
280,9	280,9	1000,0	200	278,36
282,1	282,1	1000,0	200	770,39
283,6	283,6	1000,0	200	1022,16
284,8	284,8	1000,0	200	1256,12
285,9	285,9	1000,0	200	1310,36
287,1	287,1	1000,0	200	1458,89
287,5	287,5	1000,0	200	1567,17
287,4	287,4	1000,0	200	1425,07
287,0	287,0	1000,0	200	1130,09
286,2	286,2	1000,0	200	603,70
285,1	285,1	1000,0	200	98,33
283,5	283,5	1000,0	200	98,33
282,8	282,8	1000,0	200	98,33
282,3	282,3	1000,0	200	98,33
282,0	282,0	0,0	200	98,33
281,5	281,5	0,0	200	98,33
281,1	281,1	0,0	200	98,33

Tabella 18: Vettori di input per Flusso Termico forzato a Gennaio

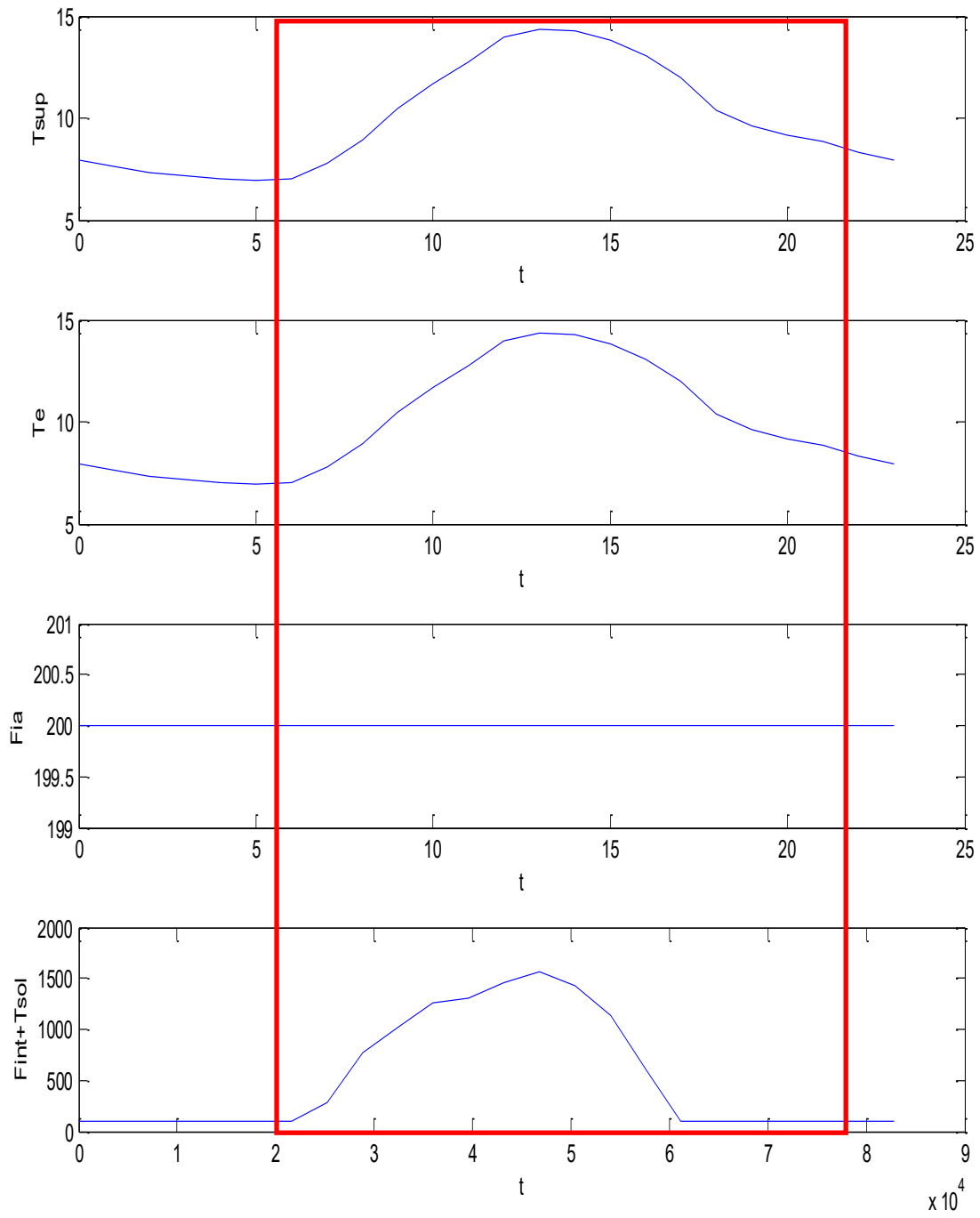


Figura 80: Vettori di input per Flusso termico imposto a Gennaio

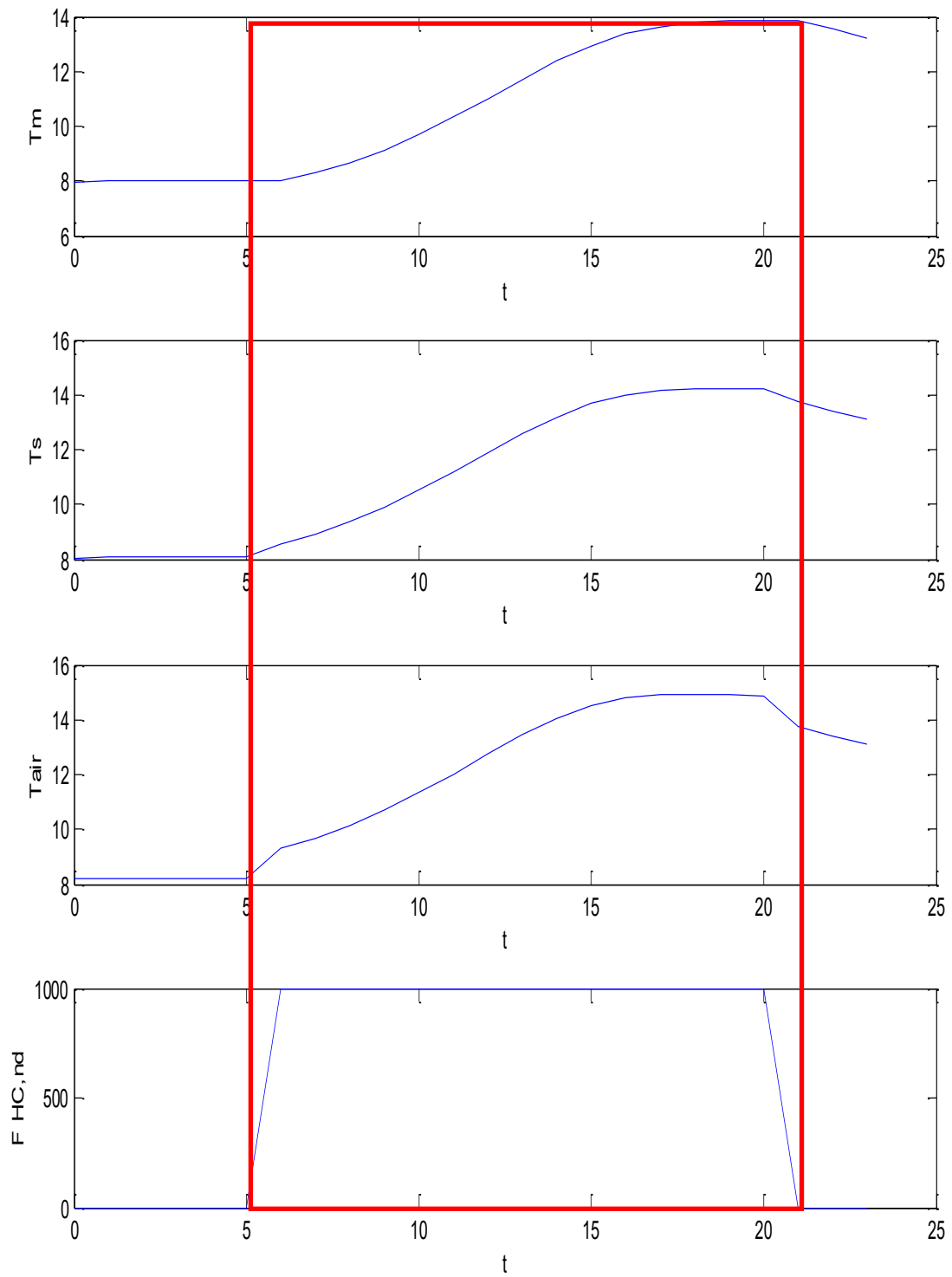


Figura 81: Vettori di output per Flusso termico imposto a Gennaio

P1	P2	FHC,nd	I1	Ft
T-sup	Te (K)	Iout (W)	Fi.ia	Fint+Fsol
281,1	281,1	0,0	200	98,33
280,8	280,8	0,0	200	98,33
280,5	280,5	0,0	200	98,33
280,3	280,3	0,0	200	98,33
280,2	280,2	0,0	200	98,33
280,1	280,1	0,0	200	98,33
280,2	280,2	2000,0	200	98,33
280,9	280,9	2000,0	200	278,36
282,1	282,1	2000,0	200	770,39
283,6	283,6	2000,0	200	1022,16
284,8	284,8	2000,0	200	1256,12
285,9	285,9	2000,0	200	1310,36
287,1	287,1	2000,0	200	1458,89
287,5	287,5	2000,0	200	1567,17
287,4	287,4	2000,0	200	1425,07
287,0	287,0	2000,0	200	1130,09
286,2	286,2	2000,0	200	603,70
285,1	285,1	2000,0	200	98,33
283,5	283,5	2000,0	200	98,33
282,8	282,8	2000,0	200	98,33
282,3	282,3	2000,0	200	98,33
282,0	282,0	0,0	200	98,33
281,5	281,5	0,0	200	98,33
281,1	281,1	0,0	200	98,33

Tabella 19: Vettori di input con flusso termico imposto di 2 kW

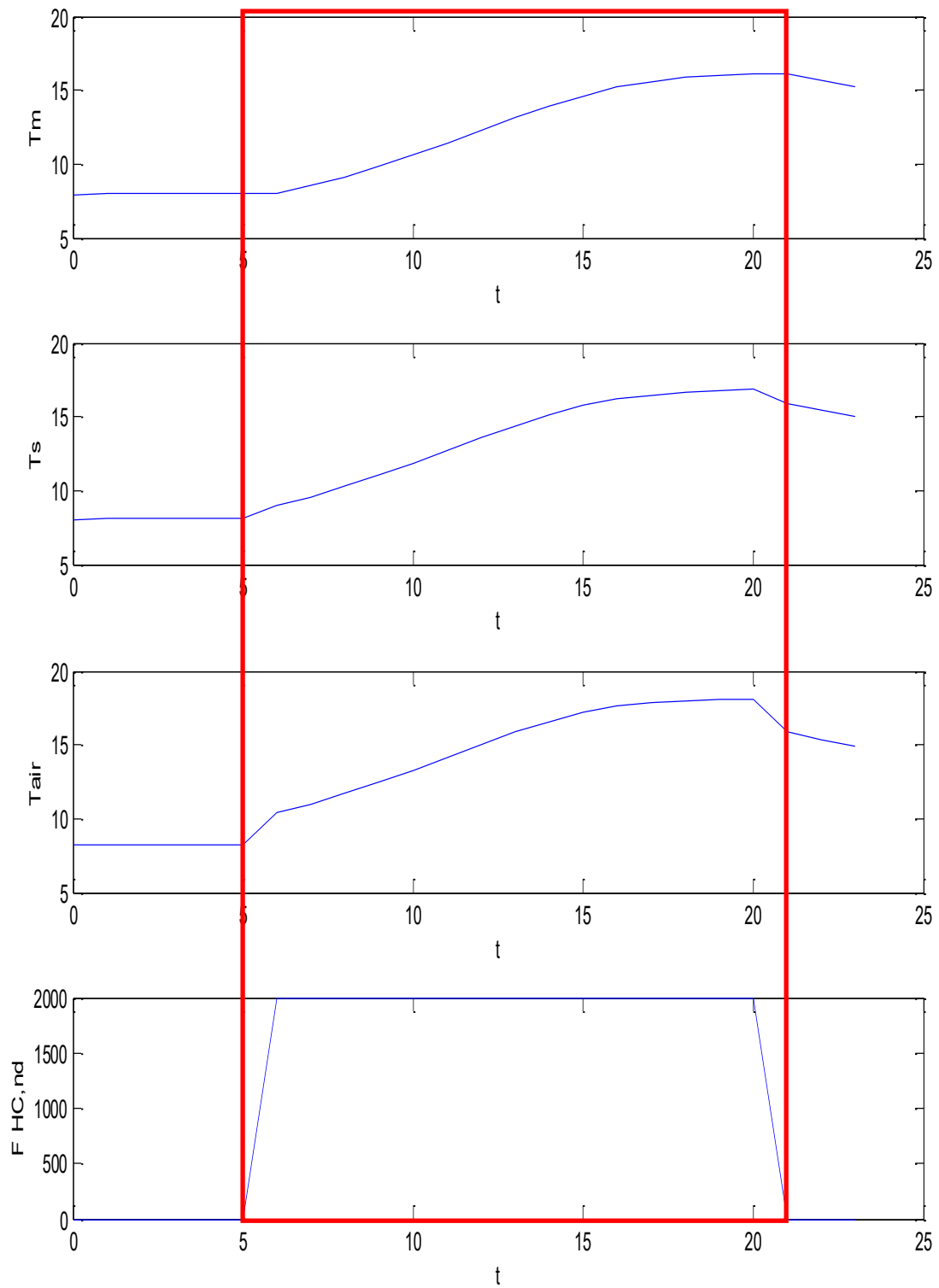


Figura 82: Evoluzione con flusso termico imposto di 2 kW a gennaio

8.9 RIEPILOGO DELLE MODALITÀ DI CALCOLO DEL MODELLO R5C1

Il modello *R5C1* può essere risolto secondo varie ipotesi di calcolo che qui si sintetizzano.

8.9.1 MODALITÀ DIRETTA AD EVOLUZIONE LIBERA

In questo caso l'input è costituito dalle cinque conduttanze, la capacità termica, il passo di calcolo³¹ e i quattro vettori di ingresso dianzi discussi. L'evoluzione libera è caratterizzata dall'essere il flusso scambiato nullo, cioè $F_{HC,nd}=0$.

L'output è dato dalle temperature T_{air} , T_s , T_m e dal flusso $F_{HC,nd}$ che è pari a zero..

8.9.2 MODALITÀ DIRETTA A TEMPERATURA INTERNA IMPOSTA

L'input è costituito, come sopra, dalle cinque conduttanze, la capacità termica, il passo di calcolo e i vettori di ingresso nei quali la terza colonna è il valore imposto della temperatura interna, T_{air} .

L'output è costituito ancora da T_{air} , T_s , T_m ed il flusso $F_{HC,nd}$.

Chiaramente T_{air} è dato in uscita per controllo.

8.9.3 MODALITÀ DIRETTA MISTA

In questo caso vale quanto detto per il caso precedente. Nel vettore di ingresso (terza colonna) se $T_{air}=0$ allora il programma risolve il modello in modalità libera mentre se $T_{air} \neq 0$ lo risolve in modalità a temperatura interna imposta.

I dati di output sono sempre T_{air} , T_s , T_m ed il flusso $F_{HC,nd}$.

8.9.4 FUNZIONALITÀ AGGIUNTIVE ALLA MODALITÀ DIRETTA MISTA

Oltre alla soluzione diretta nella modalità mista sono state aggiunte alcune modalità per tenere conto della funzionalità degli impianti. Queste modalità saranno discusse in dettaglio nel prosieguo. Se ne indicano le funzionalità allo scopo di completare il quadro operativo della soluzione del modello *R5C1*.

8.9.5 MODALITÀ CON VMC A PORTATA COSTANTE

In questo caso il vettore di ingresso, prima colonna, contiene la temperatura dell'aria di ventilazione, T_{sup} , che non è più eguale alla temperatura dell'aria esterna, T_{est} , ma può essere fissata in base al recuperatore di calore o dal valore di uscita di un'UTA.

Il regime di funzionamento è misto e quindi comprende sia l'evoluzione libera che quella a temperatura interna fissata.

I dati di output sono sempre T_{air} , T_{si} , T_m ed il flusso $F_{HC,nd}$.

8.9.6 MODALITÀ CON VMC A PORTATA VARIABILE

La portata dell'aria entra nella definizione della conduttanza H_{ve} e pertanto si pone $G_1=H_{ve}=0$ nei dati di input delle conduttanze. Gli altri quattro valori restano invariati, così pure la capacità termica e gli altri parametri.

³¹ Malgrado si sia sempre parlato di soluzione oraria è possibile utilizzare anche altri passi di calcolo, preferibilmente di durata inferiore all'ora. Così, ad esempio, si possono utilizzare passi di 900, 1800, 2700 e 3600 secondi. Questa possibilità risulta comoda per adeguare il modello ai passi temporali dei data base internazionali relativi alla temperatura esterna e all'irraggiamento solare.

Nel vettore di ingresso si ha una sesta colonna che riporta, ora per ora, il valore di $G_1=H_{ve}$. I dati di output sono sempre T_{air} , T_{si} , T_m ed il flusso $F_{HC, nd}$.

8.9.7 MODALITÀ MULTI ROOM

Questa modalità, qui proposta ma non sviluppata in modo automatico con il software, consente di applicare il modello *R5C1* ai singoli ambienti, anziché all'edificio nel suo complesso.

Quest'ipotesi è valida se si trascurano i modesti effetti di transitorio termico delle pareti divisorie fra gli ambienti nel periodo del passo di calcolo.

L'input è del tipo visto per il regime misto e le sue aggiunte impiantistiche ma è effettuato per ciascun ambiente.

L'output è sempre T_{air} , T_{si} , T_m ed il flusso $F_{HC, nd}$. Per ciascun ambiente.

8.9.8 MODALITÀ DI CALCOLO CON PIÙ SEQUENZE GIORNALIERE

Tutte le modalità di calcolo sopra indicate possono funzionare con un input dei vettori di ingresso predisposto per sequenze di più giorni, oltre che di più ore.

In particolare per i dati esterni di temperatura ed irraggiamento si può utilizzare il *Test Reference Year (TRY)* che consente di effettuare simulazioni complete stagionali e/o annuali.

8.9.9 MODALITÀ INVERSA A FLUSSO TERMICO IMPOSTO

In questo caso oltre alle conduttanze e alla capacità termica occorre fornire i vettori di input con la terza colonna occupata dai valori del flusso termico che si intende cedere all'edificio (con proprio segno per tenere conto della stagionalità). Manca, di conseguenza, il vettore della temperatura dell'aria interna, $P_3=T_{air}$, sostituito da $F_{HC, nd}$.

L'output è sempre T_{air} , T_{si} , T_m ed il flusso $F_{HC, nd}$, che viene ripetuto per controllo.

8.9.10 OSSERVAZIONE SULL'UTILIZZO DEI PROFILI D'USO

Una caratteristica utile del metodo di risoluzione orario qui proposto è che la variabile tempo è sempre presente nei dati di input (sequenza orarie giornaliere o di più giorni). Di conseguenza i vettori di input possono essere personalizzati, per ciascun passo di calcolo, per tenere conto dei profili d'uso.

In particolare si hanno i seguenti casi.

8.9.11 PROFILO D'USO INTERNO

I vettori di ingresso F_t e F_{ia} dipendono dalle sorgenti interne (affollamento, ACS, recuperi energetici di vario genere, Illuminazione) e dal flusso solare.

Le sorgenti interne possono avere qualunque personalizzazione oraria si desideri e quindi è possibile pianificare l'occupazione interna dei locali in orari stabiliti, l'accensione delle lampade in determinate ore del giorno ed altro ancora.

Il flusso solare può essere personalizzato per tenere conto di schermi esterni, filtri solari o qualunque altra correzione si desideri effettuare.

8.9.12 PROFILO D'USO DEGLI IMPIANTI

Il funzionamento degli impianti (accensione e spegnimento) e/o la presenza della VMC a portata costante o variabile è caratterizzato dai vettori di ingresso relativi a T_{air} , T_{sup} e H_{ve} , come sopra detto.

Dalle combinazioni di queste modalità di calcolo deriva una grande flessibilità del modello per tenere conto del funzionamento degli impianti meccanici presenti.

La modalità di calcolo a flusso termico imposto fornisce anche la possibilità di verifica sia dei consumi energetici che della funzionalità degli impianti, in special modo quando si utilizza la modalità *multi room*.

8.9.13 FUNZIONAMENTO DEL MODELLO CON FLUSSO TERMICO IMPOSTO

Solitamente i calcoli dei consumi energetici degli edifici vengono effettuati supponendo valide alcune ipotesi quali $T_a=20$ °C in inverno, impianto sempre funzionante, ricambi orari dell'aria di ventilazione pari a quelli indicati dalle norme.

Nella realtà questo comportamento virtuoso non è presente nella grande maggioranza dei casi, soprattutto negli edifici pubblici.

La possibilità di calcolare la T_a imponendo un flusso termico giornaliero pari a quello corrispondente ai dati rilevati consente di verificare il rispetto delle ipotesi di calcolo ed eventualmente cambiarle per avere calcoli più veritieri.

8.10 MODELLO R5C1 COMPLETO CON IL CALORE LATENTE

8.10.1 NECESSITÀ DEL MODELLO R5C1 COMPLETO

La UNI ISO EN 13790 fa riferimento al solo calore sensibile e, almeno fino a quando non sono emesse le nuove norme UNI TS 11300:2014, tale calcolo è stato sufficiente per la certificazione energetica degli edifici.

Le nuove UNI TS 11300:2014 prendono in considerazione anche il calore latente e pertanto si è effettuato un aggiornamento del modello R5C1 sopra esposto al fine di tenere conto anche del calore latente scambiato dall'edificio con l'ambiente esterno.

Si osserva che in genere il calore latente viene calcolato con riferimento a condizioni medie statistiche per ogni sito considerato.

La reperibilità di dati sperimentali sulla variazione dell'umidità relativa esterna non è agevole. In ogni caso considerare la variabilità oraria dell'umidità esterna può portare a risultati in alcuni casi non prevedibili.

Nelle figure seguenti si hanno i dati per l'u.r. di alcune città.

Si osserva che per Catania l'u.r. scende al di sotto del 50% mentre per Napoli e Roma si mantiene sempre al di sopra del 50%. Questo ha effetto nei calcoli in quanto se l'umidità specifica esterna è maggiore di quella interna allora si ha un carico latente positivo e viceversa.

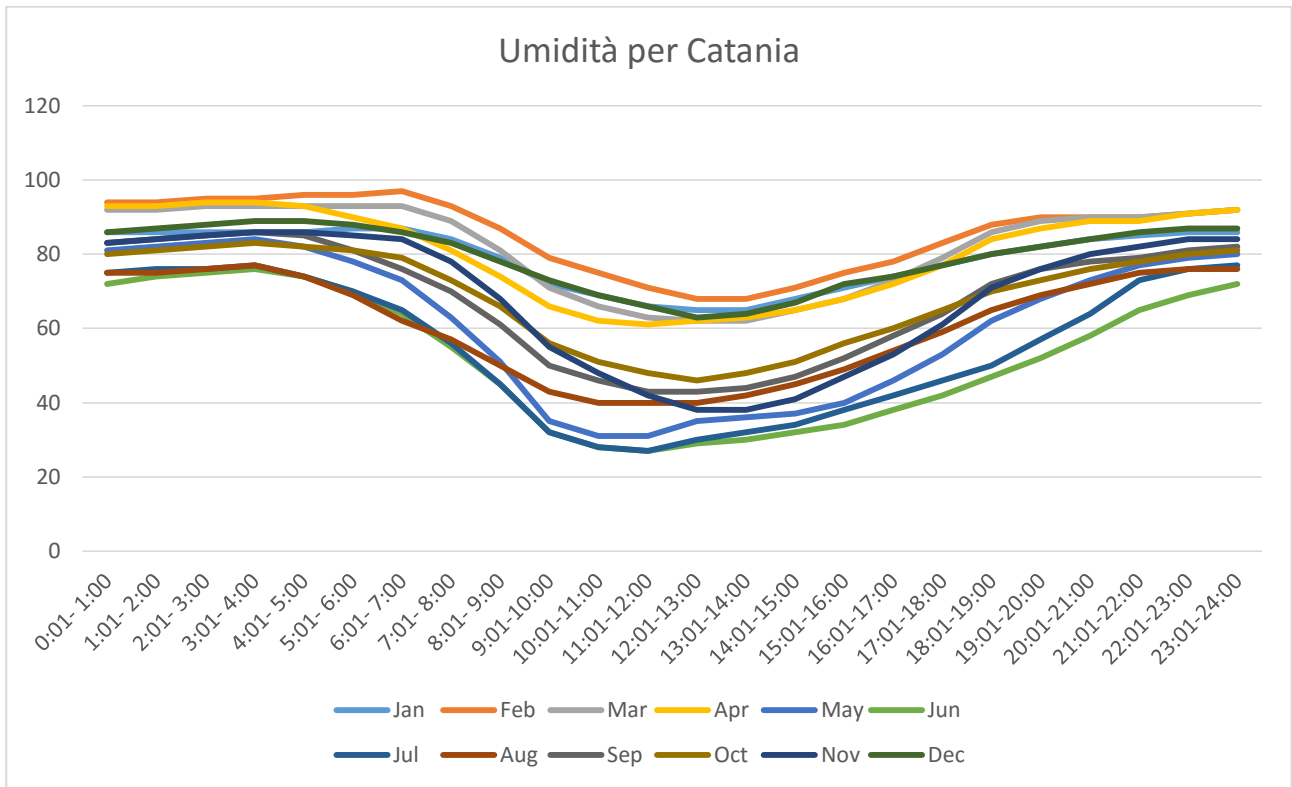


Figura 54: Andamento dell'umidità relativa giornaliera media mensile per Catania

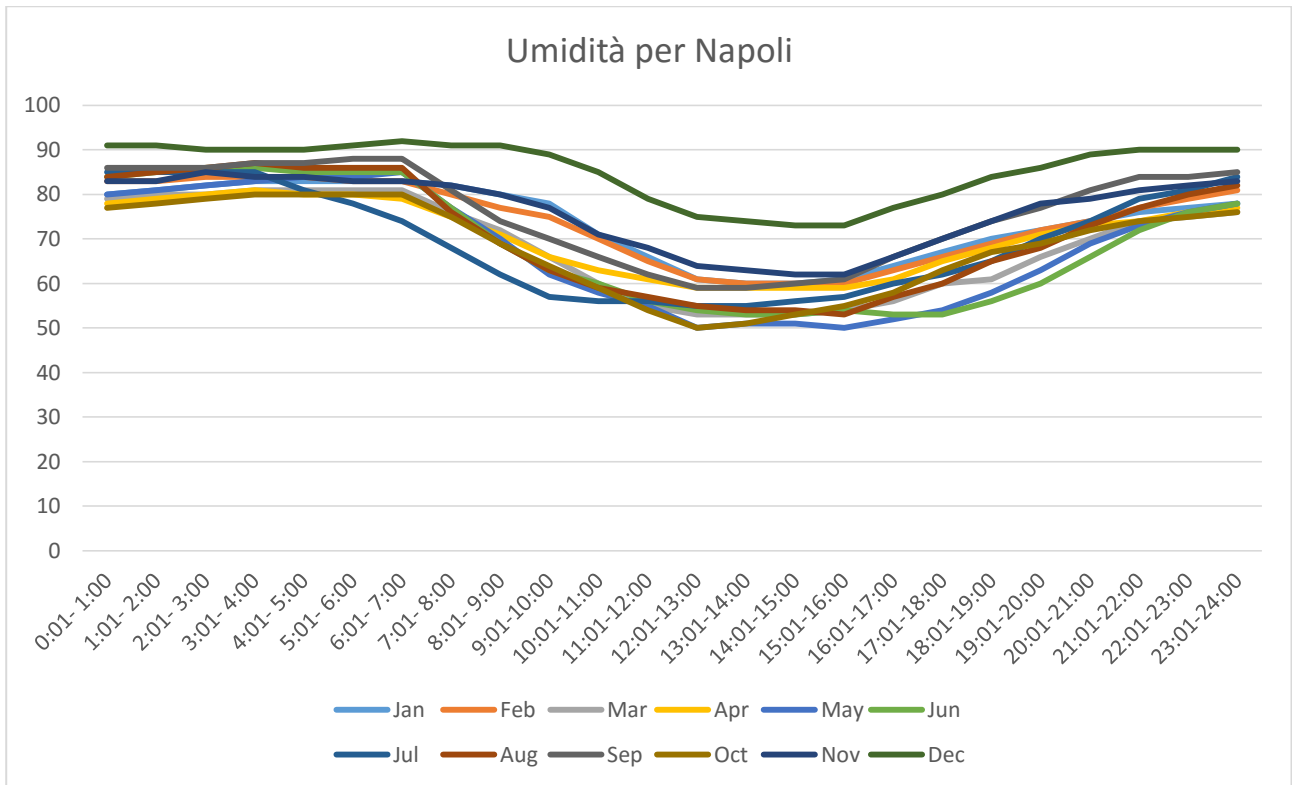


Figura 55: Andamento dell'umidità relativa giornaliera media mensile per Napoli

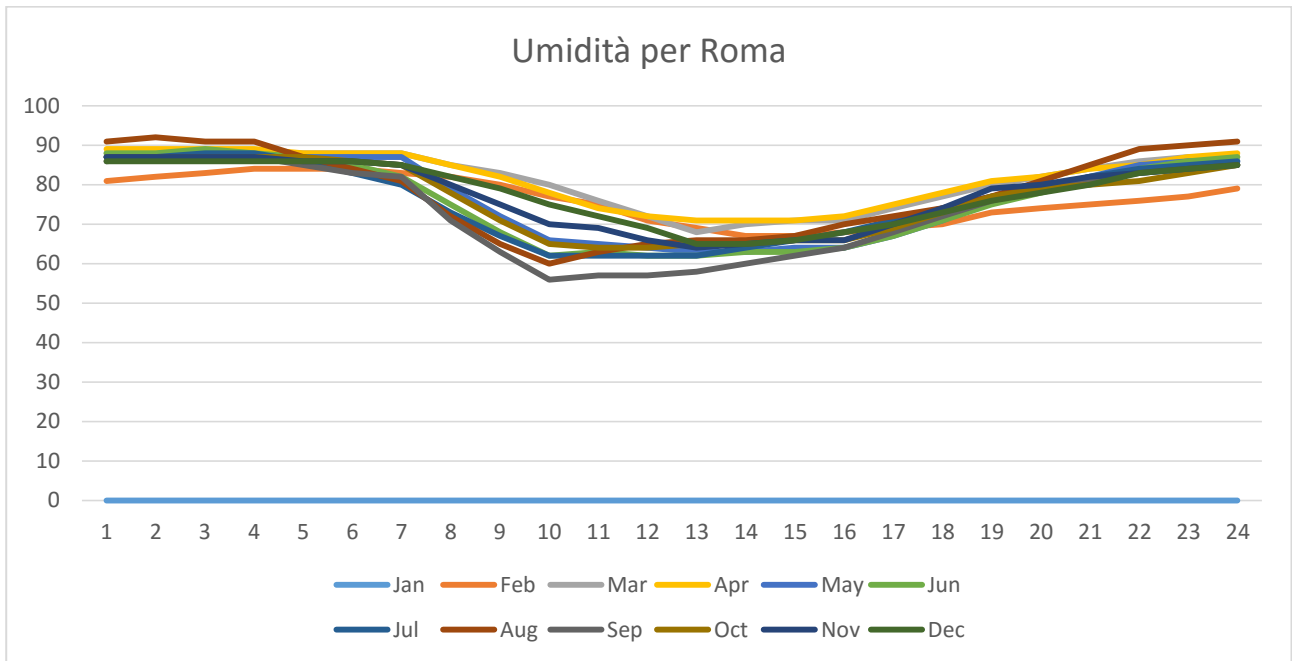


Figura 56: Andamento dell'umidità relativa giornaliera media mensile per Roma

8.10.2 MODELLO PER IL CALORE LATENTE

Con riferimento alla Figura 57 è possibile scrivere la seguente equazione di bilancio per l'ambiente (con umidità specifica x_A):

$$Q_{L,x} = H_{v,x} (x_v - x_A) + H_{inf,x} (x_E - x_A) + Q_{x,i}$$

ove si è posto:

$$H_{v,x} = \sum nV_i \rho r$$

Ammetenza latente di ventilazione, $W/(kg_v/kg_{as})$;

$$H_{inf,x} = \sum f_i L_i \rho r$$

Ammetenza latente per infiltrazione, $W/(kg_v/kg_{as})$;

$$Q_{x,i} = \sum N_i M_{x,i} + \sum W_{x,i}$$

Calore latente interno, W .

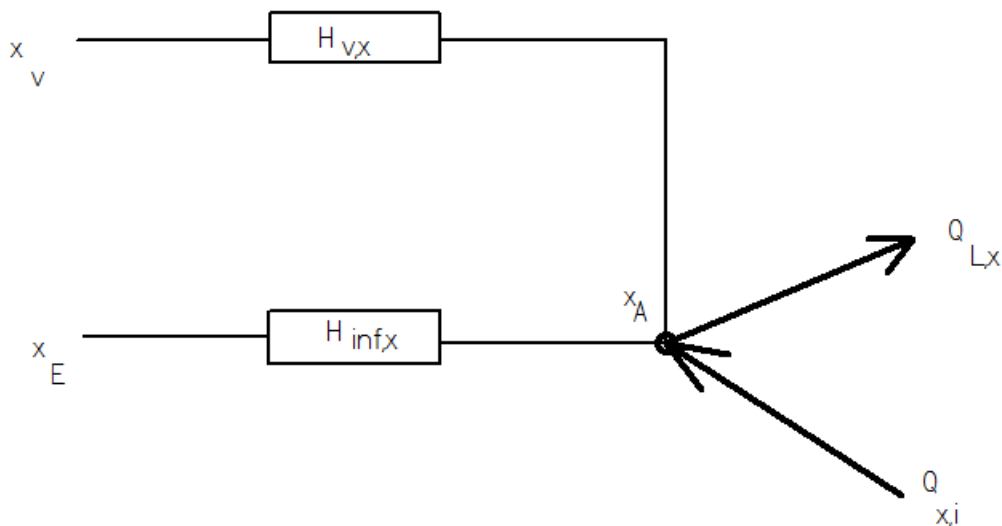


Figura 57: Bilancio dell'umidità e del calore latente

Se si vuole esaminare l'evoluzione propria basta imporre $Q_{L,x}=0$ e pertanto si ricava:

$$x_A = \frac{Q_{x,i} + H_{v,x}x_v + H_{inf,x}x_E}{H_{v,x} + H_{inf,x}}$$

Se si desidera esaminare l'evoluzione ad x_A imposta allora si ha³²:

$$Q_{L,x} = -(H_{v,x} + H_{inf,x})x_A + H_{v,x}x_v + H_{inf,x}x_E + Q_{x,i}$$

Nel caso in cui non si considerino le infiltrazioni ($H_{inf,x}=0$) si ottengono, per $Q_{L,x}=0$:

$$x_A = \frac{Q_{x,i} + H_{v,x}x_v}{H_{v,x}}$$

E per il caso ad x_A imposta:

$$Q_{L,x} = H_{v,x}(x_v - x_A) + Q_{x,i}$$

I dati meteorologici sono solitamente forniti in termini di umidità relativa φ e pertanto l'umidità specifica si ottiene dalla relazione (vedi Psicrometria):

$$x = 0.623 \frac{\varphi p_{vs}}{p_t - \varphi p_{vs}}$$

ove:

p_{vs} è la pressione di saturazione, Pa;

p_t è la pressione totale, Pa;

φ è l'umidità relativa dell'aria (%).

Da quest'equazione è possibile anche calcolare l'umidità relativa dell'aria nota la pressione di saturazione:

$$\varphi = \frac{x p_{vs}}{0.623 p_{vs} + x p_{vs}}$$

Si ricordi che è possibile calcolare la pressione di saturazione, p_{vs} , nota la temperatura dell'aria, mediante l'equazione:

$$p_{vs} = 611.85 e^{\frac{17.505t}{240.9+t}}$$

con t temperatura dell'aria (°C).

8.10.3 SOLUZIONE PER IL CALORE LATENTE AD x_A IMPOSTA

Le equazioni sopra scritte consentono di calcolare il flusso di calore latente da fornire (con il suo segno) all'ambiente nel caso ad x_A imposta o il valore di x_A nel caso di calore latente fornito pari a zero. Nella tabella seguente si ha un esempio di applicazione del metodo indicato.

³² Si osservi che il segno positivo del modello è per flusso uscente dal nodo A, diversamente dalla convenzione del modello R5C1 che vuole positivo il flusso $F_{HC,nd}$ entrante nel nodo A. Pertanto nel calcolo del calore totale occorre cambiare di segno al valore del calore latente sopra indicato.

xA calcolata	fi.A	Umidità	Pvs.E	xE	Pvs.V	xV	pVs.A (Pa)	xA	rho.aria	Hv,x
kg.v/kg.as	%	%	Pa	kg.v/kg.as	Pa	kg.v/kg.as	Pa	kg.v/kg.as	kg/m ³	kW/K
0.0107	50.00	86	2598.70	0.0142	2598.70	0.0149	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	87	2504.89	0.0139	2504.89	0.0144	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	87	2414.05	0.0134	2414.05	0.0138	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	87	2326.11	0.0129	2326.11	0.0133	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	85	2384.42	0.0129	2384.42	0.0137	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	83	2444.00	0.0129	2444.00	0.0140	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	82	2474.28	0.0129	2474.28	0.0142	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	71	2846.82	0.0129	2846.82	0.0164	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	63	3228.91	0.0129	3228.91	0.0186	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	56	3676.53	0.0131	3676.53	0.0213	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	57	3741.58	0.0136	3741.58	0.0217	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	57	3829.88	0.0139	3829.88	0.0222	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	58	3919.98	0.0145	3919.98	0.0228	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	60	3852.23	0.0147	3852.23	0.0224	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	62	3807.63	0.0151	3807.63	0.0221	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	64	3741.58	0.0153	3741.58	0.0217	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	68	3570.31	0.0155	3570.31	0.0207	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	72	3405.91	0.0157	3405.91	0.0197	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	76	3267.54	0.0159	3267.54	0.0189	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	79	3134.09	0.0158	3134.09	0.0181	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	81	3023.53	0.0156	3023.53	0.0174	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	83	2898.86	0.0154	2898.86	0.0167	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	84	2795.61	0.0150	2795.61	0.0161	3365.865	0.0107	1.34	123.0089
0.0107	50.00	85	2695.58	0.0146	2695.58	0.0155	3365.865	0.0107	1.34	123.0089

Tabella 40: Calcolo del calore latente per Roma nel mese di agosto

I dati di umidità sono ricavati dai data base internazionali. Per Roma sono riportati nella seguente tabella.

Hour	Average Hourly Relative Humidity %											
	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
0:01- 1:00	80	83	79	78	80	84	85	84	86	77	83	91
1:01- 2:00	81	83	80	79	81	85	85	85	86	78	83	91
2:01- 3:00	82	84	80	80	82	86	85	86	86	79	85	90
3:01- 4:00	83	84	81	81	83	86	85	87	87	80	84	90
4:01- 5:00	83	84	81	80	84	85	81	86	87	80	84	90
5:01- 6:00	83	83	81	80	84	85	78	86	88	80	83	91
6:01- 7:00	83	83	81	79	85	85	74	86	88	80	83	92
7:01- 8:00	82	80	76	75	77	77	68	76	81	75	82	91
8:01- 9:00	80	77	72	71	70	69	62	69	74	69	80	91
9:01-10:00	78	75	66	66	62	63	57	63	70	64	77	89
10:01-11:00	71	70	60	63	58	60	56	59	66	59	71	85
11:01-12:00	66	65	55	61	55	56	56	57	62	54	68	79
12:01-13:00	61	61	53	59	50	54	55	55	59	50	64	75
13:01-14:00	60	60	53	59	51	53	55	54	59	51	63	74
14:01-15:00	60	60	53	59	51	53	56	54	60	53	62	73
15:01-16:00	61	60	54	59	50	54	57	53	61	55	62	73
16:01-17:00	64	63	56	61	52	53	60	57	66	58	66	77
17:01-18:00	67	66	60	65	54	53	62	60	70	63	70	80
18:01-19:00	70	69	61	68	58	56	65	65	74	67	74	84
19:01-20:00	72	72	66	71	63	60	70	68	77	69	78	86
20:01-21:00	74	74	70	73	69	66	74	73	81	72	79	89
21:01-22:00	76	77	74	74	73	72	79	77	84	74	81	90
22:01-23:00	77	79	75	76	76	76	81	80	84	75	82	90
23:01-24:00	78	81	76	77	78	78	84	82	85	76	83	90

Tabella 41: Umidità media oraria mensile per Roma

Gli andamenti delle umidità specifiche sono riportati, per il mese di agosto, nel seguente abaco.

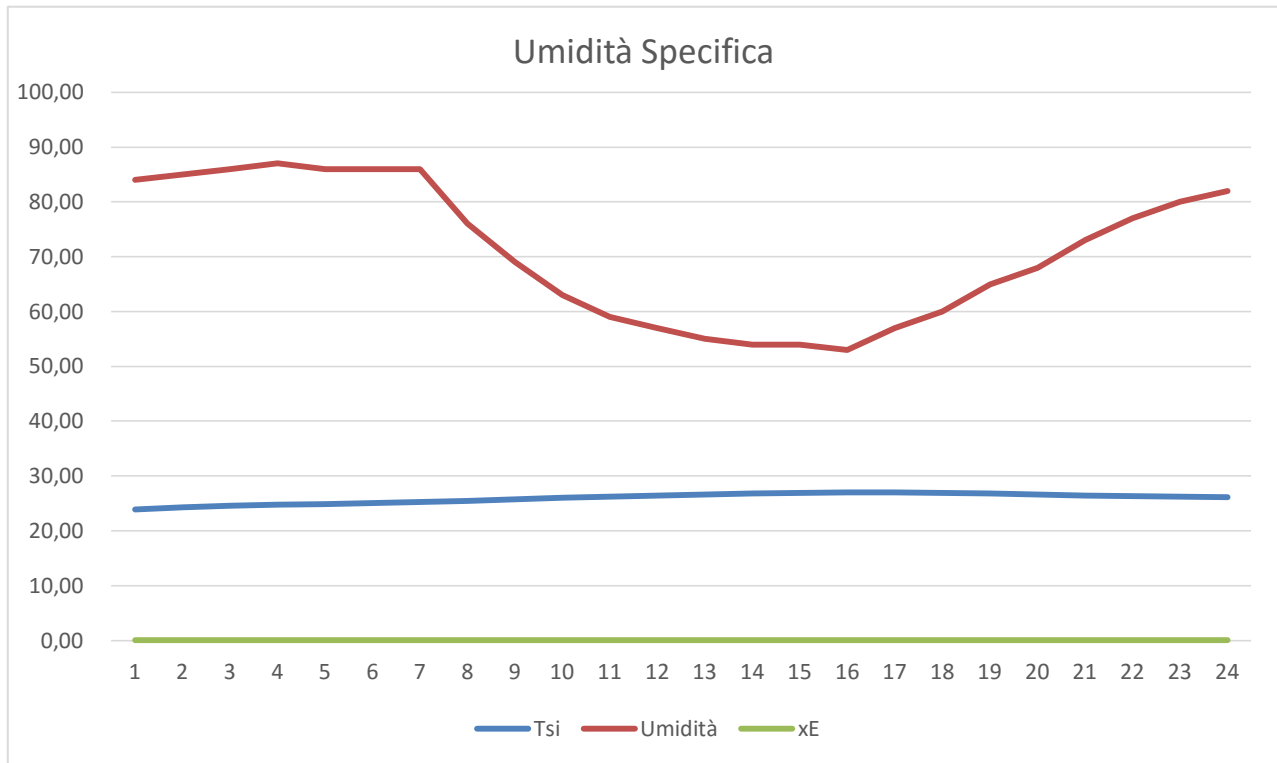


Figura 58: andamento delle umidità specifiche per Roma nel mese di agosto

Con riferimento ad un edificio di 10 x 10 x 3 m di dimensioni si ha la seguente tabella di dati.

PREPARAZIONE FILES PER UNI 13790										
Parete	U	b.tr	S	a o g	Fsh	aU/he	Aeff	Beta	fkc	H.tr
Nord	0,38	1	30,00	0,5		0,008	0,23	1,57	0,500	11,40
Finestra	3,02	1	0,00	0,8	0,9		0,00	1,57	0,500	0,00
Sud	0,38	1	24,60	0,5		0,008	0,19	1,57	0,500	9,35
Finestra	3,02	1	5,40	0,8	0,9		3,11	1,57	0,500	16,31
Est	0,38	1	24,60	0,5		0,008	0,19	1,57	0,500	9,35
Finestra	3,02	1	5,40	0,8	0,9		3,11	1,57	0,500	16,31
Ovest	0,38	1	24,60	0,5		0,008	0,19	1,57	0,500	9,35
Finestra	3,02	1	5,40	0,8	0,9		3,11	1,57	0,500	16,31
Nord Est	0,38	1	0,00	0,5		0,008	0,00	1,57	0,500	0,00
Finestra	3,02	1	0,00	0,8	0,9		0,00	1,57	0,500	0,00
Nord Ovest	0,38	1	0,00	0,5		0,008	0,00	1,57	0,500	0,00
Finestra	3,02	1	0,00	0,8	0,9		0,00	1,57	0,500	0,00
Sud Est	0,38	1	0,00	0,5		0,008	0,00	1,57	0,500	0,00
Finestra	3,02	1	0,00	0,8	0,9		0,00	1,57	0,500	0,00
Sud Ovest	0,38	1	0,00	0,5		0,008	0,00	1,57	0,500	0,00
Finestra	3,02	1	0,00	0,8	0,9		0,00	1,57	0,500	0,00
Pavimento	0,41	0	100,00	0		0,000	0,00	0	1,000	0,00
Soffitto	0,31	1	100,00	0,6		0,023	2,09	0	1,000	31,00
Pareti Int.	0,74	0	120,00	0			120,00	0	1,000	88,80

Tabella 42: Dati di input dell'edificio esempio

Le conduttanze sono riportate in tabelle seguenti.

G1=Hve	44,00
G2=Hw	48,92
G3=ht,em	173,01
G4=Ht,ms	2002,00
G5=Ht,is	1462,11
C	14.520.000
T	3600
Am	220,00
At	423,80
Asky	7,15

Tabella 43: Valori delle conduttanze per l'edificio esempio

I vettori di input per il modello R5C1 sono i seguenti.

Ora	I-sky	I.sol	F.int	F.sol	Te (°C)	Ta(°C)	Tvent (°C)	n	Imp-Avv
1	49,50	0,0	418	-354,05	22,6	26,00	22,60	0,5	1
2	49,50	0,0	418	-354,05	22,3	26,00	22,30	0,5	1
3	49,50	0,0	418	-354,05	22,0	26,00	22,00	0,5	1
4	49,50	0,0	418	-354,05	21,6	26,00	21,60	0,5	1
5	49,50	0,0	418	-354,05	21,6	26,00	21,60	0,5	1
6	49,50	7,0	418	-257,34	21,6	26,00	21,60	0,5	1
7	49,50	78,0	418	330,93	21,7	26,00	21,70	0,5	1
8	49,50	233,0	418	1146,59	23,8	26,00	23,80	0,5	1
9	49,50	412,0	418	1923,55	25,6	26,00	25,60	0,5	1
10	49,50	569,0	418	2339,01	27,3	26,00	27,30	0,5	1
11	49,50	688,0	418	2375,13	28,2	26,00	28,20	0,5	1
12	49,50	754,0	418	2035,36	28,8	26,00	28,80	0,5	1
13	49,50	761,0	418	2664,71	29,5	26,00	29,50	0,5	1
14	49,50	719,0	418	3048,96	29,6	26,00	29,60	0,5	1
15	49,50	619,0	418	3067,87	29,6	26,00	29,60	0,5	1
16	49,50	473,0	418	2692,32	29,8	26,00	29,80	0,5	1
17	49,50	309,0	418	2359,54	28,9	26,00	28,90	0,5	1
18	49,50	143,0	418	1621,53	28,0	26,00	28,00	0,5	1
19	49,50	28,0	418	688,64	27,1	26,00	27,10	0,5	1
20	49,50	1,0	418	-294,07	26,4	26,00	26,40	0,5	1
21	49,50	0,0	418	-354,05	25,5	26,00	25,50	0,5	1
22	49,50	0,0	418	-354,05	24,7	26,00	24,70	0,5	1
23	49,50	0,0	418	-354,05	24,0	26,00	24,00	0,5	1
24	49,50	0,0	418	-354,05	23,3	26,00	23,30	0,5	1

Tabella 44: Vettori di input per il modello per l'edificio esempio

Infine l'andamento dei flussi termici scambiati sono riportati nella seguente figura.

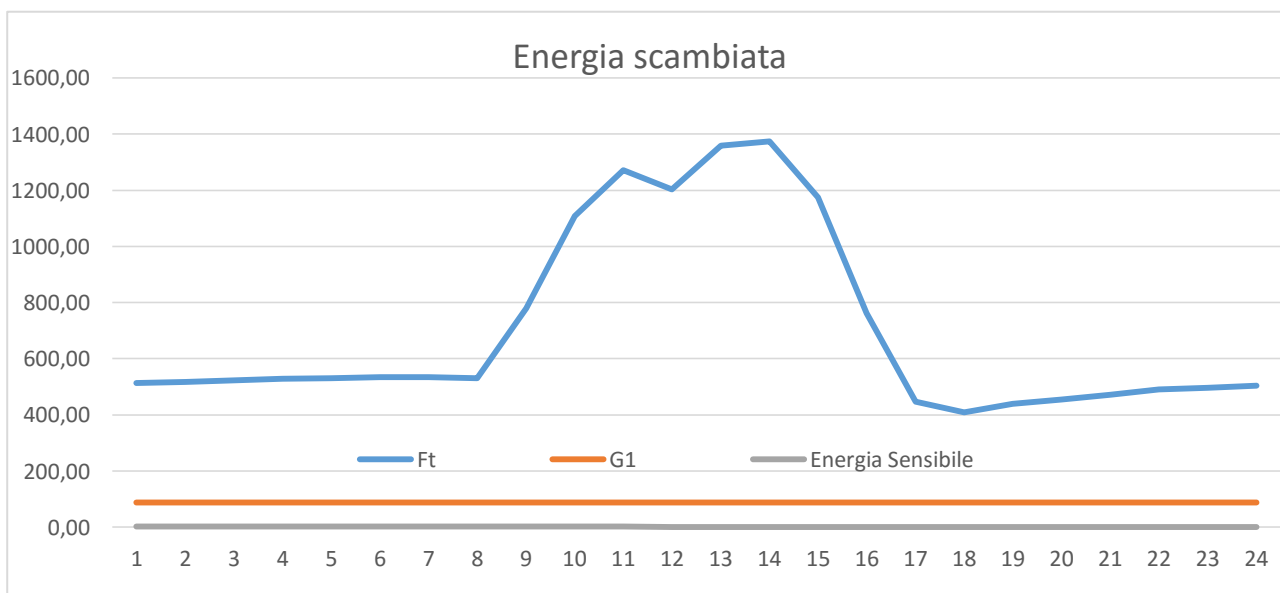


Figura 59: Flussi termici calcolati per l'edificio esempio

Si osservi come l'andamento orario dei flussi termici consente di avere anche l'andamento dei fabbisogni energetici (carichi termici) per il mese di agosto.

8.10.4 CONFRONTO CON I CODICI DI CALCOLO TRADIZIONALI

Il modello R5C1 consente di avere risultati di calcolo fortemente caratterizzati dai dati meteorologici utilizzati. In particolare i dati reali per l'umidità esterna sono molto variabili in funzione del sito e del mese di riferimento, come si può osservare in Figura 54, Figura 55 e in Figura 56 per Catania, Napoli e Roma.

Il modello di calcolo del calore latente esposto nei paragrafi precedenti tiene conto esattamente dell'andamento dell'umidità specifica esterna e di quella interna e pertanto i risultati di calcolo sono consequenziali ai valori realmente assunti da queste grandezze.

I programmi di calcolo commerciali (vedi anche il Volume 2° sul Condizionamento dell'aria) assumono condizioni esterne di progetto tali da assicurare le condizioni di calcolo più sfavorevoli e quindi a favore della sicurezza della progettazione.

Ad esempio in Figura 60 si hanno i dati utilizzati dal programma TFM per Catania. Si osservi come i valori indicati in tabella sono i valori medi giornalieri mensili, opportunamente maggiorati per tenere conto delle condizioni peggiori (ad esempio si ha 50% di u.r. nei mesi estivi per tener conto dei giorni con vento di scirocco che a Catania è caldo umido) se raffrontati con gli andamenti orari medi mensili di Figura 54.

Il calcolo del calore latente scambiato è conseguente con l'assunzione di φ costante e pari al valore indicato, per ciascun mese, in tabella e pertanto detto carico latente è costante (per l'aliquota dovuta all'aria di ventilazione) durante tutto il giorno, come si può osservare in Figura 61. In questa figura si osserva che il calore latente calcolato varia solo per effetto della presenza delle persone durante le ore di lavoro.

I risultati di calcolo conseguenti al modello R5C1 sono in realtà molto diversi, come illustrato in Figura 62.

DATI CLIMATICI MENSILI												
	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	ago	set	ott	nov	dic
Hbh	5.7	7.7	10.5	14.1	18.6	21.6	22.1	19.8	14.1	9.2	6.6	5.0
Hdh	3.3	4.2	5.5	6.6	6.9	6.6	6.1	5.6	5.4	4.5	3.4	3.0
Rif	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Te	10.7	11.2	12.9	15.5	19.1	23.5	26.5	26.5	24.1	19.9	15.9	12.3
Pv	901.0	1003.0	1056.0	1182.0	1536.0	1884.0	2015.0	2307.0	1968.0	1572.0	1274.0	1023.0
DTge	8.0	8.0	9.0	9.0	9.0	10.0	10.0	10.0	9.0	9.0	9.0	8.0
Tbse	8.0	10.0	12.0	18.0	20.0	32.0	33.5	34.0	30.0	20.0	18.0	12.0
URe	60.0	60.0	60.0	60.0	50.0	50.0	50.0	50.0	50.0	55.0	60.0	60.0

Figura 60: Dati esterni di progetto per Catania

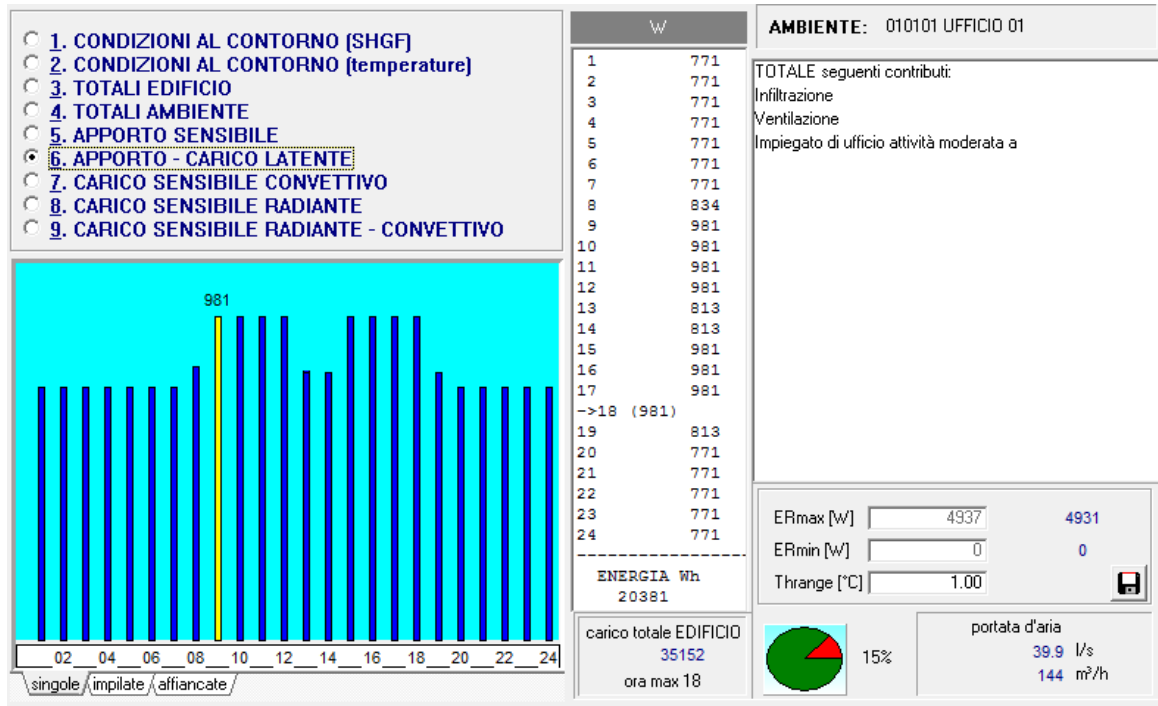


Figura 61: andamento tipico del calore latente calcolato con TFM

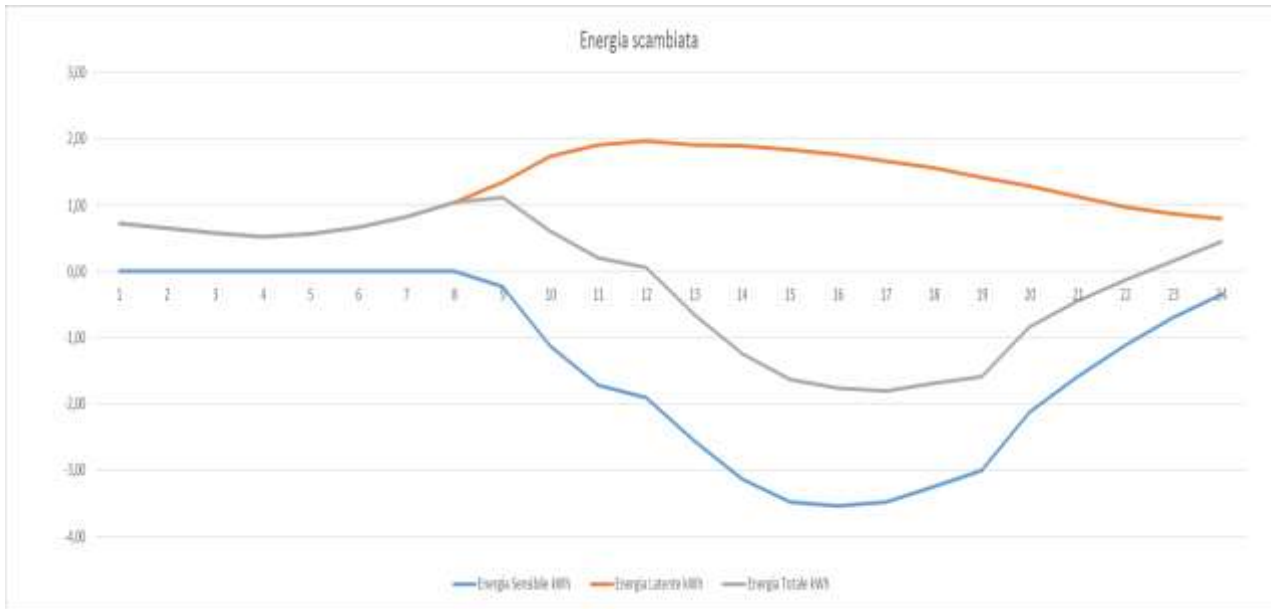


Figura 62: Andamento dei carichi termici calcolati con R5C1

Ne consegue che, se ai fini del calcolo del carico termico di progetto l’ipotesi di un valore costante ed opportunamente predisposto dell’umidità esterna è accettabile al fine di garantire le potenzialità delle macchine frigorifere, non è possibile amplificare la stima del calore latente ai fini del calcolo dei reali consumi energetici.

Infine si osserva che anche nella stagione invernale si possono avere differenze sostanziali dei carichi termici totali per i siti aventi forti variabilità dell’umidità esterna.

8.11 UTILIZZO AVANZATO DEL MODELLO R5C1

E’ possibile utilizzare il modello R5C1 per un uso avanzato sia per il calcolo dei consumi energetici che per lo studio dei transitori termici degli edifici. Un utilizzo particolare si ha quando il

passo di calcolo è orario potendosi interpretare le curve dei flussi termici scambiati, F_{HC,n_d} , come carichi termici orari. In questo caso i risultati ottenuti sono di particolare pregio poiché sono presi in considerazione sia i profili d'uso interni che quelli degli impianti.

Ad esempio, supponendo di essere a Napoli e di disporre dei dati di temperatura, irraggiamento solare ed umidità relativa si può utilizzare il metodo R5C1 per calcolare i flussi energetici stagionali di involucro e, noti i rendimenti globali di impianto, anche gli indici di prestazione energetica EP_{CI} ed $EP_{CE,inv}$.

Si consideri ancora l'esempio di un edificio 10 x 10 x 3 m sito a Napoli. Imponendo il calcolo per tutti i mesi dell'anno si ha la Tabella 45 valida per il solo calore sensibile. E' così possibile calcolare gli indici di prestazione energetica, come mostrato in Tabella 46.

Per lo stesso edificio è possibile calcolare i flussi energetici totali (sensibile più latente) a Napoli. Si ottengono i dati di Tabella 47. Da questi dati è possibile calcolare gli indici di prestazione globali, come mostrato in Tabella 48. Si osservi come variano tali indici. Tenere conto del calore latente può incrementare i valori degli indici di prestazione stagionali estivi e diminuire quelli invernali. Il modello R5C1 conferma la sua validità di calcolo, la sua flessibilità e la sua completezza nel valutare sia i consumi energetici che gli indici di prestazione energetici in modo più coerente con le ipotesi di utilizzo degli edifici.

BILANCI ENERGETICI ANNUALI E CALCOLO DI EP.CI e EP.CE													NAPOLI		C	
Ora	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembr	Ottobre	Novembr	Dicembre	Imp. Acce	Imp. Acce		
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	Inverno	Estate		
1	6,85	7,01	6,45	3,45	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,37	4,08	6,77	0	0		
2	5,93	6,07	5,60	2,98	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,31	3,52	5,85	0	0		
3	5,19	5,32	4,91	2,61	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,26	3,08	5,12	0	0		
4	4,58	4,71	4,37	2,30	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,24	2,73	4,52	0	0		
5	4,09	4,20	3,93	2,05	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,22	2,46	4,03	0	0		
6	3,70	3,80	3,58	1,84	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,21	2,21	3,63	1	0		
7	6,45	6,52	6,34	4,71	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	3,27	5,09	6,38	1	0		
8	5,72	5,76	5,55	3,98	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	2,69	4,49	5,68	1	0		
9	5,09	5,07	4,80	3,32	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	2,11	3,90	5,05	0	1		
10	1,47	1,38	1,02	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,28	1,40	0	1		
11	1,33	1,24	0,81	0,00	0,00	0,00	-0,18	-0,18	0,00	0,00	0,17	1,27	0	1		
12	1,18	1,09	0,61	0,00	0,00	0,00	-0,46	-0,47	0,00	0,00	0,04	1,10	0	1		
13	0,99	0,92	0,41	0,00	0,00	0,00	-0,73	-0,75	0,00	0,00	0,00	0,94	0	1		
14	0,88	0,81	0,28	0,00	0,00	-0,07	-0,92	-0,96	0,00	0,00	0,00	0,83	0	1		
15	0,81	0,74	0,19	0,00	0,00	-0,23	-1,06	-1,10	0,00	0,00	0,00	0,77	0	1		
16	0,79	0,72	0,16	0,00	0,00	-0,35	-1,13	-1,19	-0,05	0,00	0,00	0,76	0	1		
17	0,86	0,78	0,21	0,00	0,00	-0,40	-1,11	-1,17	-0,02	0,00	0,00	0,81	0	1		
18	4,00	3,94	3,38	2,55	0,00	-0,40	-1,03	-1,08	0,00	1,65	3,06	3,94	1	1		
19	3,66	3,62	3,09	2,29	0,00	-0,32	-0,90	-0,94	0,00	1,39	2,76	3,61	1	1		
20	3,38	3,35	2,85	2,09	0,00	-0,14	-0,69	-0,79	0,00	1,19	2,53	3,37	1	1		
21	3,17	3,15	2,68	1,94	0,00	0,00	-0,50	-0,65	0,00	1,05	2,35	3,17	1	1		
22	3,00	3,01	2,57	1,84	0,00	0,00	-0,32	-0,50	0,00	0,96	2,22	3,02	1	0		
23	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,17	-0,35	0,00	0,00	0,00	0,00	0	0		
24	0,16	0,20	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,03	-0,20	0,00	0,00	0,00	0,17	0	0		
	73,28	73,42	63,82	37,96	0,00	-1,91	-9,23	-10,33	-0,08	15,92	44,97	72,18				

Tabella 45: Bilancio energetico mensile per l'edificio esempio a Napoli

33,08	33,16	30,05	21,26	0,00	-1,91	-8,71	-9,28	-0,08	12,42	24,71	32,79	kWh/giorno
1025,55	928,39	931,60	0,00	0,00	-57,30	-270,05	-287,60	-2,26	0,00	370,61	1016,59	kWh/mese
QH	3902,14	kWh/anno		QC	-617,21	kWh/anno						
EPci.inv	44,34	kWh/(m².anno)		Epcce.inv	-7,01	kWh/(m².anno)						
Af	88,00	m²										
Eta	0,74											
EPci	59,92	kWh/(m².anno)										

Tabella 46: Calcolo degli indici di prestazione per calore sensibile per l'edificio esempio a Napoli

BILANCI ENERGETICI ANNUALI TOTALI E CALCOLO DI EP, CI e EP, NAPOLI													C	
Ora	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre	Imp. Acce	Imp. Acce
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	Inverno	Estate
1	10,14	10,32	9,72	6,43	-0,10	-0,48	-0,79	-0,88	-0,52	3,00	7,13	10,06	0	0
2	8,44	8,60	8,11	5,30	-0,08	-0,44	-0,76	-0,84	-0,49	2,40	5,88	8,36	0	0
3	7,14	7,29	6,87	4,44	-0,04	-0,40	-0,72	-0,80	-0,45	1,93	4,94	7,07	0	0
4	6,12	6,28	5,95	3,77	-0,03	-0,37	-0,66	-0,76	-0,43	1,59	4,23	6,06	0	0
5	5,35	5,48	5,23	3,26	-0,02	-0,36	-0,75	-0,76	-0,41	1,33	3,70	5,29	0	0
6	4,77	4,87	4,69	2,84	-0,01	-0,35	-0,84	-0,76	-0,41	1,13	3,25	4,69	1	0
7	4,33	4,39	4,25	2,45	-0,01	-0,41	-0,95	-0,77	-0,41	0,99	2,92	4,24	1	0
8	3,90	3,91	3,68	1,89	-0,17	-0,63	-1,13	-1,03	-0,57	0,54	2,62	3,86	1	0
9	3,51	3,42	3,05	1,31	-0,37	-0,86	-1,33	-1,27	-0,76	-0,01	2,21	3,46	0	1
10	3,13	2,95	2,40	0,77	-0,60	-1,01	-1,93	-1,80	-0,91	-0,58	1,75	3,04	0	1
11	2,66	2,49	1,82	0,39	-0,70	-1,13	-2,36	-2,33	-1,03	-1,03	1,26	2,58	0	1
12	2,23	2,08	1,36	0,05	-0,80	-1,30	-2,72	-2,70	-1,17	-1,17	0,82	2,12	0	1
13	1,77	1,65	0,88	-0,33	-0,94	-1,75	-3,13	-3,17	-1,42	-1,30	0,40	1,71	0	1
14	1,51	1,38	0,58	-0,58	-0,92	-2,15	-3,38	-3,47	-1,67	-1,28	0,15	1,43	0	1
15	1,32	1,18	0,35	-0,71	-0,90	-2,35	-3,57	-3,67	-1,81	-1,26	-0,01	1,27	0	1
16	1,24	1,09	0,24	-0,71	-1,08	-2,48	-3,64	-3,83	-1,84	-1,23	-0,05	1,23	0	1
17	1,38	1,17	0,31	-0,65	-1,07	-2,51	-3,52	-3,65	-1,65	-1,10	0,10	1,33	1	1
18	1,51	1,35	0,51	-0,59	-0,93	-2,44	-3,32	-3,35	-1,33	-0,98	0,33	1,44	1	1
19	1,66	1,55	0,78	-0,31	-0,64	-2,19	-3,06	-2,96	-0,95	-0,87	0,54	1,61	1	1
20	1,75	1,68	0,97	-0,03	-0,52	-1,67	-2,46	-2,54	-0,78	-0,81	0,72	1,76	1	1
21	1,85	1,81	1,18	0,21	-0,39	-1,18	-1,97	-2,14	-0,71	-0,75	0,86	1,88	1	0
22	1,94	1,95	1,38	0,43	-0,29	-0,74	-1,55	-1,79	-0,65	-0,65	1,00	1,99	1	0
23	2,02	2,06	1,57	0,60	-0,24	-0,63	-1,24	-1,48	-0,60	-0,48	1,10	2,08	0	0
24	2,13	2,18	1,72	0,76	-0,18	-0,55	-0,96	-1,19	-0,55	-0,34	1,19	2,16	0	0
	81,82	81,11	67,59	31,00	-11,02	-28,38	-46,74	-47,92	-21,55	-0,96	47,03	80,73		

Tabella 47: Bilancio energetico mensile totale per l'edificio esempio a Napoli

23,08	22,68	17,74	6,24	-9,49	-21,85	-34,42	-34,72	-15,32	-2,51	12,35	22,80	kWh/giorno
715,42	635,04	549,97	0,00	-294,11	-655,46	-1066,99	-1076,47	-459,67	0,00	185,20	706,95	kWh/mese
QH		2607,39 kWh/anno		QC		-3552,70 kWh/anno						
EPci.inv		29,63 kWh/(m².anno)		Epce.inv		-40,37 kWh/(m².anno)						
Af		88,00 m²										
Eta		0,74										
EPci		40,04 kWh/(m².anno)										

Tabella 48: Calcolo degli indici di prestazione totali per l'edificio esempio a Napoli

PARTE SECONDA

LA PROGETTAZIONE DEGLI IMPIANTI

PREMESSE

In questa seconda parte si affrontano i problemi della progettazione impiantistica con riferimento a componenti di impianto ad alta efficienza energetica.

Questa sezione non vuole descrivere tutta la problematica degli impianti di climatizzazione ma solo gli aspetti che interessano la loro utilizzazione congruente con la problematica degli edifici a quasi zero energia.

In particolare si esamineranno i generatori termici ad alte prestazioni (quali, ad esempio le caldaie a condensazione e a temperatura scorrevole), le pompe di calore e i corpi scaldanti.

L'efficienza energetica degli impianti va oggi esaminata con maggiore attenzione perché i nuovi decreti attuativi della L. 90/13 prevedono un confronto con l'efficienza minima degli impianti dell'edificio di riferimento.

Pertanto va valutato separatamente, oltre che globalmente per l'intero complesso *edificio – impianto*, il maggior contributo al risparmio energetico di tutti gli impianti di climatizzazione, di produzione di ACS, di ventilazione e di illuminazione rispetto agli analoghi impianti presenti nell'edificio di riferimento.

9. COMPONENTI PRINCIPALI DI IMPIANTO

9.1 COME E' FATTO UN IMPIANTO DI RISCALDAMENTO

Gli impianti di climatizzazione possono essere di tipo diverso a seconda della destinazione d'uso degli edifici, del fluido termovettore utilizzato, dal costo e quindi dalla qualità che si desidera avere.

Ogni impianto di riscaldamento o di raffrescamento è composto di tre sezioni fondamentali (qui si trascura la sezione di controllo):

Sezione di produzione dell'energia ⇒ **Sezione di trasporto dell'energia** ⇒ **Sezione di scambio**

Ciascuna di esse ha caratteristiche costruttive e progettuali proprie. In ogni caso è da tenere presente che l'obiettivo finale di riscaldare o raffrescare gli ambienti si raggiunge solamente se tutte e tre le sezioni sono congruenti e correttamente progettate. Non basta, ad esempio, produrre in caldaia l'energia necessaria per il riscaldamento ma occorre anche trasportare tutta l'energia prodotta a destinazione e fare in modo che i terminali, ad esempio i radiatori, la cedano agli ambienti. Se si sottodimensiona una di queste sezioni tutto l'impianto funzionerà male o non funzionerà affatto. E non si deve pensare che il *sovradimensionare* le sezioni sia un bene, in genere si ottiene un decadimento della funzionalità complessiva soprattutto se il *punto di lavoro* effettivo è molto al di sotto delle singole potenzialità. Avviene, infatti, che il rendimento dei componenti (*pompe, regolazione, generatori, terminali, ...*) non sia ottimale per tutto un grande intervallo bensì in un *range* ristretto e pertanto il sovradimensionamento porta spesso al malfunzionamento dell'impianto nella sua globalità.

In linea di massima possiamo qui classificare gli impianti secondo tre caratteristiche:

- *Tipo di generatore di calore utilizzato: a gasolio, a gas, elettrico;*
- *Tipo di fluidi termovettore utilizzato: ad acqua, ad aria, misto.*
- *Tipo di terminali utilizzati: radiatori, termoconvettori, pannelli radianti.*

Seguiranno alcune note descrittive sulle tipologie impiantistiche, sulle problematiche d'uso, di gestione e di installazione. I criteri progettuali saranno ora brevemente discussi.

Lo sviluppo dell'impiantistica in questi ultimi anni ha avuto un'impennata con l'introduzione di nuovi componenti e nuove tipologie di impianti.

9.2 EFFICIENZA ENERGETICA DEGLI IMPIANTI TERMICI

Gli impianti termici (di riscaldamento e/o di raffrescamento) rivestono un'importanza fondamentale nel calcolo dell'energia primaria da fornire all'edificio. Già la L. 10/91 introduceva il concetto, poi rimasto nella legislazione successiva attuale, di efficienza globale di impianto:

$$\eta_g = \eta_p \cdot \eta_d \cdot \eta_e \cdot \eta_r$$

ove si ha:

- η_p efficienza di produzione del generatore termico;
- η_d efficienza di distribuzione della rete;
- η_e efficienza di emissione dei corpi scaldanti;
- η_r efficienza di regolazione.

Per la prima volta si prende in considerazione l'interazione edificio – impianto ai fini della caratterizzazione energetica, prima con la definizione del FEN (Fabbisogno energetico Normalizzato) e poi con l'EP_{Cl} (Indice di Prestazione Energetica per la climatizzazione invernale).

Il DPR 59/09 prende in considerazione anche analoghi indici per la climatizzazione estiva, EP_{CE}, l'Illuminazione, EP_{ILL}, e per la produzione di acqua calda sanitaria, EP_{ACS},

L'attuale normativa pone un limite minimo per η_g dell'impianto in funzione della destinazione d'uso dell'edificio (privato o pubblico) e per la tipologia di intervento (sostituzione del generatore, nuovo impianto, ristrutturazione o nuovo edificio).

9.3 RENDIMENTI DI IMPIANTO

Per sua definizione, l'energia utile Q_{hr} , è il fabbisogno teorico stagionale per il riscaldamento dell'edificio nell'ipotesi di temperatura interna costante e pari al valore di progetto di 20 °C. In realtà occorre considerare il binomio *edificio-impianto* e di conseguenza se il generatore di calore produce una data quantità di energia non tutta arriva agli ambienti per il loro riscaldamento.

Il fluido termovettore (*acqua o aria*) disperde calore durante il trasporto nelle tubazioni o nei canali d'aria, anche se ben coibentati termicamente. Inoltre non tutta l'energia chimica del combustibile viene trasformata in energia resa al fluido termovettore perché occorre sempre considerare il rendimento di combustione e quindi la frazione di energia dispersa con i fumi.

Si aggiunga, inoltre, che i terminali di erogazione dell'energia negli ambienti (radiatori, termoconvettori, piastre radianti, ...) sono anch'essi soggetti ad un rendimento (sempre minore di 1) che aggrava ancora le condizioni di distribuzione dell'energia. Lo stesso si può dire per la regolazione della temperatura interna: solitamente si ha un pendolare attorno al valore centrale di riferimento, 20°C, che comporta perdite energetiche.

Il risultato di quanto detto è che bisogna sempre fornire all'impianto una quantità di energia utile, Q_{hr} , superiore al fabbisogno teorico Q_h e questa quantità può essere calcolata una volta noti i rendimenti di ciascun passaggio.

- *Il rendimento di emissione, η_e , è definito come il rapporto fra il calore di riscaldamento richiesto con uno scambiatore di riferimento in grado di mantenere una temperatura ambiente uniforme nei vari ambienti ed il calore realmente fornito nelle stesse condizioni operative (cioè di temperature interna ed esterna) dal corpo scaldante utilizzato. Per le varie tipologie la UNI-10348 fornisce i valori di rendimento da utilizzare nel calcolo, vedi Figura 63.*

Si osserva che la distribuzione del calore negli ambienti non è mai uniforme a causa dei vari sistemi di cessione dell'energia. Ad esempio si considerino i moti convettivi generati da un radiatore in un ambiente, come illustrato in Figura 64. Questa disuniformità caratterizza il rendimento di emissione.

Per migliorare il rendimento di emissione è bene isolare la parete su cui insiste il corpo scaldante, vedi Figura 66, oppure (specialmente per ambienti di altezza maggiore dell'usuale) applicare i destratificatori, vedi Figura 67, che rimescolano l'aria interna migliorando l'uniformità di distribuzione della temperatura interna.

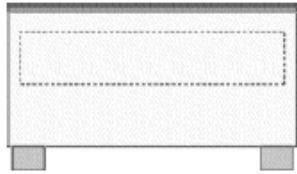
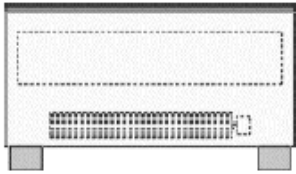

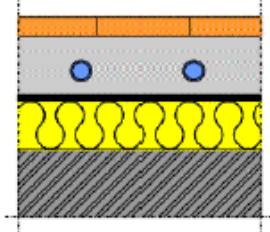
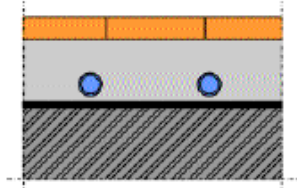
VALORI DEL RENDIMENTO DI EMISSIONE η_e			
<p>Termoconvettori</p> 	<p>$\eta_e = 0,99$</p>	<p>Ventiloconvettori</p> 	<p>$\eta_e = 0,98$</p>
<p>Bocchette aria calda</p> 	<p>$\eta_e = 0,97$</p>	<p>Pannelli radianti isolati dalla struttura (*)</p> 	<p>$\eta_e = 0,97$</p>
<p>Pannelli radianti annegati nelle strutture (*)</p> 	<p>$\eta_e = 0,95$</p>	<p>(*) Riferiti ad una installazione tra ambienti riscaldati oppure in una struttura muraria isolata esternamente ed avente un coefficiente globale di trasmissione termica minore di $0,8 \text{ W/m}^2\text{K}$.</p>	

Figura 63: Rendimenti di emissione di alcuni terminali

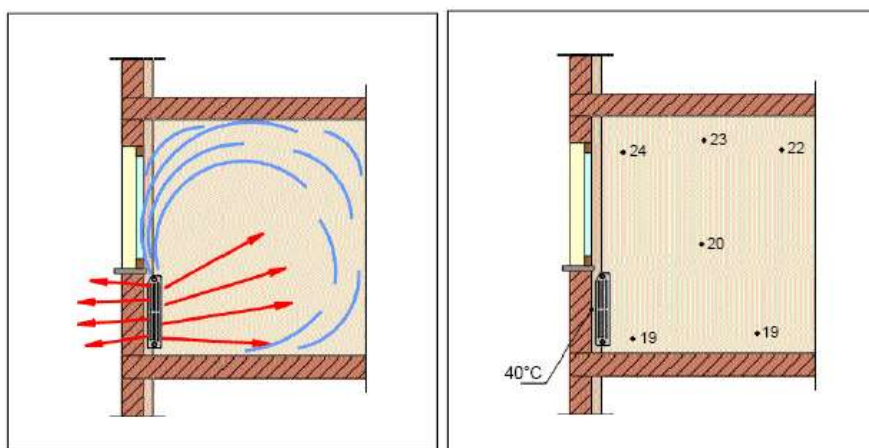


Figura 64: Esempio di disuniformità nella distribuzione del calore negli ambienti

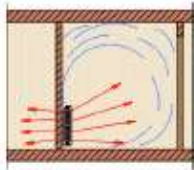
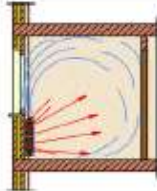
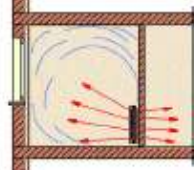
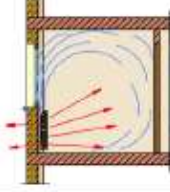
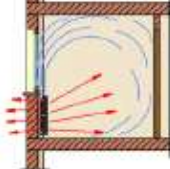
VALORI DEL RENDIMENTO DI EMISSIONE η_e : RADIATORI			
Posizione di installazione		Temperatura di mandata di progetto	
		65 °C	85 °C
Su parete divisoria interna di locale privo di pareti disperdenti.		0,99	0,96
Su parete esterna isolata e con superficie riflettente.			
Su parete divisoria interna di fronte a pareti disperdenti.		0,97	0,94
Su parete esterna isolata, senza superficie riflettente.			
Su parete esterna non isolata ($U > 0,8 \text{ W/m}^2\text{K}$).		0,93	0,90

Figura 65: effetti dei sistemi di montaggio sui rendimenti di emissione

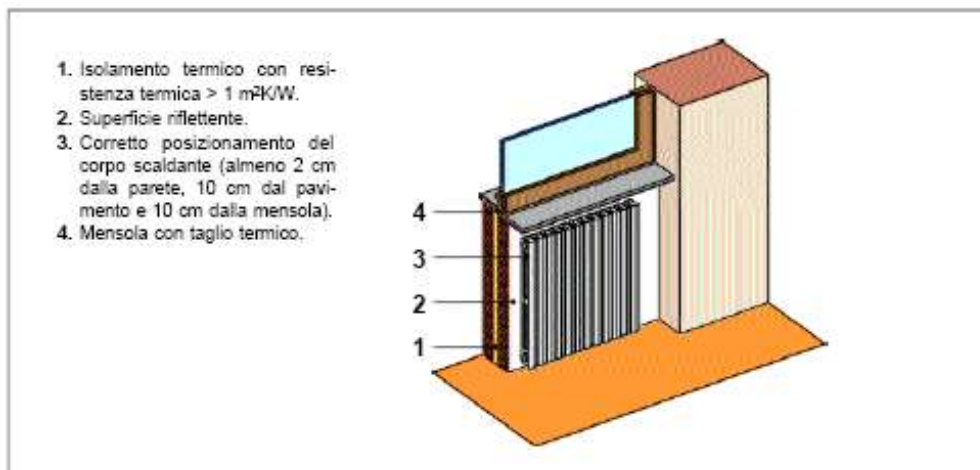


Figura 66: Corretta installazione di un radiatore

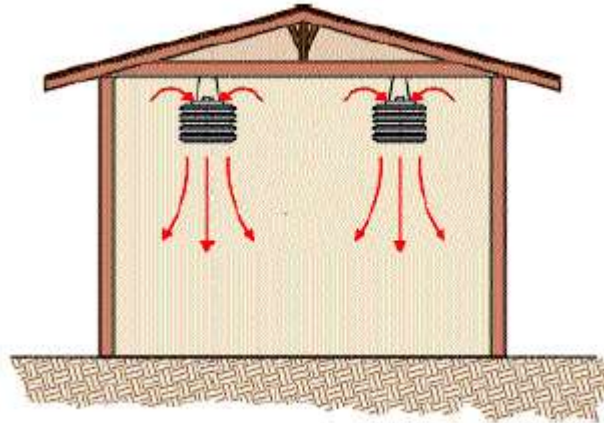


Figura 67: Applicazione di destratificatori

- Il rendimento di regolazione, η_c , è il rapporto fra il calore necessario per riscaldare un ambiente a temperatura fissata con una regolazione teorica perfetta ed il calore richiesto per il riscaldamento dello stesso con l'impianto di regolazione realmente utilizzato. I valori consigliati sono riportati dalla norma UNI-10348.

Sistema di regolazione	Tipologia di prodotto	Radiatori e convettori	Pannelli radianti isolati dalla struttura	Pannelli radianti annessi alla struttura
(3) Per singolo ambiente senza preregolazione	Regolatore on-off	0,94	0,92	0,88
	Regolatore modulante (1 °C)	0,98	0,96	0,92
	Regolatore modulante (2 °C)	0,96	0,94	0,90

Figura 68: Rendimenti di regolazione secondo la UNI-10348

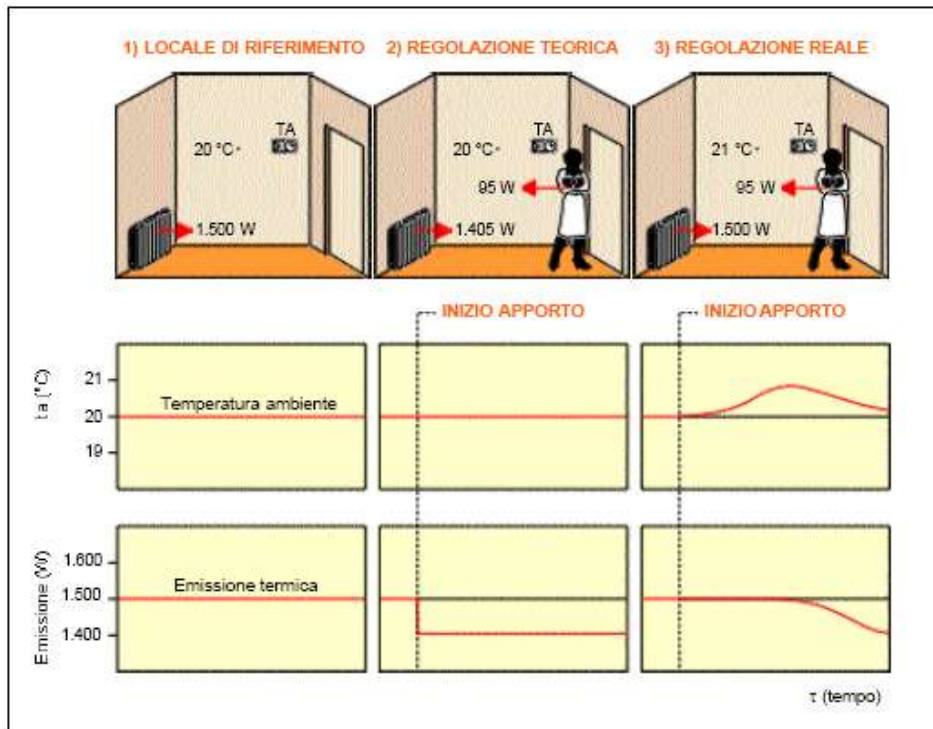


Figura 69: Schema della regolazione della temperatura ambientale

- Il rendimento di distribuzione, η_d , è il rapporto fra il calore fornito ai corpi scaldanti ed il calore prodotto in centrale prima dell'immissione nella rete di distribuzione. Esso viene calcolato mediante una procedura indicata dalla norma UNI-10347.

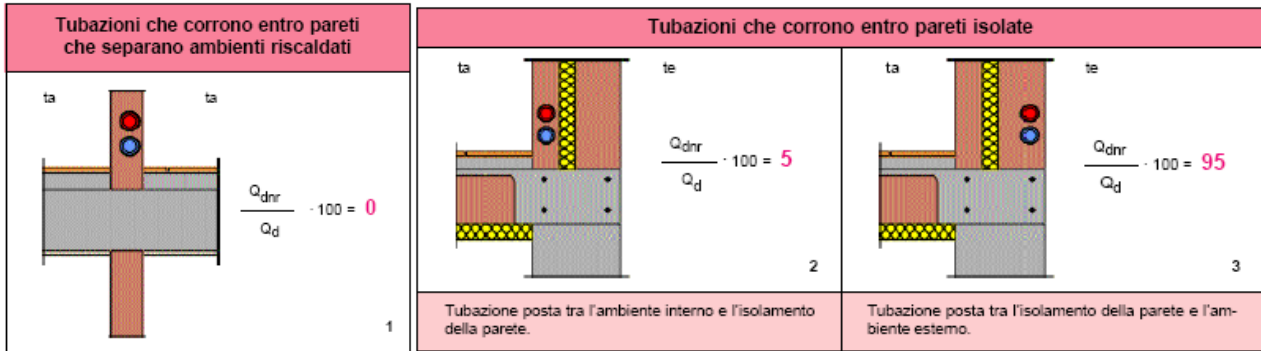


Figura 70: Effetti della posizione delle tubazioni sul rendimento di distribuzione

- Il rendimento di produzione, η_p , è il rapporto fra il calore prodotto in centrale termica ed immesso nella rete di distribuzione ed l'energia corrispondente alla sorgente utilizzata. Per i combustibili fossili si fa riferimento al potere calorifico inferiore. Questo rendimento dipende dalla potenza dei generatori, dal rendimento di combustione, dalle perdite attraverso l'involucro dei generatori, dalle perdite attraverso il camino e dai consumi di energia elettrica per le apparecchiature ausiliarie (bruciatori, pompe di circolazione, ...).

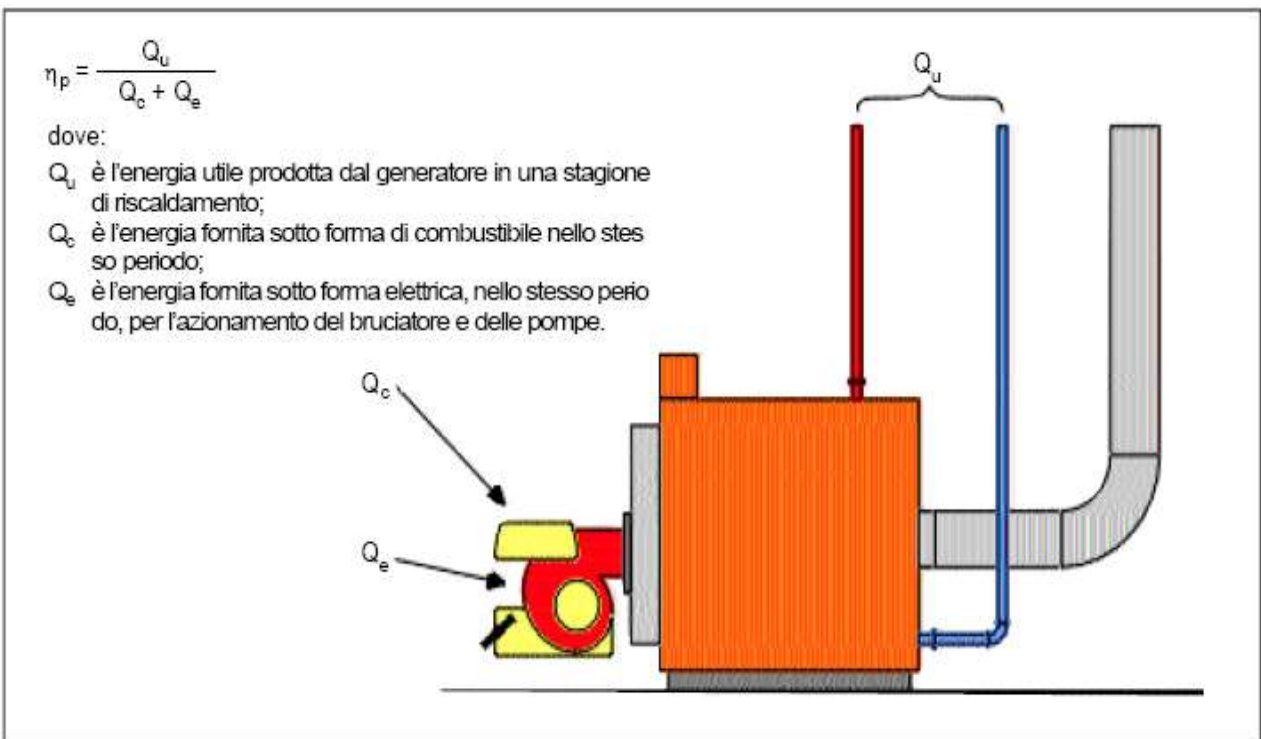


Figura 71: Rendimento di produzione

Vanno considerati i due casi possibili:

- A) generatore per acqua sanitaria separato;
- B) generatore per acqua sanitaria combinato.

I due casi sono raffigurati nelle figure seguenti:

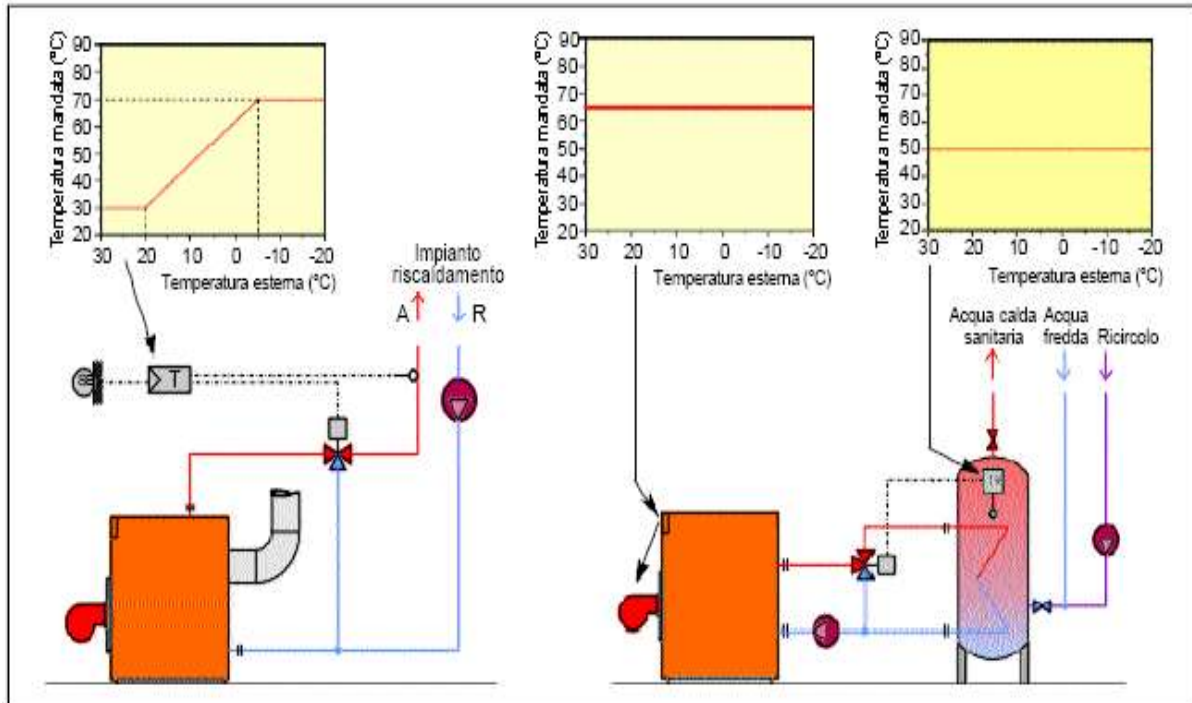


Figura 72: Generatori separati per riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria

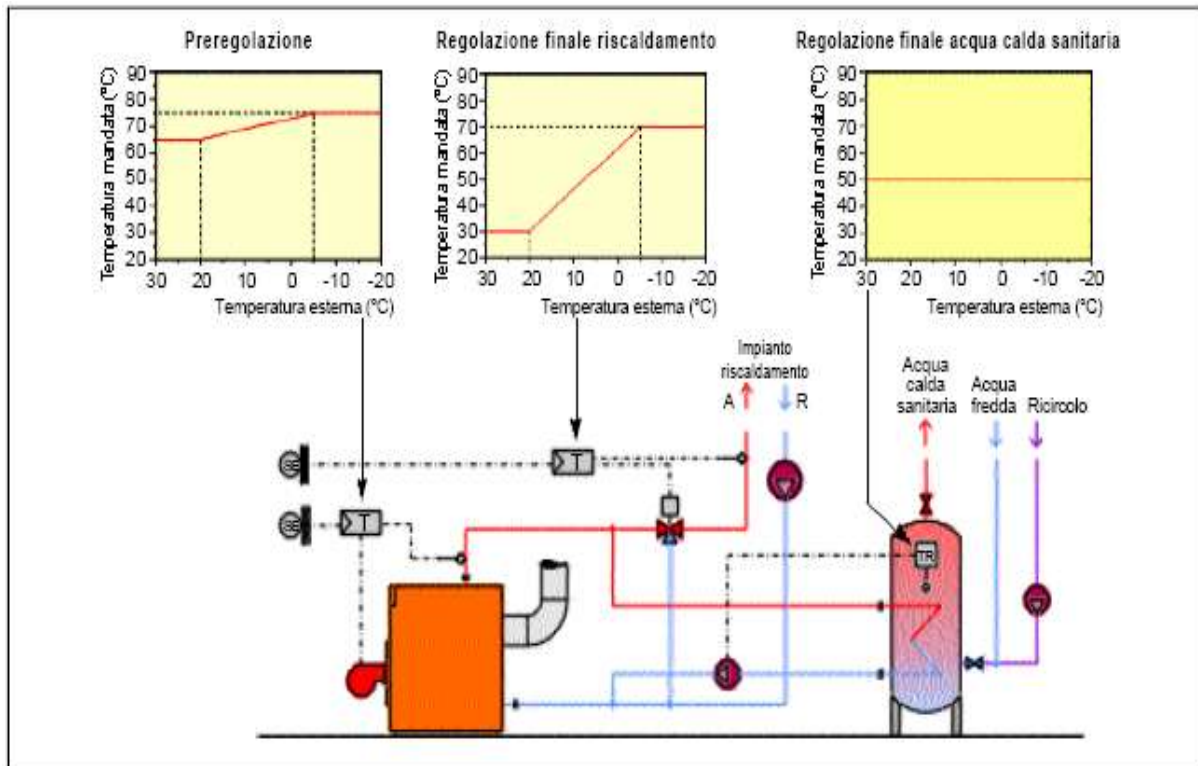


Figura 73: Generatore combinato per riscaldamento e acqua sanitaria

9.4 AZIONI MIGLIORATIVE PER GLI IMPIANTI

Al fine di ridurre l'energia primaria, Q_h , da fornire all'edificio si può agire su due fronti ricordando che vale la definizione:

$$Q_h = \frac{Q_{stagionale}}{\eta_g}$$

Pertanto l'energia primaria si riduce sia agendo sul numeratore, cioè sul mantello, che sul denominatore, incrementando l'efficienza globale dell'impianto.

Considerando i quattro termini che compongono il rendimento globale di impianto si conclude che per massimizzare l'efficienza globale occorre intervenire su tutte e quattro le componenti di impianto:

- *Produzione al generatore;*
- *Distribuzione dei fluidi di lavoro mediante le reti di distribuzione;*
- *Cessione dell'energia agli ambienti mediante i terminali;*
- *Regolazione dell'impianto sia di centrale che locale.*

Pertanto si presenteranno nel prosieguo tutte le problematiche connesse ai vari componenti di impianto.

10. GENERATORI TERMICI

10.1 EVOLUZIONE DELLE CALDAIE E LORO FUTURO

L'evoluzione delle caldaie è stata notevole negli ultimi anni, anche a seguito delle verifiche richieste dall'attuale normativa. La tendenza del mercato è quella di produrre componenti con efficienza sempre più elevata (caldaie a più passaggi di fumi, a condensazione, a temperatura scorrevole) anche ai regimi ridotti.

Molta attenzione si sta avendo con le caldaie a condensazione perché queste, come si vedrà più avanti, presentano un'efficienza di primo ordine anche superiore al 100% per via dell'apporto del calore latente di condensazione.

Tuttavia si osserva che ai fini del calcolo della quota dell'energia rinnovabile, Q_R , richiesta dall'applicazione del D.Lgs. 28/2011, tutte le caldaie non forniscono alcun contributo utile (cioè quota rinnovabile nulla), eccezion fatta per le caldaie a biomassa per le quali, com'è noto, la quota rinnovabile è il 70% mentre quella non rinnovabile è il 30%.

Ne consegue che un miglioramento dell'efficienza apporta benefici al fine di massimizzare il rendimento di produzione, η_p , ma resta aperto il problema della congruità con il D.Lgs. 28/2011.

E' interessante osservare che, per contro, l'utilizzo delle pompe di calore, pur impegnando energia elettrica ritenuta al 100% non rinnovabile, comporta la disponibilità di una quota rinnovabile pari a:

$$Q_{RES} = Q_u \left(1 - \frac{1}{SPF} \right)$$

essendo:

- Q_{RES} *la quota di energia rinnovabile, kJ;*
- Q_u *l'energia globale utilizzata, kJ;*
- SPF *Seasonal Performance Factor coincidente con lo SCOP (Seasonal Coefficient of Performance).*

In pratica si può dire che il futuro delle caldaie, permanendo l'attuale legislazione e in particolare il D.Lgs. 28/2011, non è roseo,

Le pompe di calore, invece, sono attualmente favorite nell'utilizzo, pur presentando diverse problematiche legate alla temperatura esterna (sorgente fredda) e al grado di copertura (funzione anche della temperatura bivalente).

Tutte queste problematiche saranno esposte nel prosieguo.

10.2 CLASSIFICAZIONE DELLE CALDAIE

In base alla precedente classificazione la scelta del tipo di generatore è fondamentale per l'impianto di riscaldamento sia perché sono questi dispositivi a fornire energia agli impianti di riscaldamento sia perché il loro funzionamento (*e in particolare il loro rendimento*) è oggi

fortemente regolato dalla normativa vigente sia perché oggi siamo in condizioni di costruire caldaie con caratteristiche tecnologiche impensabili già venti anni fa.

Possiamo classificare le moderne caldaie in funzione del loro funzionamento:

- *caldaie a modulazione di fiamma*
- *caldaia a temperatura scorrevole*
- *caldaia a condensazione*
- *caldaia a più passaggi di fumi*

In tutti i casi sono esclusi i combustibili solidi e in qualche caso anche i liquidi. Vediamo brevemente il loro funzionamento.

10.2.1 CALDAIE A MODULAZIONE DI FIAMMA

Il funzionamento di una caldaia è dettato dal funzionamento del suo bruciatore, vedi Figura 107. Esso può essere di vari tipi in funzione del combustibile utilizzato (*gasolio, olio combustibile, gas, ...*) e del regime di funzionamento e regolazione della fiamma.

In queste caldaie (*alimentate sia con combustibili liquidi che con gas*) si agisce sul bruciatore modulandone la potenza in vari modi:

Modulazione in regime monostadio di tipo on – off: si tratta del tipo più semplice e la modulazione del bruciatore non avviene per variazione della sua potenza ma con semplice spegnimento quando viene raggiunta la temperatura massima dell'acqua e con l'accensione quando questa scende sotto il valore minimo prefissato.

Regime bistadio 50÷ 100%: il bruciatore può funzionare a due regimi a seconda del valore della temperatura dell'acqua in caldaia. Quando si chiede la massima potenza si ha il 100% del funzionamento mentre per regimi attenuati si ha un funzionamento al 50%.

Regime modulante fra 50÷ 100%: in questo caso la potenza del bruciatore varia con continuità fra il 50% e il 100% della potenza massima. In questo modo si ha la massima efficienza e si riducono fortemente gli sprechi energetici.

10.2.2 CALDAIE A CONDENSAZIONE

L'utilizzo di combustibili gassosi a basso tenore di zolfo consente di costruire caldaie a *condensazione* nelle quali si recupera il calore latente del vapore acqueo contenuto nei fumi. Il punto di rugiada dei fumi del metano in funzione dell'eccesso d'aria varia secondo quanto indicato in Figura 76. Queste caldaie consentono di abbassare la temperatura dei fumi fino a 50 ÷70 °C recuperando il calore latente di condensazione dell'acqua. Il rendimento di queste caldaie riferito al potere calorifico inferiore del combustibile risulta > 100% (com'è ovvio non tenendosi conto del calore latente di condensazione nel p.c.i.) mentre risulta < 100% se riferito al potere calorifico superiore.

Per condensare il vapore dei fumi, le caldaie a condensazione sfruttano la temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto termico, più fredda rispetto alla temperatura dell'acqua di mandata. I fumi vengono fatti passare in uno speciale scambiatore - condensatore che permette di sottrarre, tramite condensazione, il calore latente del vapore acqueo.

In questo modo la temperatura dei fumi in uscita si mantiene allo stesso valore della temperatura di mandata, ben inferiore ai 140/160 °C dei generatori tradizionali ad alto rendimento. Le caldaie a condensazione sono sempre dotate di ventilatore di estrazione dei fumi (tiraggio meccanico) per potere:

Vincere le resistenze fluidodinamiche create dal condensatore;

Migliorare lo scambio termico convettivo (si ha convezione forzata) fra fumi e acqua;

Minimizzare l'eccesso di aria e le perdite di calore sensibile nella combustione;
 Massimizzare il rendimento.

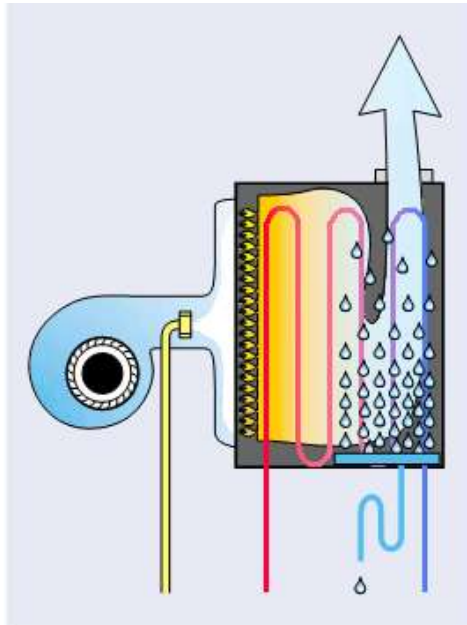


Figura 74: Schema di principio di una caldaia a condensazione

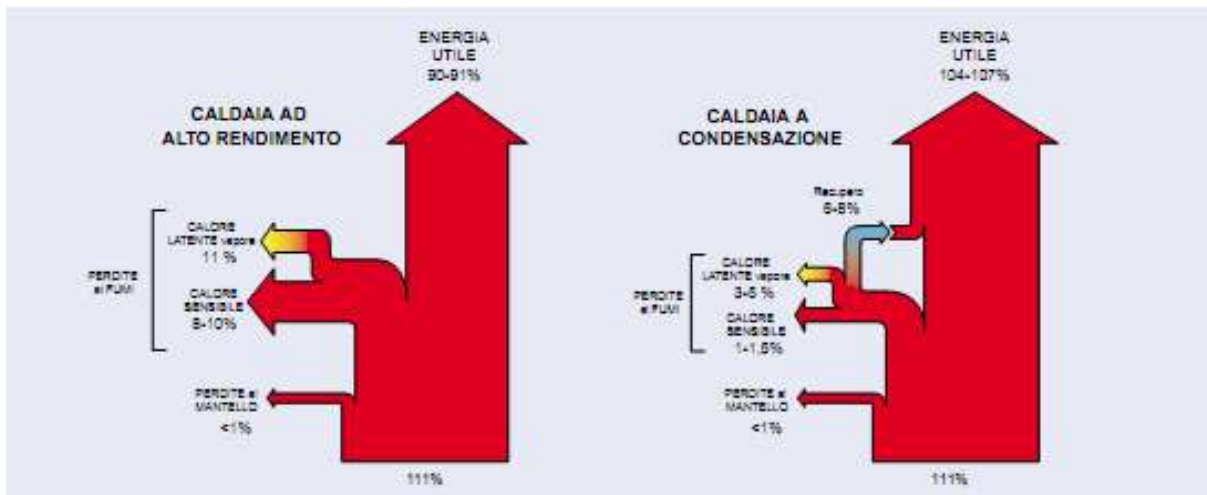


Figura 75: Confronto delle perdite di energia fra differenti tipi di generatori

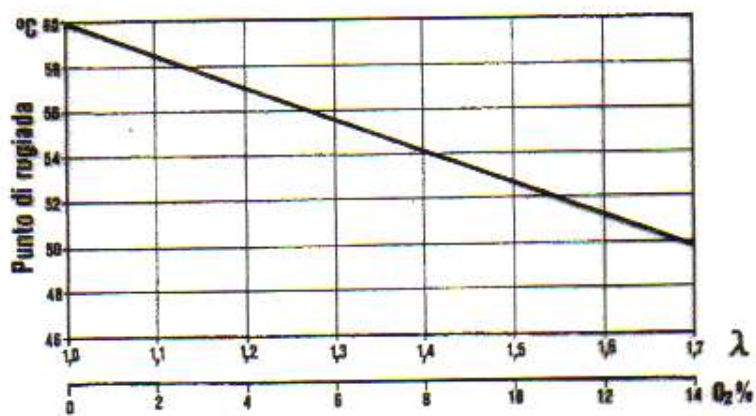


Figura 76: Punto di rugiada dei fumi di metano

Nelle caldaie tradizionali i gas combusti vengono normalmente espulsi ad una temperatura di circa 110°C e sono in parte costituiti da vapore acqueo. Nella caldaia a condensazione, i prodotti della combustione, prima di essere espulsi all'esterno, sono costretti ad attraversare uno speciale scambiatore all'interno del quale il vapore acqueo condensa, cedendo parte del calore latente di condensazione all'acqua del primario. In tal modo, i gas di scarico fuoriescono ad una temperatura di circa 40°C.

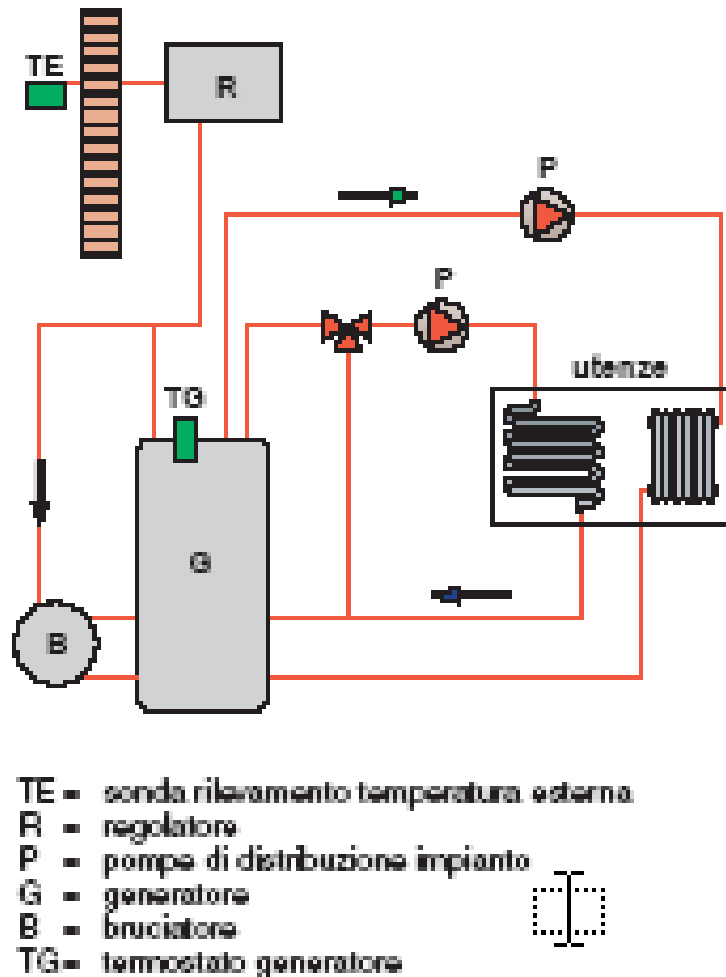


Figura 77: Schema logico di una caldaia a condensazione

La caldaia a condensazione, a parità di energia fornita, consuma meno combustibile rispetto ad una di tipo tradizionale. Infatti, la quota di energia recuperabile tramite la condensazione del vapore acqueo contenuto nei gas di scarico è dell'ordine del 16-17%.

Le caldaie a condensazione esprimono il massimo delle prestazioni quando vengono utilizzate con impianti che funzionano a bassa temperatura (30-50°C), come ad esempio con impianti a pannelli radianti. Il D.Lgs. 192/05 e il DPR 59/09 indicano una temperatura dell'acqua di uscita dal generatore termico non superiore a 70 °C nel caso di sostituzione del generatore esistente. Tale valore di temperatura è compatibile solo con la tipologia di caldaia a condensazione e non con le altre tipologie presenti sul mercato.

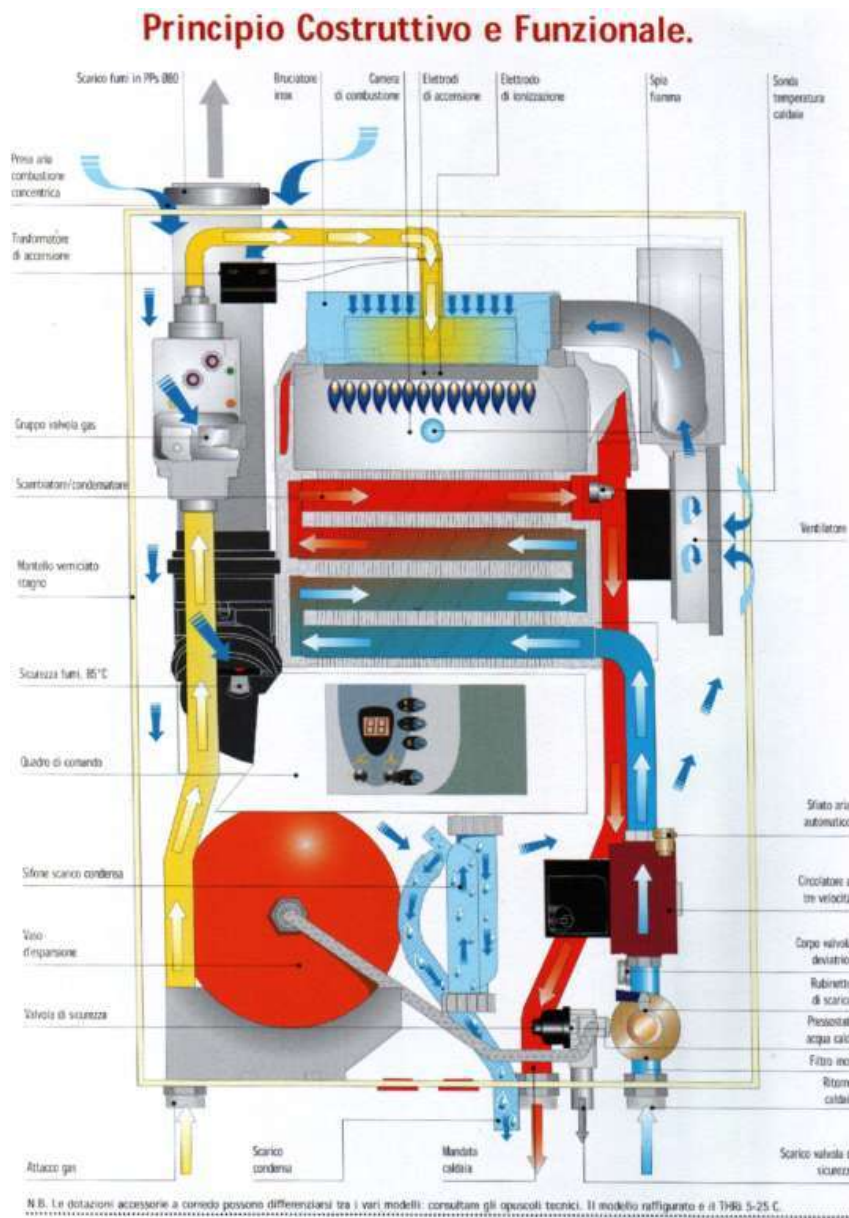


Figura 78: Schema di funzionamento della caldaia a condensazione

10.2.3 RECUPERO DI CALORE NELLE CALDAIE A CONDENSAZIONE

La formazione di condensa è diversa in funzione del tenore di ossigeno presente nei fumi secchi (esempio per 3% di O₂):

- $56\text{ }^\circ\text{C} < T_{fumi} < 70\text{ }^\circ\text{C}$ al diminuire di T_{fumi} si recupera solo il calore sensibile

A 56 °C si incontra la curva di equilibrio, inizia la condensazione del vapor d'acqua contenuto nei fumi

Da adesso in poi, diminuendo T_{fumi} , si recupera anche calore latente

Tanto più scende T_{fumi} tanto più grande sarà il quantitativo di condensa, tanto maggiore sarà il calore recuperato

I fumi vengono scaricati a 40 °C. Ogni ulteriore raffreddamento provocherà condensa, ma non incremento di rendimento perché avviene fuori dalla caldaia

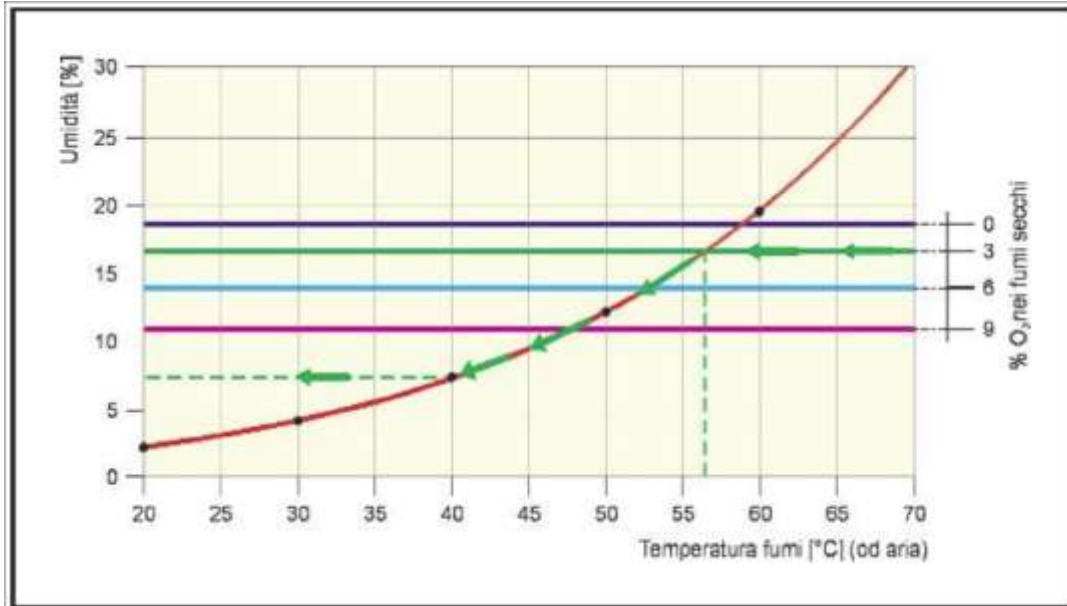


Figura 79: Formazione della condensa

L'efficienza si determina in base all'eccesso d'aria e alla temperatura di scarico dei fumi. Di conseguenza si ricava la produzione di condensa per unità di combustibile consumato.

La quantità di condensa è legata al calore latente recuperato e quindi si può determinare l'aumento di rendimento dovuto al recupero di calore latente.

Si può così correggere l'indicazione degli strumenti di analisi dei fumi che prendono in esame solo il calore sensibile di raffreddamento dei fumi

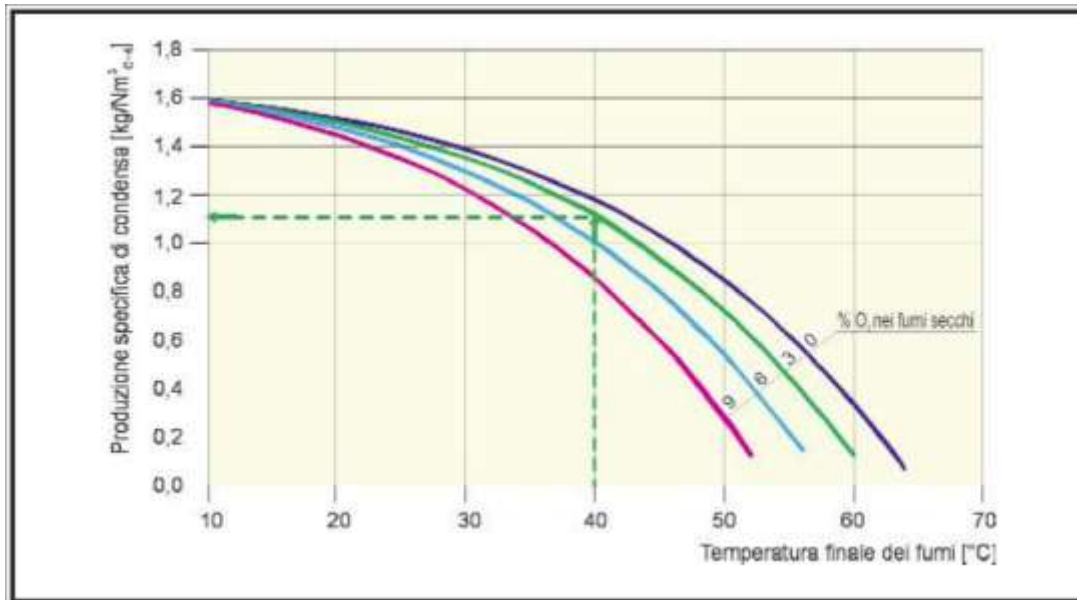


Figura 80; Efficienza delle caldaie a condensazione

10.2.4 CALDAIE A TEMPERATURA SCORREVOLE

Le caldaie a temperatura scorrevole, sono caratterizzate da una temperatura variabile del bruciatore, proporzionale alla temperatura di mandata, che è in funzione del carico dell'impianto e del carico climatico. In tal modo le perdite passive si riducono proporzionalmente alla temperatura di mandata e aumentano l'efficienza e il rendimento stagionale; da una parte c'è la variazione di temperatura all'interno della caldaia in modo da produrre il calore richiesto e non in eccesso,

dall'altra parte si lavora con basse temperature di esercizio, e ciò porta alla diminuzione delle perdite termiche verso l'ambiente all'involucro esterno a dal camino a bruciatore spento.

Un gruppo termico a temperatura scorrevole può funzionare con temperature di mandata fino a 30°C, dispone di un bruciatore multistadio con regolazione automatica e continua dell'aria e combustibile. La temperatura di mandata è asservita al misuratore della temperatura esterna, che tramite una logica, controlla il funzionamento del bruciatore.

I gruppi termici a temperatura scorrevole, devono adottare opportune soluzioni impiantistiche per mantenere contemporaneamente l'acqua a bassa temperatura e i fumi a temperatura superiore di quella di rugiada

Soprattutto per usi civili, sono apparse sul mercato caldaie *a fiamma scorrevole* nelle quali la camera di combustione è di tipo *secco* cioè gli elementi scaldanti a contatto con l'acqua non sono anche a contatto diretto con i fumi ma separati da una serie di tubi concentrici che evitano il fenomeno della condensa ai bassi regimi.

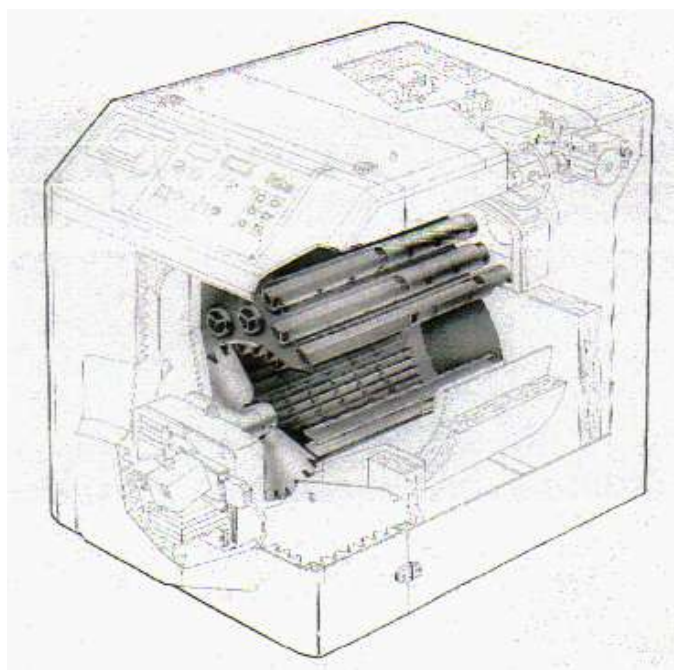
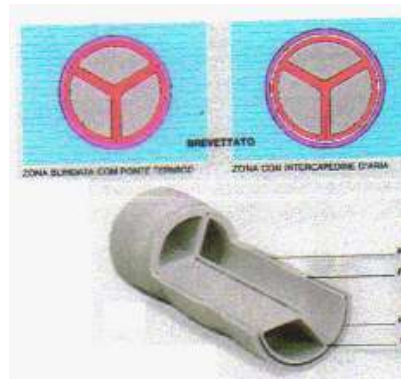


Figura 81: Camera di combustione di una caldaia a temperatura scorrevole

Nella Figura 82 si hanno i particolari dei tubi di fumo che presentano tre settori circolari che assicurano un contatto indiretto parete-acqua evitando i rischi della condensazione del vapore quando la temperatura della caldaia scende al di sotto del punto di rugiada.

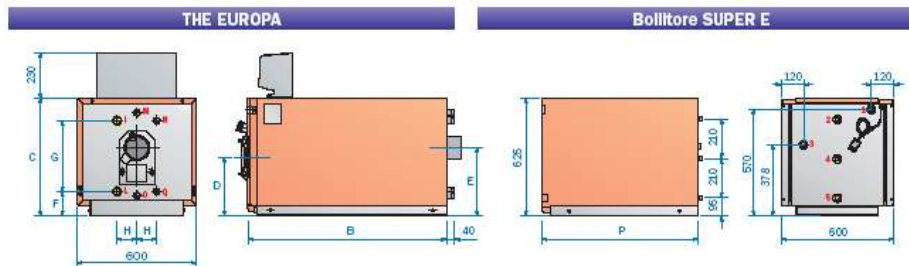
Il pericolo della condensazione si ha quando la caldaia lavora a bassi regimi e nelle caldaie tradizionali si utilizza una pompa di ricircolo asservita alla caldaia.

Nella Figura 85 si ha uno spaccato di una caldaia a temperatura scorrevole nel quale si possono vedere i particolari sopra indicati. In Figura 86 si ha il confronto dei rendimenti di diversi tipi di caldaie di moderna costruzione: la caldaia a temperatura scorrevole (indicata con il logo *TRISECAL*®) presenta i valori più elevati, soprattutto ai bassi gradi di utilizzazione.



• *Figura 82: Tubi di fumo per caldaia a temperatura scorrevole*

I generatori termici di questo tipo quando sono abbinati ai pannelli di controllo elettronici con regolazione climatica, possono esercire con logica di temperatura scorrevole, adeguando la temperatura di caldaia in funzione del carico termico richiesto (legato al valore della temperatura esterna), con notevoli risparmi di gestione. La modulazione della potenza, ottenuta attraverso i cicli di on – off degli stadi del bruciatore, consente al generatore di operare con temperatura variabile tra 80 e 40 °C.



Caratteristiche termotecniche

GENERATORE EUROPA		U.M.	20	29	35	45	60	70
Potenzialità termica	minima	KW	17,5	24,5	34,5	41,0	55,0	70,0
	massima	KW	24,5	34,5	41,0	55,0	70,0	85,5
Potenzialità termica utile	minima	KW	16,0	22,4	31,3	37,5	50,4	63,8
	massima	KW	22,2	31,4	37,3	49,7	63,5	77,2
D.P.R. 412	Rendimento al 100%	%	91,4	91,5	91,3	91,5	91,6	91,4
	Rendimento al 90%	%	90,7	91,0	90,8	90,4	90,7	90,2
		%	91,5	91,6	92,0	91,4	91,4	91,6
UNI 10348	Perdite al camino bruciatore spento	%	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	Perdite al camino bruciatore funzionante	%	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1
	Perdite al mantello (I) (Pot. max)	%	2,2	1,9	2,1	2,5	2,2	2,7
Temperatura uscita fumi lorda	°C	160 + 180	160 + 180	160 + 180	160 + 180	160 + 180	160 + 180	160 + 180
Portata massica fumi (Pot. max)	kg/sec	0,013	0,017	0,019	0,025	0,032	0,038	0,048
Pressione in camera di combustione	mbar	0,2	0,25	0,26	0,40	0,55	0,70	0,70
Volume focolare	m³	0,050	0,055	0,055	0,087	0,087	0,111	0,111
Superficie totale di scambio	m²	1,00	1,25	1,40	1,71	2,10	2,60	2,60
Carico termico volumetrico (Pot. max)	KW/m³	490	630	745	630	800	774	774
Carico termico specifico (Pot. max)	KW/m²	23,0	26,0	27,5	30,0	31,2	30,4	30,4
Resistenza lato acqua ΔT° 10 °C	mbar	12	14	15	21	28	32	32
Resistenza lato acqua ΔT° 20 °C	mbar	3,2	3,8	4,3	5,7	6,9	8,5	8,5
Contenuto acqua	litri	51	60	56	90	84	110	110
Pressione massima esercizio	bar	5	5	5	5	5	5	5

Riferimenti normativi: UNI 10348; UNI 7036; UNI 9168.

(1) Sono riferite ad una differenza di temperatura media dell'acqua in caldaia e quella ambiente di 80 °C.

(2) Lunghezza bocchiglione bruciatore: 100 mm (THE 20-TH56); 150 mm (THE 70) valore consigliato per superare di 30-80 mm il limite anteriore della camera di combustione. Variazioni massima ammesse pari al 15% (in eccesso). I valori dei parametri riportati nelle tabelle fanno riferimento alle seguenti condizioni di prova: caldaia pulita, con gas di prova e regolazione ottimizzata del bruciatore attraverso monitoraggio continuo dei parametri di combustione.

BOLLITORE SUPER E	U.M.	130	170	220
Contenuto acqua sanitaria	l	130	170	220
Contenuto acqua serpentino	l	5,9	8,6	10,6
Potenza massima assorbita (primario 80°C)	KW	31,5	37	43
Produzione acqua sanitaria (ΔT° 35 °C)	l/h	775	910	1056
Perdite di carico circuito secondario bollitore (2)	mbar	8	12	13
Prelievo in 10' con accumulo 48 °C (1)	l	140	190	240
Prelievo in 10' con accumulo 60 °C (1)	l	240	330	410
Tempo di ripristino (ΔT° 35 °C)	min.	9	11	13
Superficie di scambio serpentino	m²	0,97	1,42	1,75
Pressione massima esercizio bollitore	bar	7	7	7
Alimentazione elettrica	V/Hz	230/50	230/50	230/50
Potenza elettrica assorbita	W	115	115	115

(1) Con T entrata 13°C e T media scorio 43°C - Prestazioni ottenute con pompa di carico alla massima velocità.

(2) Con portata relativa a ΔT 35°C secondo DM 2 aprile 1998. Le prestazioni dichiarate sono ottenute applicando ai bollitori una potenza utile del generatore adeguata.

Figura 83: Esempi di dati tecnici di una caldaia a temperatura scorrevole

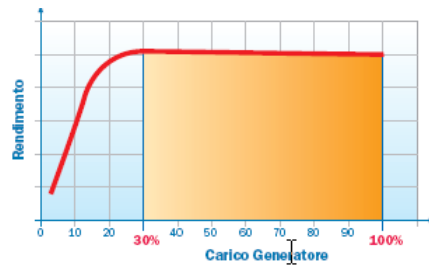


Figura 84: Rendimento di una caldaia a temperatura scorrevole

10.2.5 CALDAIA A PIÙ PASSAGGI DI FUMI

Per ridurre le emissioni nocive (soprattutto di *NOx*) si costruiscono oggi caldaie a *più passaggi di fumi* (ad esempio a tre passaggi) che ottimizzano sia gli scambi convettivi dei fumi sia la fase di inversione che viene realizzata non più in camera di combustione ma in un volume diverso posto al di sopra di questa.

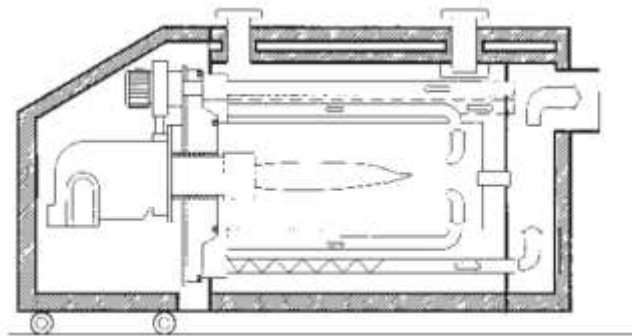


Figura 85: Sezione di una caldaia a temperatura scorrevole

Questo tipo di caldaie è progettato per avere basse contrazioni di *NOx* in uscita facendo sì che i gas di scarico siano condotti in uscita con una uniforme distribuzione della temperatura.

Oggi queste caldaie sono anche a temperatura scorrevole e consentono temperature minime di ritorno in caldaia fino a 35 °C. Per sfruttare l'energia dei fumi i tubi del terzo giro sono dotati di turbolatori spiraliformi.

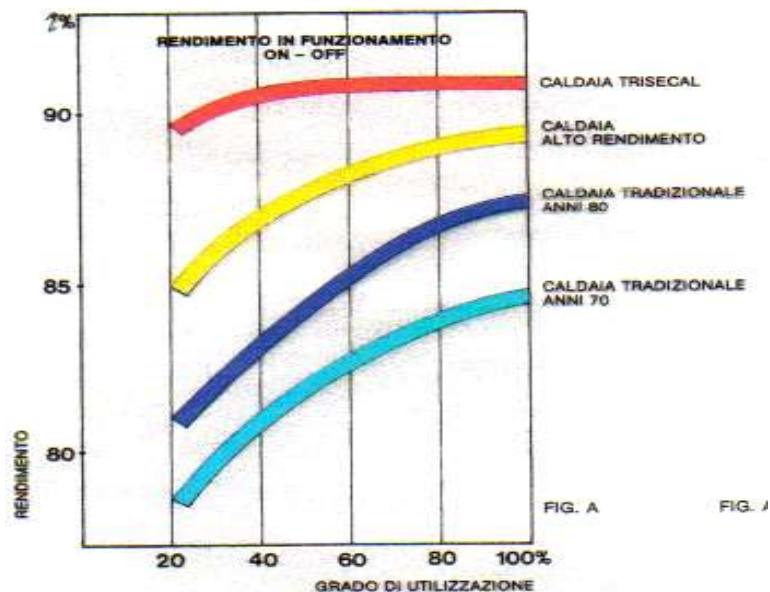


Figura 86: Confronto fra rendimenti dei diversi tipi di caldaia

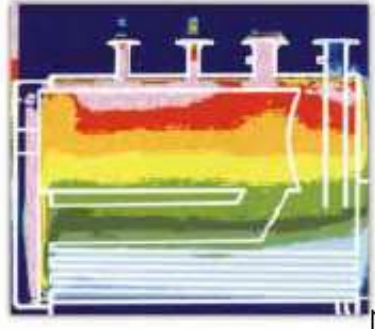


Figura 87: Distribuzione della temperatura



Figura 88: Schema di una moderna caldaia a tre passaggi di fumi

10.3 TIPOLOGIE DI CALDAIE

Le caldaie, oltre per il funzionamento, possono essere classificate per il tipo di combustibili utilizzati e in particolare di tipo:

- *Solido*
 - *Liquido*
 - *gassoso*
 - *e/o di energia elettrica.*

Vediamo brevemente le caratteristiche salienti di ciascun tipo.

10.3.1 GENERATORI A GASOLIO

Si tratta del tipo più diffuso di generatore di calore. Esso è costituito da una caldaia, da un bruciatore e da un serbatoio per il gasolio. Ha buone caratteristiche d'uso: rendimenti di combustione elevati, specialmente nelle caldaie di nuova generazione, buona regolazione, bassi costi di installazione e di manutenzione, buona affidabilità e tecnologia diffusamente conosciuta (e quindi facile reperibilità della mano d'opera) e buona economia di esercizio. Gli spazi necessari per

la centrale termica sono stabiliti da apposite norme tecniche pubblicate dall'UNI. Per potenzialità superiore ai 35 kW occorre anche ottenere un *Nulla Osta* da parte dei Vigili del Fuoco. Occorre prevedere la porta di accesso alla centrale termica del tipo *a cielo aperto* (per necessità dei V.V.F) e la localizzazione del serbatoio di combustibile in modo che siano facilmente espletabili le operazioni di scarico del carburante.

In Figura 89 si ha lo spaccato di una moderna caldaia a gasolio per fluidi diatermici³³ nella quale sono visibili sia i percorsi dei fumi e dei fluidi riscaldati che gli organi di controllo. Il bruciatore montato nella caldaia garantisce la cessione di energia al fluido.

In Figura 90 si ha un esempio di layout di un impianto di produzione di vapore con due generatori ad olio diatermico. Si osservi lo scambiatore a fascio tubiero posto lateralmente a ciascuno dei generatori e il collegamento del circuito dell'olio diatermico al serbatoio interrato. Pari attenzione meritano i vasi di espansione aperti posti al di sopra di ciascun generatore diatermico.

In Figura 91 si ha la foto di una moderna caldaia del tipo a mantello in acciaio: nella parte a destra si ha l'apertura dello sportello con la vista dei tubi di fumo interni. In Figura 92 si ha lo schema costruttivo di una caldaia con elementi in ghisa. Questo tipo di generatore è utilizzato quasi esclusivamente per il riscaldamento di condomini e/o di grandi edifici pubblici, meno frequentemente per il riscaldamento di abitazioni singole (villette o appartamenti isolati).

Normalmente la rete di distribuzione del fluido vettore è ad acqua e quindi le esigenze di spazio da questa occupato sono ridotte. I terminali possono essere di qualunque tipo.

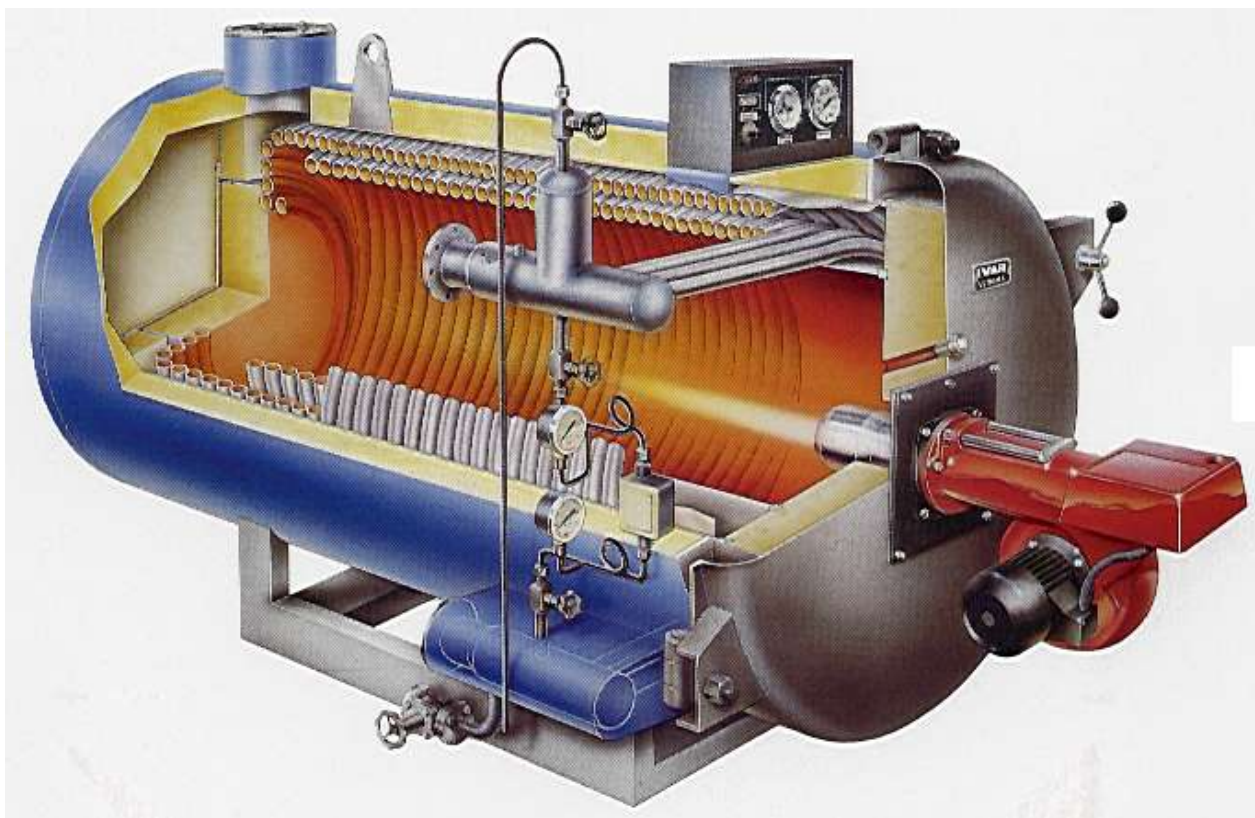


Figura 89: Schema di una caldaia alimentata a gasolio per fluidi diatermici

La selezione dei generatori a gasolio si effettua mediante i cataloghi forniti dai costruttori nei quali sono indicati diversi parametri funzionali fra i quali:

³³ I fluidi diatermici sono particolari oli in grado di riscaldarsi a temperature superiori a 100 °C senza raggiungere il punto di vaporizzazione. Essi sono utilizzati in impianti nei quali la temperatura del fluido di lavoro deve essere maggiore di 100 °C senza ricorrere alla pressurizzazione.

- La potenzialità resa all'acqua (cioè quella fruibile realmente), (W)
- La potenzialità al focolare, cioè dovuta alla combustione del gasolio da parte del bruciatore, (W)
- Il rendimento globale del generatore (rapporto fra le due precedenti potenzialità) che deve essere conforme alla L10/91 e suoi regolamenti di esecuzione;
- Le dimensioni reali del generatore di calore;
- I diametri degli attacchi dell'acqua,
- Il diametro della canna fumaria.

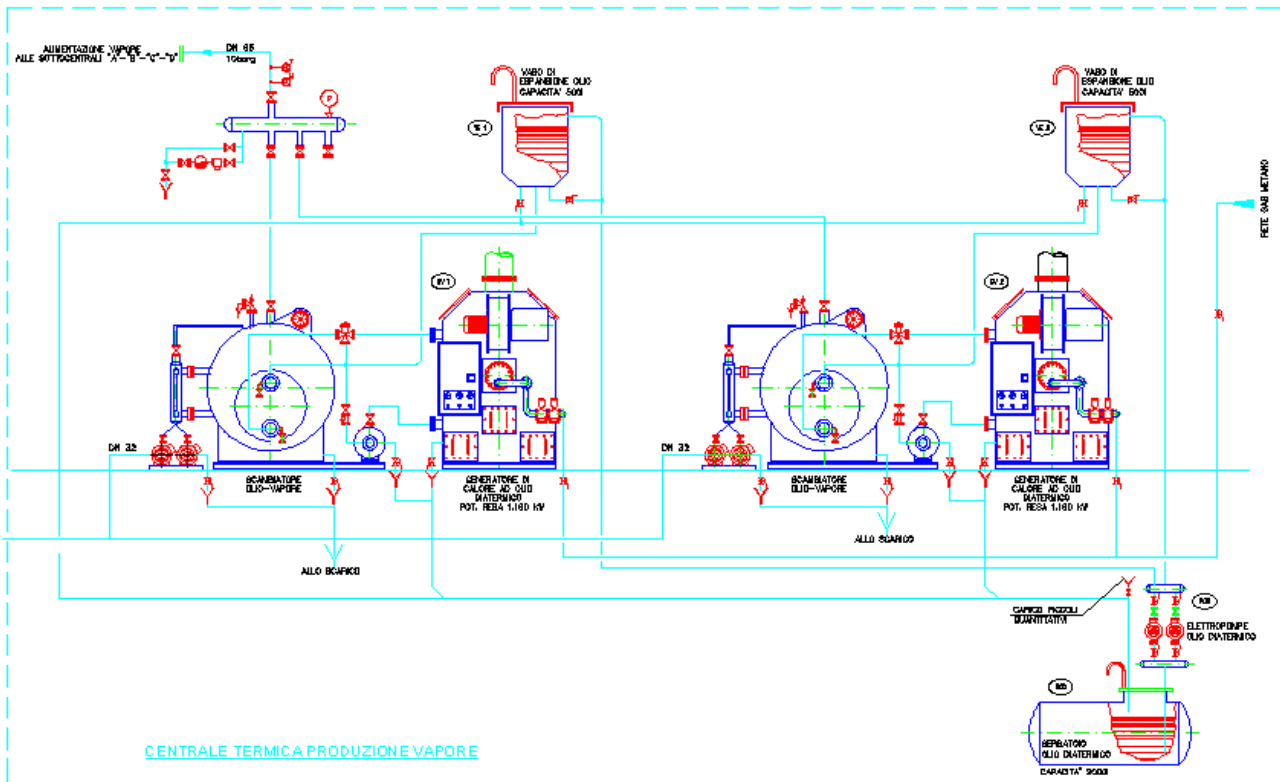


Figura 90: Esempio di centrale termica con generatori ad olio diatermico



Figura 91: Esempio di caldaia a mantello in acciaio



Figura 92: Elemento di una caldaia in ghisa

10.3.2 GENERATORI A GAS

Con la diffusione del gas metano si sta assistendo ad una buona diffusione delle caldaie alimentate a gas. Normalmente si tratta di generatori di piccola taglia, adatti al riscaldamento unifamiliare o di piccoli condomini e non richiedono particolari autorizzazioni dei VV.F. Proprio questa caratteristica, unitamente alle ridotte dimensioni e quindi facilità di installazione anche in un balcone, sta contribuendo alla diffusione di questi generatori per singole utenze.

I rendimenti sono buoni, specialmente nei modelli più recenti, l'esercizio è quasi del tutto automatizzato dalle installazioni monoblocco. Presentano qualche pericolosità se installate all'interno degli appartamenti a causa del consumo d'aria di combustione che, se non rinnovata, può portare alla formazione del monossido di carbonio, altamente pericoloso perché mortale. La rete di distribuzione del fluido termovettore è, di solito, ad acqua con terminali del tipo a radiatori o termoconvettori. Si fa osservare che la diffusione di queste piccole caldaie può portare ad una diminuzione globale del rendimento di combustione rispetto a quello ottenibile con un generatore unico a gasolio. La tendenza al controllo personalizzato del proprio impianto di riscaldamento induce alla diffusione di questo tipo di caldaie a gas ma il rendimento di 100 caldaie singole di un **condominio non è lo stesso** del rendimento di un generatore unico di potenzialità termica equivalente.

Spesso i singoli proprietari non effettuano la necessaria manutenzione e quindi le condizioni di esercizio spesso non sono ottimali. Inoltre i disperdimenti termici (dovute al mantello e ai fumi) sono certamente superiori. Stranamente in Italia si sta avendo un'evoluzione positiva per il riscaldamento monoutente mentre in altre nazioni, vedi ad esempio la Francia, si ha una tendenza opposta che porta a sostituire le caldaie singole con un impianto centralizzato, più economico nell'esercizio e nell'installazione. Le difficoltà di gestione personalizzata del periodo di riscaldamento giornaliero, che è l'unico motivo ancora valido per la preferenza delle caldaie singole, è oggi superata, nei nuovi impianti, con la contabilizzazione elettronica dell'energia termica consumata per il riscaldamento.



Figura 93: Caldaia Murale a gas – Configurazione Chiusa e Aperta

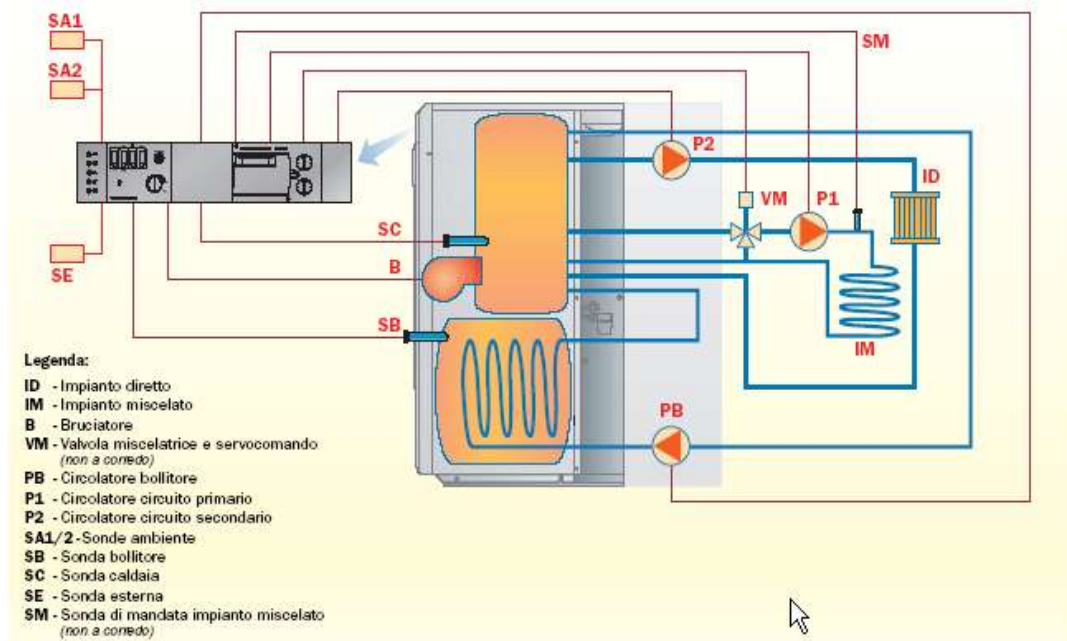


Figura 94: Schema funzionale di una caldaia murale a gas

In caso di uso condominiale deve esserci la contabilizzazione dell'energia termica mediante un semplice *entalpimetro*³⁴ e che quindi ciascun utente paghi in relazione al consumo vero di energia termica e non in base a *quote millesimali* fittizie.

Ciò rende del tutto inutile l'imposizione di periodi di riscaldamento unici per tutti i condomini poiché si può sempre avere il generatore in funzione (soprattutto nelle zone climatiche

³⁴ L'*entalpimetro* è un semplice apparecchio misuratore costituito da due termosonde inserite nella tubazione di mandata e di ritorno dell'acqua di riscaldamento, da una turbinetta per la misura della portata dell'acqua calda e da uno strumento integratore (anche meccanico ma la diffusione dell'elettronica ha portato ad avere strumenti elettronici più economici) che effettua l'integrale $Q = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{m} c_p (t_i - t_u) d\tau$, cioè la somma continua fra gli istanti τ_1 e τ_2 del prodotto della portata di massa \dot{m} per la differenza di temperatura fra ingresso e uscita dell'acqua.

più fredde, dalla C in poi) ed attivare i singoli impianti condominiali (ciascuno con alimentazione indipendente) nelle ore nelle quali si desidera avere il riscaldamento.

Naturalmente è facile avere questa flessibilità per i nuovi impianti, progettati già in funzione della contabilizzazione e della flessibilità di esercizio. Per i vecchi impianti risulta difficile intervenire se non con costi elevati di installazione e riadattamento. L'uso del gas può anche essere ammesso per grandi centrali termiche, in sostituzione del gasolio. Si ha il risparmio del serbatoio di combustibile ed una maggiore facilità di esercizio.

L'installazione dei bruciatori a gas richiede una maggiore attenzione progettuale. Il gas può essere utilizzato anche per far marciare le macchine ad assorbimento sia per il riscaldamento che per il condizionamento estivo.

Si tratta, invero, di impianti particolari e non molto diffusi in Italia. La selezione dei generatori a gas viene effettuata ancora su *catalogo*, come indicato per i generatori a gasolio. Per potenzialità piccole (*abitazioni unifamiliari*) spesso si ha un esubero che può essere utilizzato per la produzione di acqua sanitaria. Particolare attenzione deve essere prestata alla ventilazione della centrale termica sia per garantire il buon funzionamento del bruciatore a gas che per condizioni di sicurezza, in particolare per generatori unifamiliari.

In Figura 93 si ha una vista di una caldaia murale a gas in configurazione chiusa e in configurazione aperta e si possono vedere all'interno gli organi principali quali il bruciatore, la pompa di circolazione, gli organi di controllo e l'eventuale soffiante per i fumi se la caldaia è pressurizzata.

In Figura 94 si ha lo schema funzionale di una caldaia murale a gas nel quale sono indicati i collegamenti alla rete idrica di alimentazione e di distribuzione dell'acqua calda (sia per il riscaldamento che per l'acqua sanitaria).

10.3.3 CALDAIE A BIOMASSA

Negli ultimi anni, anche per effetto degli incentivi della legislazione vigente (principalmente la UNI TS 11300/4 e il D.Lgs. 28/2011), si stanno diffondendo molto le caldaie a biomassa. Quest'ultima deriva da scarti di lavorazione del legno (ad esempio il cippato) o dal legno stesso, dai rifiuti della lavorazione delle olive e dell'uva e dai residui organici di lavorazione del comparto agro-alimentare.

In effetti il combustibile utilizzato viene considerato non inquinante nel breve periodo nel senso che la CO₂ liberata dalla combustione viene riutilizzata dalle piante nella fotosintesi clorofilliana per riprodurre la stessa biomassa (ad esempio il legno). In definitiva si ha un ciclo virtuoso che non sovraccarica l'ambiente di CO₂.

In effetti se si allarga l'intervallo temporale anche il petrolio deriva dalla conversione ad alta pressione di biomasse. Tuttavia il periodo di formazione è datato di migliaia di anni e quindi non più bilanciabile a scala temporale ridotta (alcuni decenni).

Una caldaia a biomassa di nuova concezione deve prima di tutto poter regolare in modo automatico l'afflusso d'aria in funzione della combustione, una delle tecniche più evolute è quella della sonda lambda.

Il concetto di base di una regolazione della combustione con biomassa è quello di monitorare l'aria primaria e quella secondaria, e regolarne l'afflusso nella camera di combustione.

Si pensi per esempio ad un camino, quando si brucia della legna è necessario che ci sia un'apertura inferiore che crei un apporto d'aria (primaria) e poi mediante una ventilazione manuale si crea un apporto di ulteriore aria (secondaria).

Il combustibile è solido, quindi c'è necessità di stoccaggio in prossimità della caldaia, e di trasporto del combustibile stesso all'interno della camera di combustione.

Questo per rendere il più possibile autonomo il funzionamento della caldaia.

Le diverse tipologie di sonde lambda si differenziano per il tipo di ceramica utilizzata per rilevare la presenza di ossigeno nei fumi della caldaia. La superficie esterna dell'elemento in ceramica è a diretto contatto con i fumi, mentre la superficie interna con l'atmosfera. Entrambe le superfici sono rivestite di un sottile strato (generalmente di platino). L'ossigeno attraversa lo strato ceramico e carica elettricamente il rivestimento che quindi genera un segnale elettrico che viene inviato, mediante il cavo di connessione del sensore, alla regolazione elettronica che adeguerà di conseguenza l'afflusso dell'aria agendo sul ventilatore.



• Figura 95: Tipologie di biomassa

Combustibile	kWh	Rendimento	Costo €	€/kWh utile
1 mc metano	9,8	90%	0,7	0,08
1 litro gasolio	10	80%	1,1	0,14
1 litro (1 Kg) GPL	7 (12,8)	90%	0,96 (1,8)	0,16
1 Kg legna	4,3	80%	0,13	0,04
1 Kg pellet	4,8	90%	0,23	0,05

Tabella 49: Caratteristiche energetiche ed economiche delle biomasse

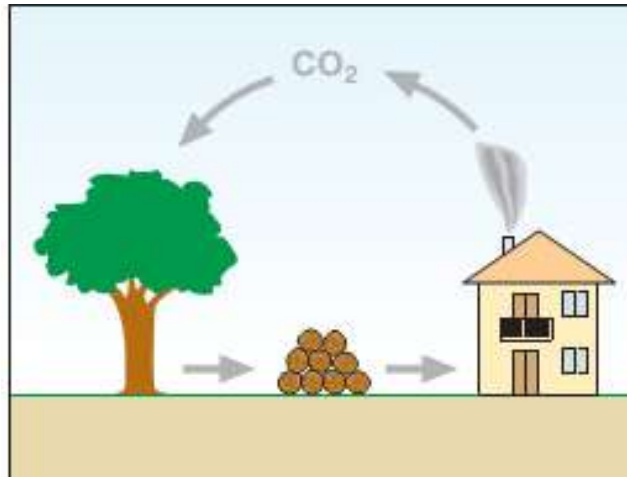


Figura 96: Ciclo della CO₂ per le biomasse

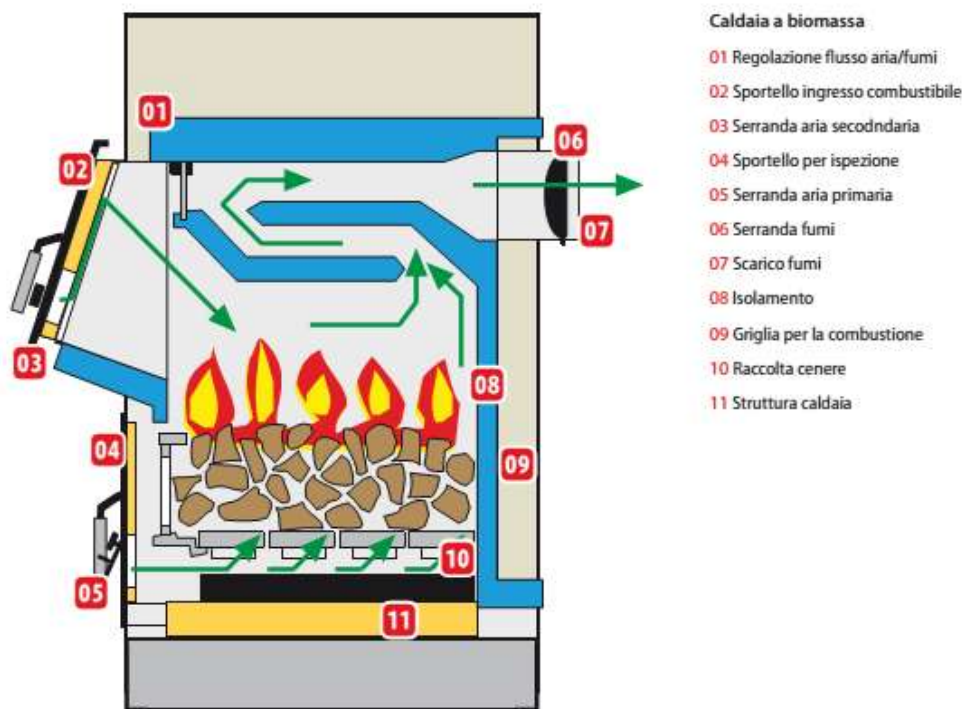


Figura 97: Funzionamento di una caldaia a legna

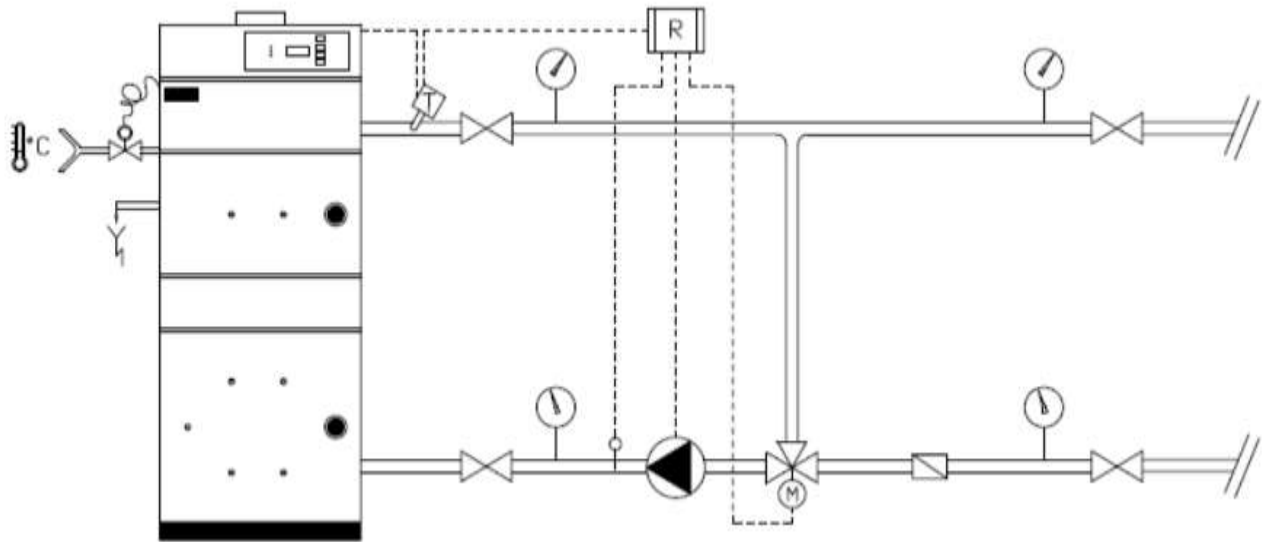


Figura 98: Installazione di una caldaia a biomassa



Figura 99: Sonda lambda

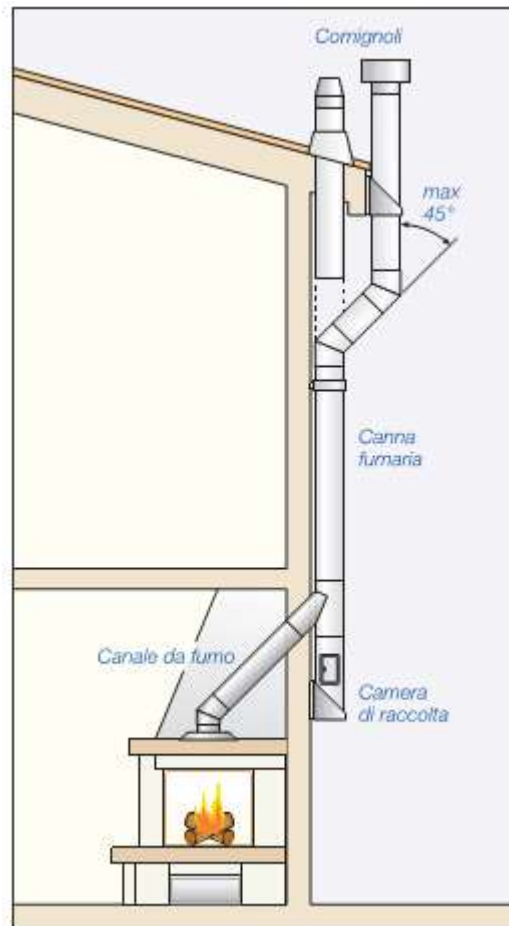


Figura 100: Installazione del camino per caldaia a biomassa

Nella seguente tabella si ha un esempio di data sheet per caldaie a biomassa commerciali di piccola taglia (mono o plurifamiliari).

Le UNI TS11300/4 stabiliscono le caratteristiche dei fumi provenienti dalle caldaie a biomassa.

L'efficienza di questo tipo di caldaie non è comparabile con quelle a gasolio o a gas metano. Essa si aggira intorno a 0.75.

Tuttavia le R14/2013 del CTI indica per le caldaie a biomassa un fattore di energia primaria rinnovabile pari al 70% e non rinnovabile pari al 30%. Si intuisce la grande convenienza ad utilizzare questo tipo di caldaia.



CALDAIA A PELLETT	Modello BPH	-10	-15	-25	-35
Potenza termica nominale	kW	9,2	14,9	25	35
Campo di potenza nominale	kW	2,4-9,2	4,5-14,9	6,7-25	8,3-35
Altezza caldaia	A mm	1400	1340	1500	1750
Altezza complessiva	B mm	1450	1395	1500	1750
Larghezza caldaia	C mm	900	1060	1300	1300
Profondità complessiva caldaia	D mm	480	685	650	650
Mandata caldaia	E mm	240	490	475	465
Ritorno caldaia	F mm	370	615	845	1110
Collegamento caldaia	G mm	25	58	-	-
Collegamento caldaia	H mm	-	-	325	325
Attacco scarico fumi	J mm	240	330	1090	1335
Attacco scarico fumi	K mm	320	530	325	325
Diametro scarico fumi	mm	130	130	130	130
Attacchi di mandata e ritorno	R	¾"	1"	1"	1"
Contenuto d'acqua della caldaia	Ltr.	25	50	80	120
Pressione massima di esercizio caldaia	bar	3,0	3,0	3,0	3,0
Tiraggio necessario	Pa	0-5	0-5	0-5	0-5
Temperatura massima di mandata	°C	80	90	90	90
Temperatura fumi massima	°C	95	125	120	97
Portata fumi a potenza nominale	g/s	5,3	9,0	15	22
Volume camera di stoccaggio pellet	Ltr.	40	60	100	200
Peso	kg	270	330	370	430
Alimentazione elettrica		230 V/50 Hz/10A			

Tabella 50: Data Sheet per caldaie a biomassa



Figura 101: Funzionamento di una caldaia a pellets

10.3.4 TERMO CAMINI

Un'applicazione molto frequente delle caldaie a biomassa è quella dei termo camini con i quali si ottiene sia il riscaldamento ambientale tipico di un camino che la produzione di acqua

calda sia per riscaldamento ambientale che per usi sanitari. Spesso è utilizzata come integrazione di una caldaia murale a gas, come illustrato nelle figure seguenti.



Figura 102: Esempio di termo camino

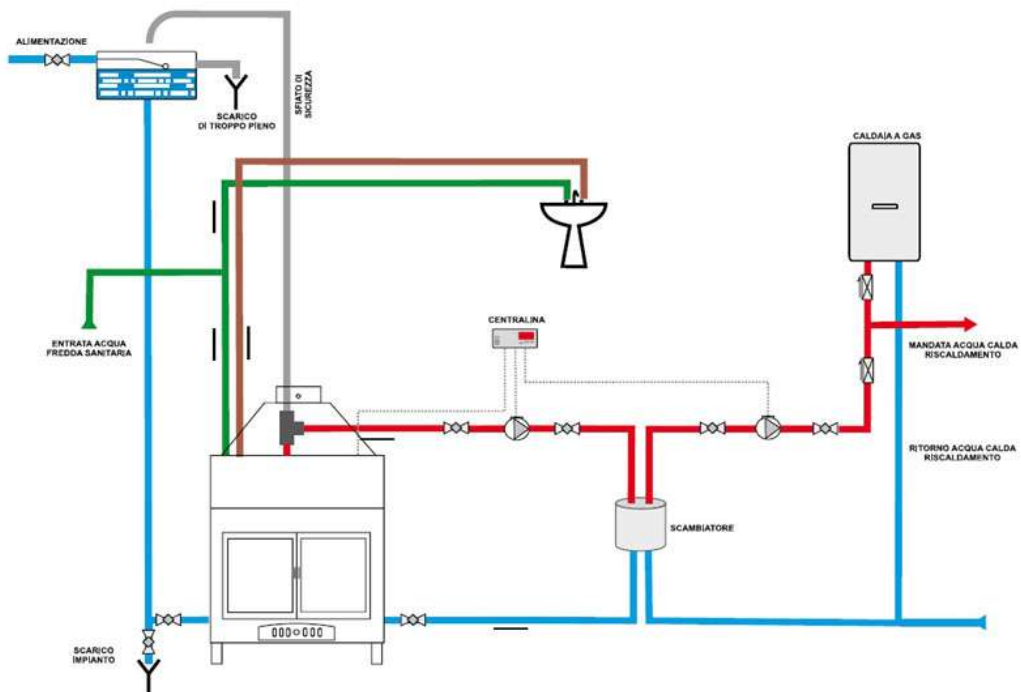


Figura 103: Schema di utilizzazione di un termo camino

IMPIANTO CON TERMOCAMINO E CALDAIA MURALE

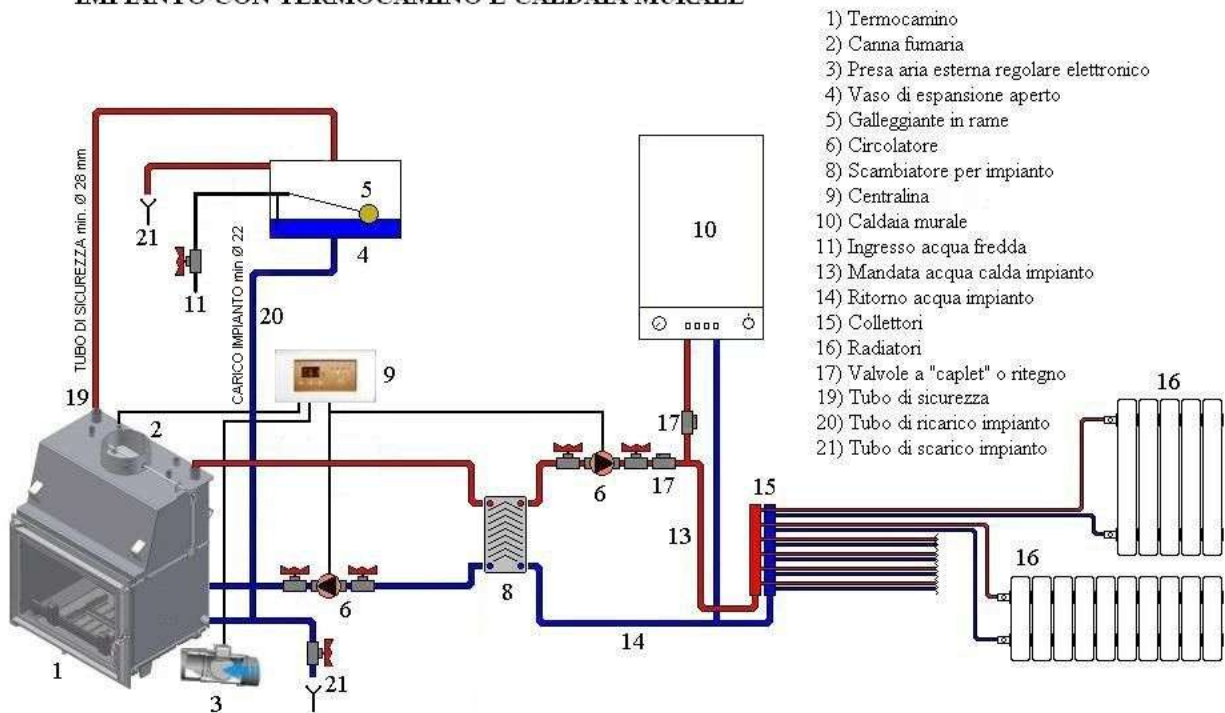


Figura 104: Schema di impianto per riscaldamento ambientale

Osservazioni sulle Caldaie a Biomassa

Al di là delle tipologie sopra viste, principalmente adatte per piccole abitazioni e/o villette, le caldaie a biomassa possono essere anche di grande potenza ed utilizzate sia per grandi edifici che per centrali di teleriscaldamento. In questo caso si hanno tipologie di generatori alimentati con gas prodotto in gassificatori alimentati a biomasse di varia natura.

La considerazione probabilmente più importante che si può fare è che le caldaie a biomassa, ove utilizzate, contribuiscono fortemente a verificare la Quota Rinnovabile (QR) richiesta dal D.Lgs. 28/2011 poiché la quota rinnovabile di energia prodotta da queste caldaie è considerata, vedi R 14/2013 del CTI, pari al 70% rinnovabile e 30% non rinnovabile.

10.3.5 CALDAIE MODULARI

Si tratta di caldaie che possono essere composte in più moduli fino ad arrivare a potenze elevate. Ciascun modulo ha una potenzialità di 40-100 kW e il numero di moduli può arrivare a 6-8. Esse sono una valida alternativa alle centrali termiche tradizionali.

Di fatto una caldaia modulare è a tutti gli effetti una centrale termica preassemblata, a norma, pronta per essere installata in pochissimo tempo, ovunque: all'esterno, su tetti piani, negli scantinati, sui terrazzi.

Negli impianti centralizzati la potenza della caldaia viene calcolata come massimo fabbisogno delle giornate più fredde, relativamente poche, sovradimensionando così il generatore per la maggior parte della stagione. A maggior ragione se la caldaia viene utilizzata anche per produrre acqua calda sanitaria, cioè se viene tenuta in funzione anche quando il riscaldamento non è attivo.

La modularità permette di frazionare la potenza in base alle richieste dell'impianto e di erogare sempre la potenza strettamente necessaria, sia che si tratti di riscaldamento, sia di

produzione di acqua calda sanitaria, con rapporti di modulazione impensabili nei sistemi tradizionali.

Una centrale termica a quattro stelle in classe V di NO_x, con massimo rendimento medio stagionale ed emissioni inquinanti quasi inesistenti.

Ulteriori vantaggi:

- *Emissioni acustiche praticamente impercettibili.*
- *Produzione contemporanea di calore per l'impianto di riscaldamento e per un eventuale bollitore remoto.*
- *Eliminazione quasi totale delle perdite energetiche che si hanno nelle caldaie tradizionali a bruciatore spento.*
- *Funzionamento senza interruzioni anche in fase di manutenzione.*
- *Omologazione ISPESL.*

L'installazione delle caldaie modulare deve seguire uno schema ben preciso, come indicato nella seguente figura. In particolare i dispositivi di protezione non devono mai essere intercettati ed il vaso di espansione può essere intercettato solo da una valvola a tre vie.

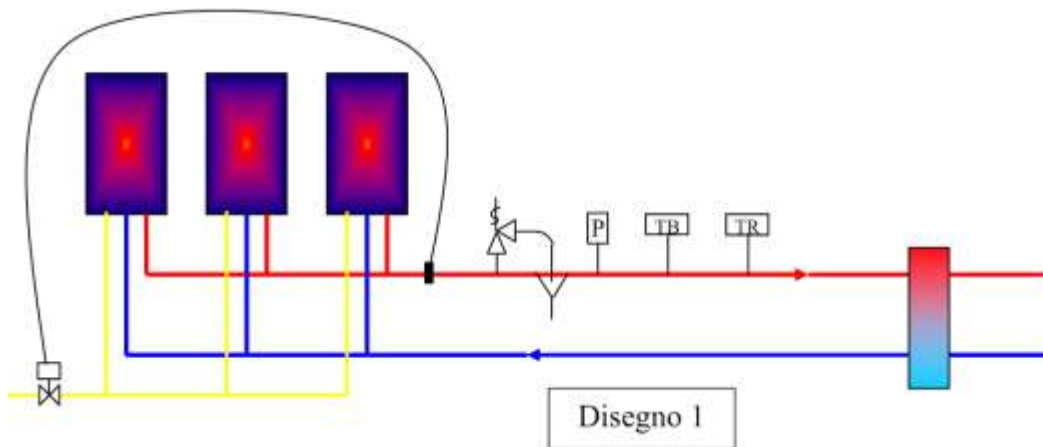


Figura 105: Corretta installazione di caldaie modulari

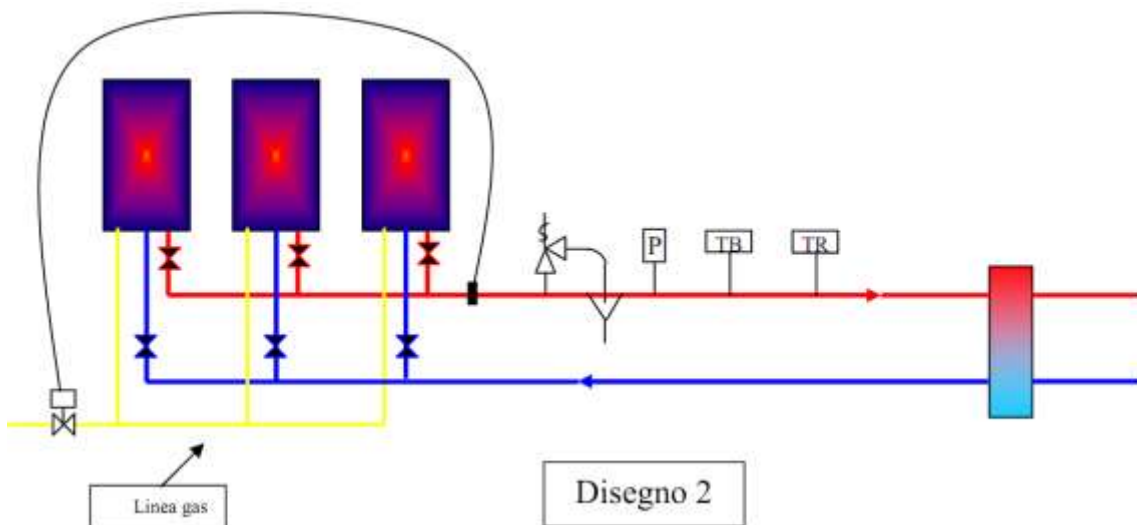


Figura 106: Non corretta installazione delle caldaie modulari

10.3.6 SELEZIONE DELLE CALDAIE

La selezione del generatore termico richiede la conoscenza della **potenza utile** da fornire all'acqua, cioè della potenza che viene immessa nella rete di distribuzione e che dovrà soddisfare le richieste degli ambienti dell'edificio. E' questo il parametro fondamentale di selezione.

In Tabella 51 si ha un esempio di catalogo commerciale per le caldaie in acciaio del tipo viste in precedenza. Pertanto, scelta la tipologia di caldaia, fra quelle sopra indicate, si seleziona il modello da catalogo in modo che la potenza utile (detta anche potenza all'acqua) sia soddisfatta.

Il costruttore fornisce anche la potenza al focolare (cioè quella generata dal bruciatore), la pressione di esercizio massima, le dimensioni, il peso e i diametri per gli attacchi.

E' anche utile conoscere il contenuto d'acqua al fine di determinare il volume del vaso di espansione (vedi più avanti).

10.4 BRUCIATORI

I bruciatori sono i dispositivi che trasformano energia chimica dei combustibili in energia termica (fiamma e fumi) che viene poi ceduta all'acqua delle caldaie.

Sono organi complessi ed importanti per il buon funzionamento dei generatori termici.

Si vedranno nel prosieguo il funzionamento e le tipologie principali disponibili nel mercato.

Caratteristiche tecniche	Unità di misura	VICTRIX 90		VICTRIX 115	
Codice caldaia metano/Codice caldaia GPL Certificato CE Codice dima		3.020208/3.020208GPL 0051BO2448 1.029286		3.020209/3.020209GPL 0051BO2448 1.029286	
Portata termica nominale massima	kW (kcal/h)	92,3 (79.417)		112,8 (96.986)	
Portata termica nominale minima	kW (kcal/h)	23,0 (19.777)		30,1 (25.896)	
Potenza termica massima utile	kW (kcal/h)	90,0 (77.400)		111,0 (95.460)	
Potenza termica minima utile	kW (kcal/h)	22,5 (19.350)		29,5 (25.370)	
Rendimento termico utile al 100% Pn (80/60 °C)	%	97,5		98,4	
Rendimento termico utile al 30% del carico nom. (80/60 °C)	%	100,6		100,3	
Rendimento termico utile al 100% Pn (50/30 °C)	%	106,0		106,8	
Rendimento termico utile al 30% del carico nom. (50/30 °C)	%	108,3		106,4	
Rendimento termico utile al 100% Pn (40/30 °C)	%	108,7		108,7	
Rendimento termico utile al 30% Pn (40/30 °C)	%	108,3		108,8	
Perdite al camino bruciatore ON 100% Pn (80/60 °C)	%	1,8		1,8	
Perdite al camino bruciatore OFF	%	0,01		0,01	
Perdite al mantello bruciatore ON 100% Pn (80/60 °C)	%	0,7		0,2	
Perdite al mantello bruciatore OFF	%	0,41		0,28	
Rendimento termico utile al 100% della potenza nominale (ai sensi del D. Lgs. 192/05 e successive modificazioni)		> 93+2·log Pn (Pn = 90 kW)		> 93+2·log Pn (Pn = 111 kW)	
Classe di NOx		5		5	
NOx ponderato	mg/kWh	23,3		28	
CO ponderato	mg/kWh	20,0		19	
Portata gas al bruciatore a potenza max e min riferita al metano (G20)	m³/h	9,77 - 2,43		11,94 - 3,19	
Prevalenza disponibile ventilatore (max - min)	Pa	170 - 2		235 - 6	
		G20	G31	G20	G31
Portata in massa dei fumi a potenza nominale (50/30 °C)	Kg/h	148	147	179	179
Portata in massa dei fumi a potenza minima (50/30 °C)	Kg/h	37	38	50	49
CO ₂ a Potenza nominale/minima (50/30 °C)	%	9,3/9,1	10,7/10,2	9,4/8,9	10,7/10,3
CO a 0% di O ₂ a Potenza nominale/minima (50/30 °C)	ppm	180/10	215/12	215/10	240/11
Temperatura fumi a potenza nominale (50/30 °C)	°C	52	53	52	53
Temperatura fumi a potenza minima (50/30 °C)	°C	49	49	44	46
Temperatura max di esercizio	°C	90		90	
Temperatura regolabile riscaldamento	°C	25 - 85		25 - 85	

Tabella 51: Dati caratteristici per una caldaia in acciaio

In genere i bruciatori hanno dimensioni e caratteristiche tecniche in funzione della potenzialità termica da fornire. I piccoli bruciatori (qualche decina di kW) hanno funzionamento on off anche al fine di ridurre i costi di acquisto.

I bruciatori medi (da alcune decine di kW ad un centinaio di kW) hanno una regolazione a più stadi ed infine i bruciatori di grande potenza (centinaia di kW) hanno una regolazione modulante che, essendo costosa, giustifica il suo prezzo anche per il costo elevato dei bruciatori di grossa taglia.

I bruciatori hanno un corpo principale che contiene la soffiante per l'aria di combustione, la pompa combustibile (per il gasolio) ed una cannula nella quale avviene l'innesco della combustione. La fiamma viene poi lanciata verso l'interno della caldaia in modo da riscaldare, per irraggiamento e convezione, l'acqua che scorre all'interno di tubi posti circonferenzialmente alla camera di combustione.

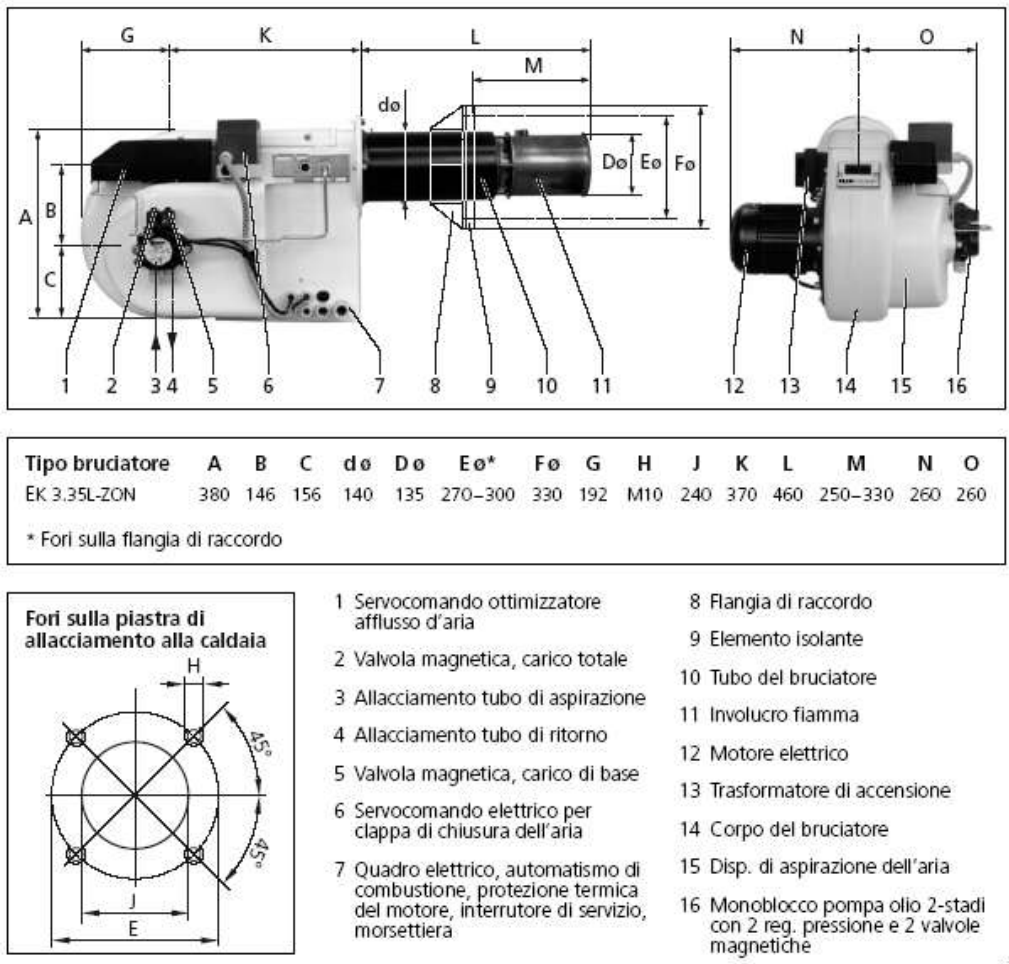


Figura 107: Esempio di bruciatore

La lunghezza della cannula è variabile e va scelta in funzione delle dimensioni e dell'attacco della caldaia. Nelle figure seguenti si hanno indicazioni dimensionali e di funzionamento, come appena descritto.

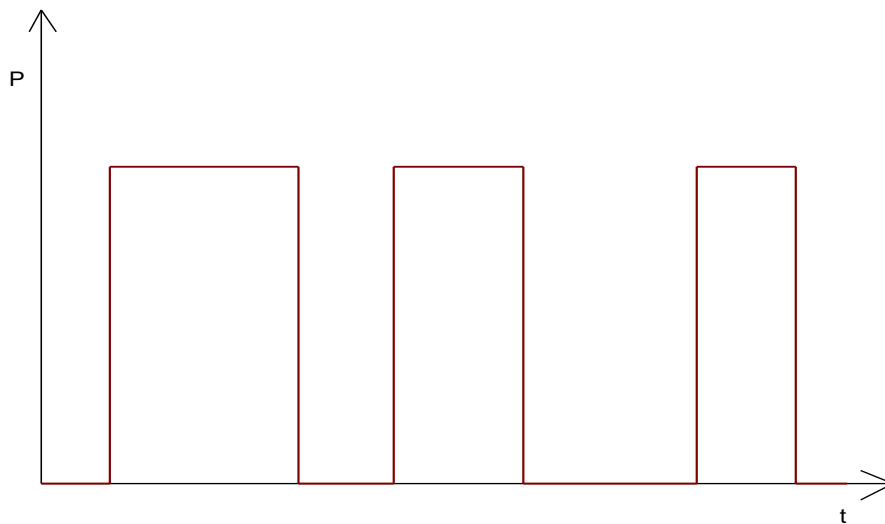


Figura 108: Regolazione Monostadio On-Off

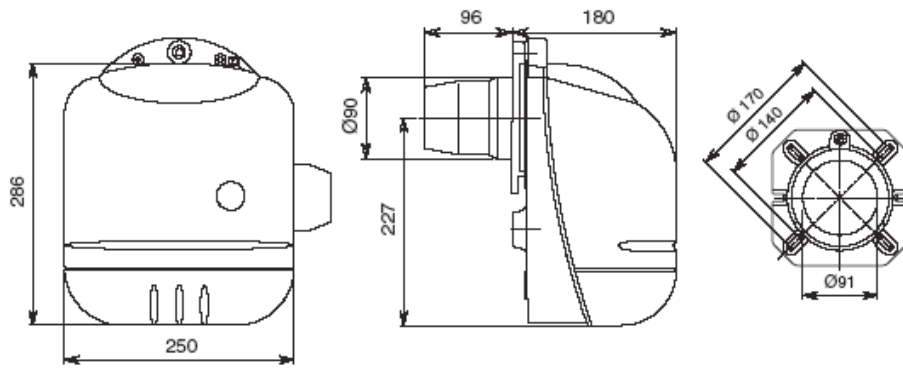


Figura 109: Esempio di bruciatore monostadio

Portata	min	kg/h	1,12
	max	kg/h	4,9
Potenza	min	kW	13,3
	max	kW	58,1
Funzionamento	monostadio		
Alimentazione	230V - 50 Hz		
Potenza assorbita		W	220
Grado di protezione	IP 40		

Figura 110: Esempio di dati di targa di un bruciatore monostadio

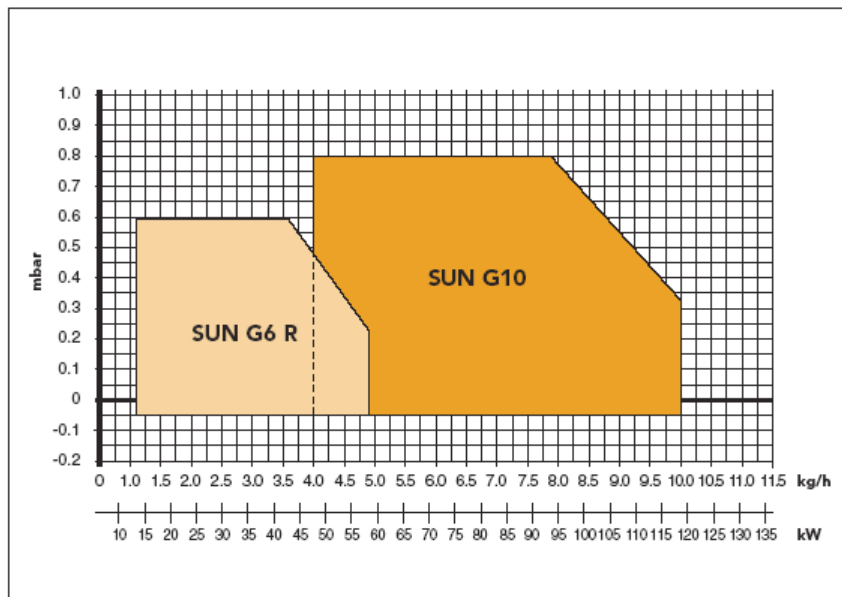


Figura 111: Esempio di campi di lavoro di bruciatori monostadio

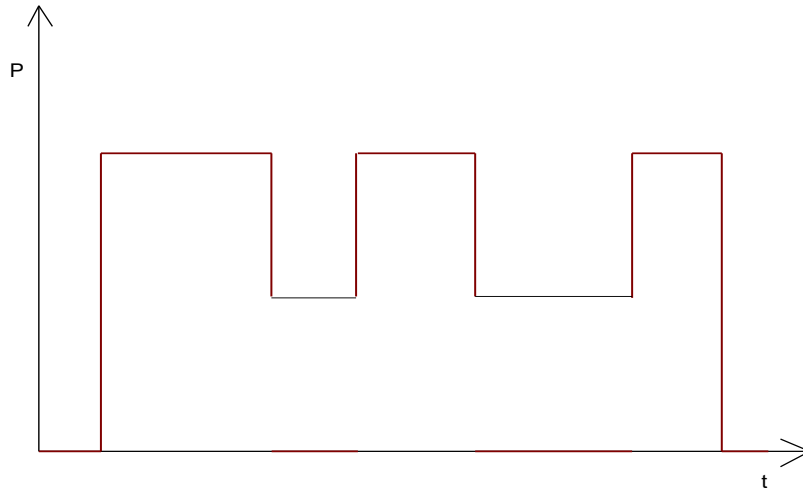


Figura 112: Regime Bistadio 50 ÷ 100%

Portata	1° stadio min	kg/h	8
	2° stadio min	kg/h	10
	2° stadio max	kg/h	20
Potenza	1° stadio min	kW	95
	2° stadio min	kW	118,6
	2° stadio max	kW	237,2
Funzionamento			bistadio
Alimentazione			230V - 50 Hz
Potenza assorbita	W	—	
Grado di protezione			IP 40

Figura 113: Esempio di dati di targa di un bruciatore bistadio

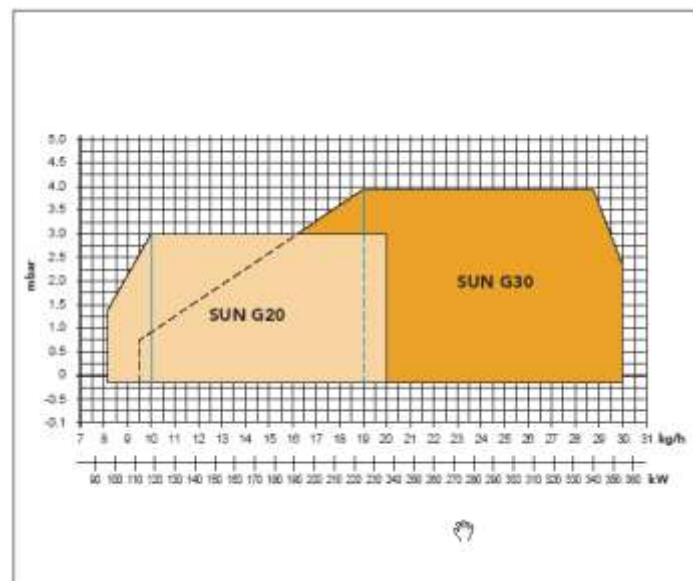


Figura 114: Esempi di campi di lavoro di bruciatori bistadio



Figura 115: Esempio di bruciatore modulante

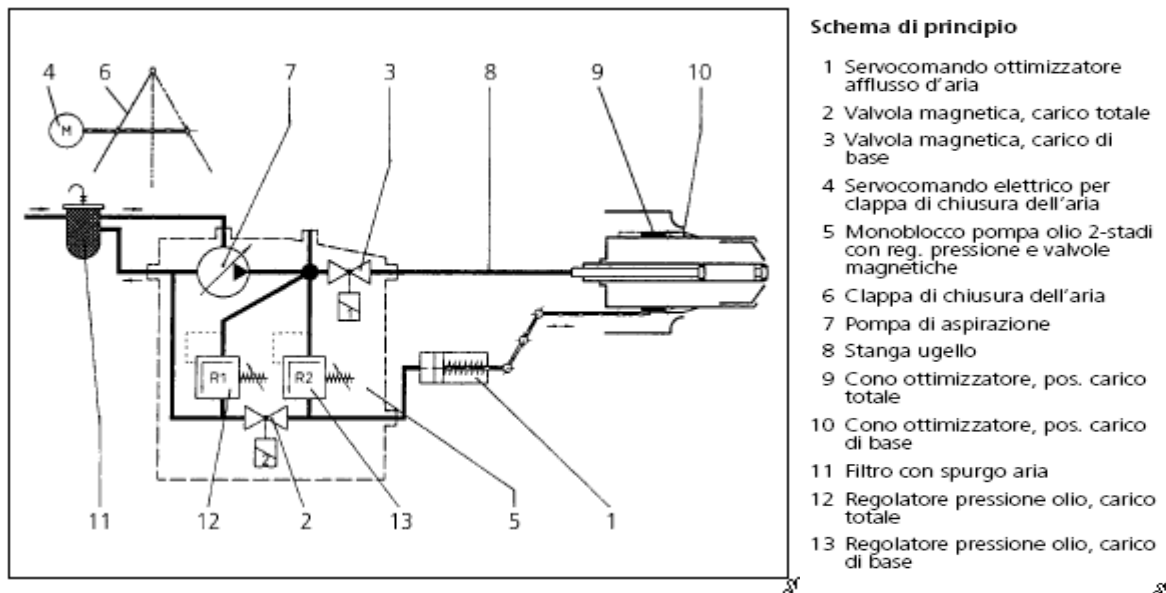


Figura 116: Schema di principio della regolazione di un bruciatore

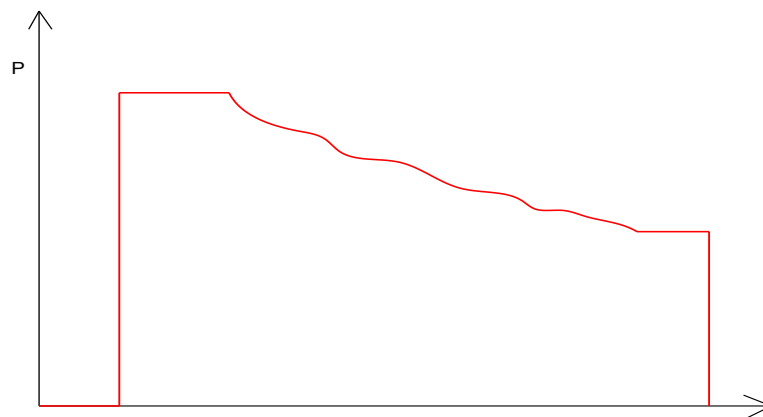


Figura 117: Regime modulante fra 50 e 100%

10.4.1 SELEZIONE DEI BRUCIATORI

Come tutti i componenti di impianto anche i bruciatori si selezionano da catalogo commerciale in funzione della potenza da fornire al focolare e al tipo di combustibile.

Il costruttore fornisce, per l'elemento selezionato, la portata di alimento del combustibile, la potenza elettrica degli accessori, la produzione di CO ed NOx ed il campo di pressione. E'

importante anche il grado di protezione elettrica IP. Valori utili possono essere anche i livelli di rumorosità prodotta.

Tipo							
Potenza termica min - max *	kW	18÷23	22÷27	26÷35,5	34÷40	39÷44	43÷52
(secondo EN 267)	Mcal/h	15,5÷19,8	18,9÷23,2	22,4÷30,5	29,4÷34,4	33,5÷37,8	37÷44,7
Portata min - max *	kg/h	1,5÷1,9	1,8÷2,3	2,2÷3,0	2,9÷3,4	3,3÷3,7	3,6÷4,4
Combustibile		gasolio	gasolio	gasolio	gasolio	gasolio	gasolio
potere calorifico inferiore	kWh/kg	11,86	11,86	11,86	11,86	11,86	11,86
	Mcal/kg	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2
densità	kg/dm ³	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
viscosità a 20°C max	mm ² /s	6	6	6	6	6	6
Impiego standard		caldaie ad acqua, a vapore, ad olio diatermico					
CO ***	mg/kWh	7	4	1	3	1	3
NOx ***	mg/kWh	94	81	87	84	90	91
Alimentazione elettrica	V/Hz	230V ±10%/50					
Motore elettrico	rpm	2800	2800	2800	2800	2800	2800
	A	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Trasformatore d'accensione	kV	8	8	8	8	8	8
	mA	22	22	22	22	22	22
Pompa campo di pressione	bar	8÷15	8÷15	8÷15	8÷15	8÷15	8÷15
Pot. elettrica assorbita max	kW	0,261	0,261	0,300	0,300	0,300	0,300
Grado di protezione elettrica	IP	40	40	40	40	40	40
Rumorosità **	dB(A)	<60	<60	<60	<60	<60	<60
Peso	kg	15	15	15	15	20	20

Figura 118: Esempio di catalogo commerciale per bruciatori di bassa potenza

11. GENERATORI ELETTRICI –POMPE DI CALORE

11.1 LA PROBLEMATICAZIONE DELL'UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE

In quest'ultimo decennio si è assistito ad un grande sviluppo delle pompe di calore le cui motivazioni debbono essere lette da più punti di vista.

Dal punto di vista del componente meccanico di impianto si può osservare che le pompe di calore costituiscono un componente certamente attraente perché, ad esempio:

- *Può fornire, se in configurazione reversibile, sia energia termica per il riscaldamento che per il raffrescamento estivo, evitando l'installazione di un doppio impianto ciascuno specializzato in una stagione;*
- *Ha problemi di installazione e di gestione più ridotti avendo un unico collegamento alla rete elettrica esterna e presentando minori problematiche di installazione, ad esempio non avendo il camino, non necessitando di un serbatoio di combustibile e, soprattutto, richiedendo minori organi di sicurezza (valvola di scarico termico, valvola di intercettazione del combustibile, ...);*
- *Ha minori problemi di manutenzione non richiedendo la verifica della combustione e la pulizia interna del generatore.*
- *Ha la possibilità, qualora l'SPF supera un valore minimo indicato dal D.Lgs. 28/2011, di produrre energia in parte considerata rinnovabile (praticamente data dall'energia sottratta all'ambiente).*

Per contro le pompe di calore soffrono, nei confronti delle caldaie tradizionali, perché:

- *Utilizzano energia elettrica che in Italia è molto costosa rispetto alla media europea;*
- *Non ha ancora una tariffazione incentivante, anche se si sta predisponendo di far rientrare l'energia elettrica per le PdC in una tariffazione agevolata;*
- *Non ha costanze delle caratteristiche prestazionali. In pratica una PdC da 100 kW termici nominali fornisce una potenza termica reale che è funzione:*
- *Della temperatura della sorgente fredda (aria, acqua, suolo)*
- *Dalla temperatura del pozzo caldo, cioè dalla temperatura di utilizzo dell'acqua calda. In pratica la potenza (e il COP) fornita cresce al decrescere della temperatura del condensatore e quindi sono favoriti maggiormente gli impianti a bassa temperatura (ad esempio i pannelli radianti) rispetto a quelli ad alta temperatura (fan coil alimentati ad oltre 50 °C o per alimentazione di circuiti per l'ACS a 60 °C);*
- *Dalle condizioni climatiche esterne. Queste, infatti, determinano il grado di copertura del carico da parte della PdC e quindi della percentuale di energia integrativa da fornire quando si ha un funzionamento a sinistra del punto di equilibrio (o della temperatura bivalente).*

Occorre evidenziare che il problema del costo attuale dell'energia elettrica e della competitività delle PdC rispetto ai generatori tradizionali oggi si sta riducendo moltissimo. Con un rendimento elettrico di sistema pari a 0,46 si raggiunge la convenienza, per applicazioni usuali del riscaldamento degli edifici, già con COP=2,25.

Si vedranno queste problematiche nei paragrafi seguenti.

11.2 LE POMPE DI CALORE

L'uso dell'energia elettrica per usi termici (*riscaldamento ambientale*) non è del tutto ortodosso in senso *exergetico*³⁵ ma sempre più spesso si ricorre ad essa per situazioni di comodo o dove non esistono impianti di riscaldamento tradizionali (a gasolio e/o a gas). A giudicare dall'evoluzione delle leggi e delle norme tecniche di questi ultimi anni si può dire che il futuro è roseo per gli impianti a pompe di calore. Il Legislatore, infatti, ha sempre più un atteggiamento premiale verso questi dispositivi elettrici che oggi hanno raggiunto una notevole maturità tecnica e commerciale.

Si possono avere sostanzialmente due forme di utilizzo dell'energia elettrica: mediante resistenze termiche o mediante macchine frigorifere (che nel riscaldamento divengono *pompe di calore*). L'uso di resistenze elettriche è oltremodo irrazionale e non giustificabile se non per usi saltuari e particolari: esso è costoso e poco efficiente. Per contro le stufe elettriche costano poco e non hanno problemi di installazione se non nella potenza elettrica massima al contatore.

Un utilizzo più razionale ed efficiente dell'energia elettrica si ha con le *pompe di calore*: si tratta, in pratica, di macchina frigorifera a compressione di vapori saturi alimentate elettricamente e che funzionano *a pompa di calore*. In Figura 121 è riportato lo schema funzionale di una macchina frigorifera/pompa di calore e il ciclo ideale di riferimento.

Alimentando elettricamente il compressore si ottiene freddo all'evaporatore e caldo (relativamente all'evaporatore) al condensatore. In Figura 125 si ha il layout impiantistico di un ciclo frigorifero: sono ben visibili il compressore e i due scambiatori di calore denominati *condensatore* e *evaporatore*. Pertanto se utilizziamo questa macchina ponendo l'evaporatore in corrispondenza di un serbatoio freddo (un lago, un grosso fiume, il mare, l'ambiente esterno) e il condensatore in corrispondenza di un ambiente da riscaldare allora il calore Q_2 sottratto dall'evaporatore più il lavoro L fornito al compressore si riversano, tramite il condensatore, nell'ambiente da riscaldare:

$$Q_1 = Q_2 + L \quad [12]$$

Quindi l'energia elettrica che forniamo al compressore diventa calore ambiente ma non solo questa poiché ad essa si somma anche Q_2 sottratto al serbatoio freddo. Il *coefficiente di effetto*

³⁵ Si ricorda che l'*exergia* è la massima energia primaria utilizzabile per una data quantità di calore. Nel caso sorgenti ad elevata temperatura T (quale la temperatura di fiamma nei bruciatori delle caldaie) l'*exergia* è data da $E = Q \left(1 - \frac{T_a}{T}\right)$ ove T_a è la temperatura dell'ambiente e l'espressione in parentesi è il rendimento ideale di una macchina di Carnot che opera fra queste temperature. Nelle caldaie a gasolio e a gas bruciamo combustibile pregiato capace di generare calore a temperature elevate (dell'ordine di 1400°C) per poi degradarlo alla temperatura di 80÷90 °C per il riscaldamento degli ambienti. Il *rendimento exergetico* (rapporto fra *exergia* utilizzata e quella massima ottenibile) di questo processo è bassissimo (qualche %) e questo ci induce a riflettere sul cattivo uso che stiamo ancora facendo dell'energia termica da combustibili fossili. Il *rendimento energetico* (rapporto fra *energia* utilizzata e quella massima disponibile) è però elevato, circa il 95%, nel senso che il 95% dell'energia termica generata (non si parla più di temperatura di utilizzo!) dalla caldaia è ceduta all'acqua di riscaldamento. Per l'energia elettrica le cose sono un po' più complesse: nelle centrali elettriche viene bruciato combustibile fossile per ottenere energia meccanica utilizzata per gli alternatori elettrici che forniscono energia elettrica. Il rendimento *exergetico* di trasformazione è dell'ordine del 35÷40% e quindi buono per le attuali tecnologie. Il *rendimento energetico* è all'incirca eguale e pari a 35÷42% il che significa che riusciamo a convertire in energia elettrica circa il 40% dell'energia chimica dei combustibili fossili. L'energia che troviamo disponibile in casa nelle prese elettriche è ancora meno se teniamo conto delle perdite di distribuzione nelle linee elettriche, nei trasformatori da alta a media e da questa a bassa tensione. Diciamo che circa il 33% dell'energia chimica iniziale è disponibile nella prese elettriche di casa. Se utilizzassimo questa energia elettrica per alimentare delle normali stufe elettriche del tipo a resistenza (e quindi utilizzando l'effetto Joule) allora cederemmo all'ambiente circa il 33% dell'energia chimica disponibile alla fonte nelle centrali elettriche e quindi di gran lunga percentualmente inferiore rispetto all'uso delle caldaie tradizionali.

utile ε' della pompa di calore (detto anche **COP** *Coefficient Of Performance*) è definito dalla relazione:

$$\varepsilon = \frac{\text{Effetto_Ottenuto}}{\text{Energia_Spesa}}$$

che con il simbolismo di figura diviene:

$$\varepsilon' = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_2 + L}{L} = 1 + \varepsilon$$

ove è: $\varepsilon = \frac{Q_2}{L}$ [13]

I valori usuali di ε' per le macchine commerciali oggi disponibili vanno da circa 2 a circa 4 a seconda delle modalità di scambio termico nel condensatore e nell'evaporatore.

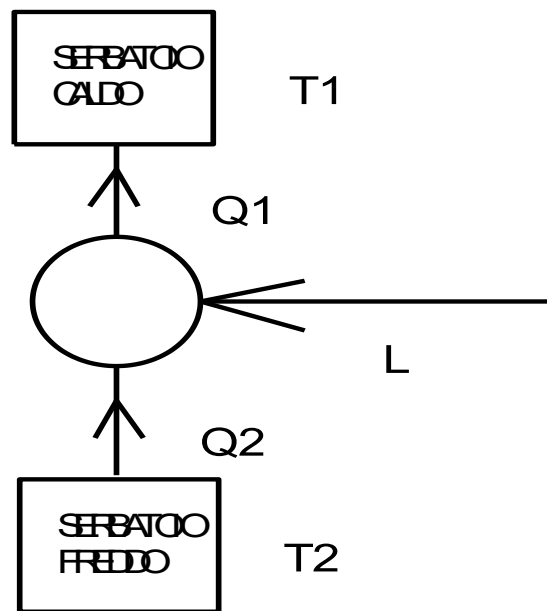


Figura 119: Ciclo inverso per la pompa di calore

Si osservi che, con riferimento ad una macchina di Carnot inversa, si definisce COP_{max} il rapporto:

$$COP_{max} = \frac{t_c + 273.15}{t_c - t_f}$$

ove:

- t_c è la temperatura della sorgente calda, °C;
- t_f è la temperatura della sorgente fredda, °C.

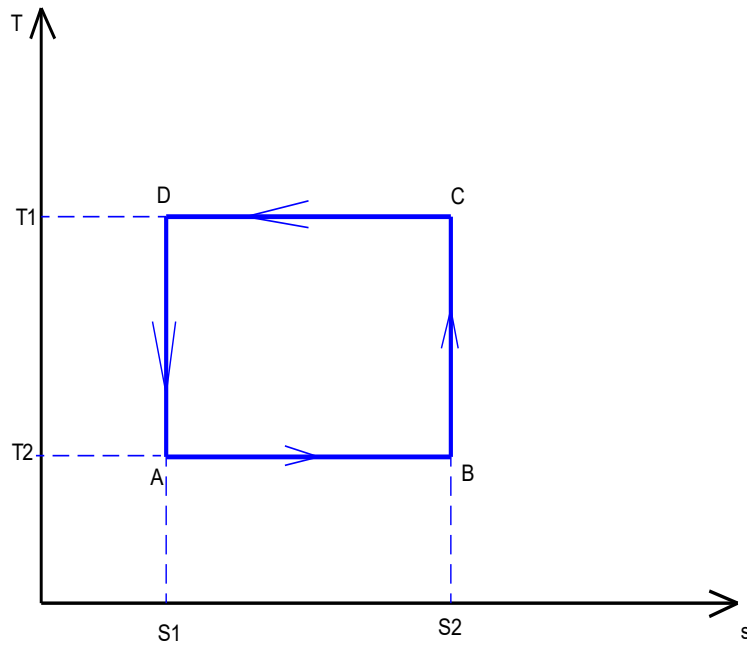


Figura 120: Ciclo di Carnot inverso

A seconda del fluido di scambio (aria o acqua) si hanno valori minimi per le pompe *aria-aria* e massimi per le pompe di grossa potenzialità del tipo *acqua-acqua*.

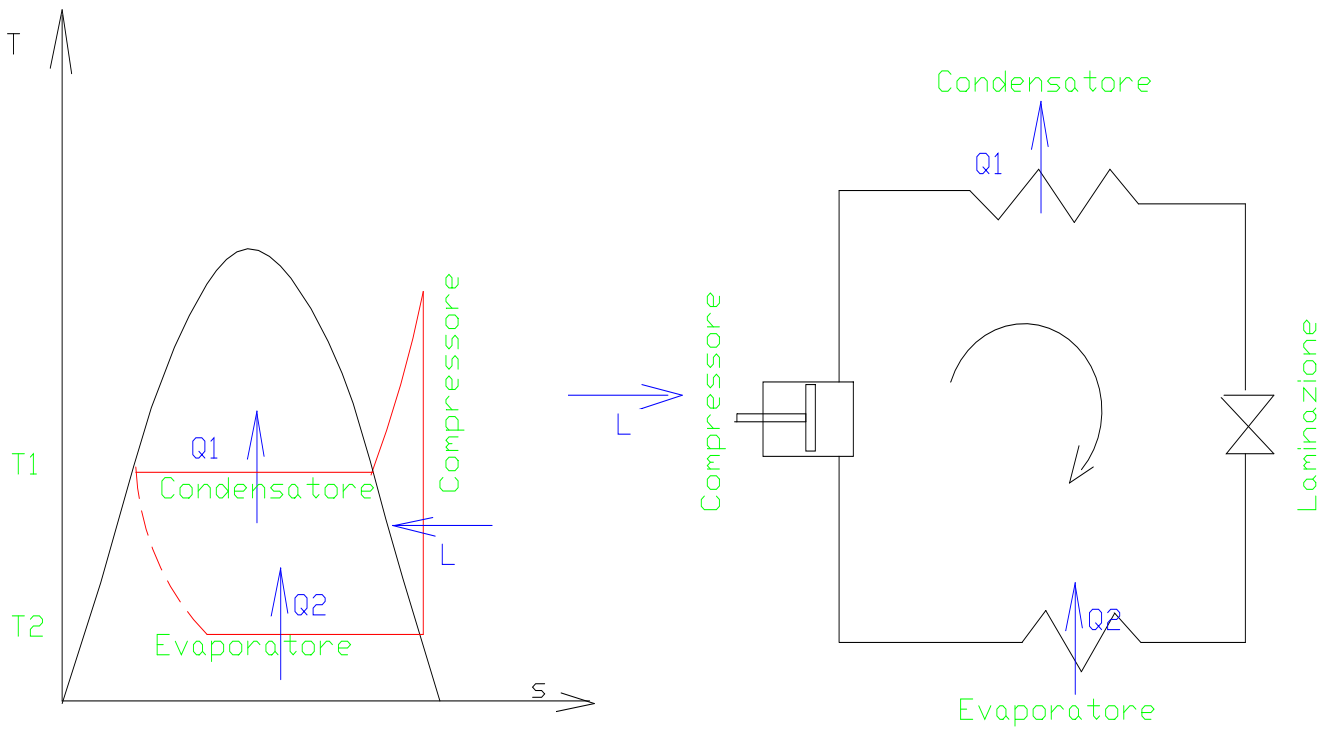


Figura 121: Schema di una macchina frigorifera e/o di una pompa di calore

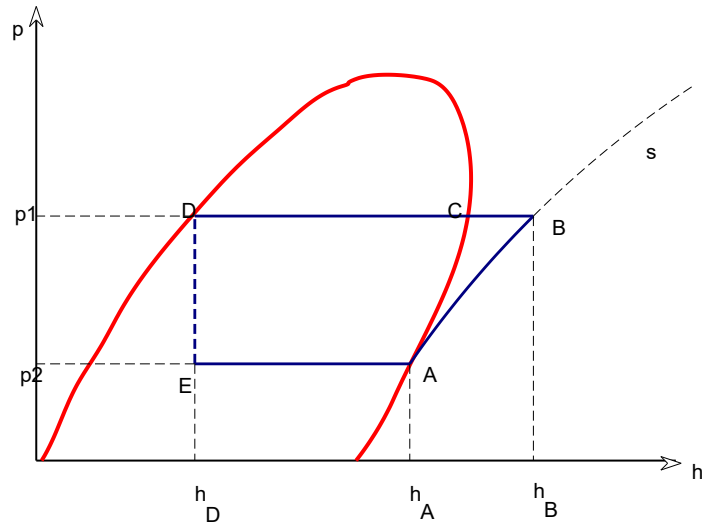


Figura 122: Ciclo frigorifero a compressione di vapore saturo nel piano (h,p)

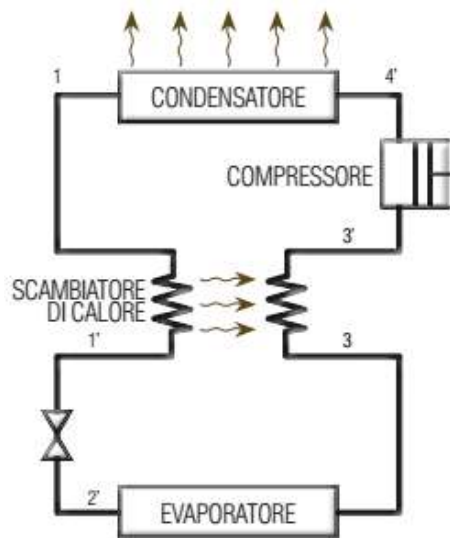


Figura 123: Ciclo frigorifero con sottoraffreddamento

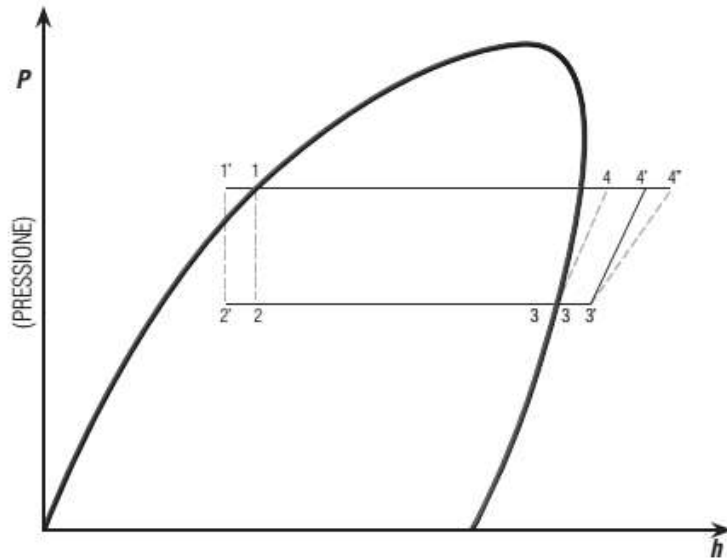


Figura 124: Ciclo frigorifero con sottoraffreddamento nel piano (h,p)

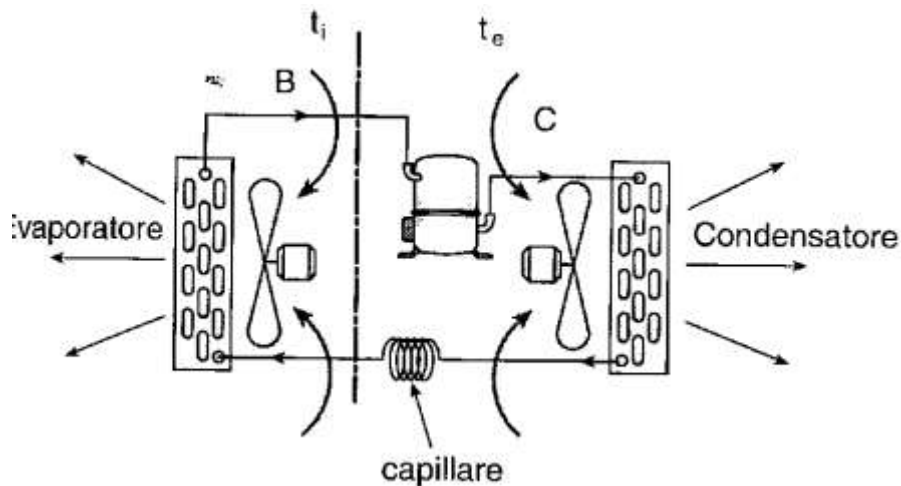


Figura 125: Schema impiantistico di un ciclo frigorifero a vapori saturi

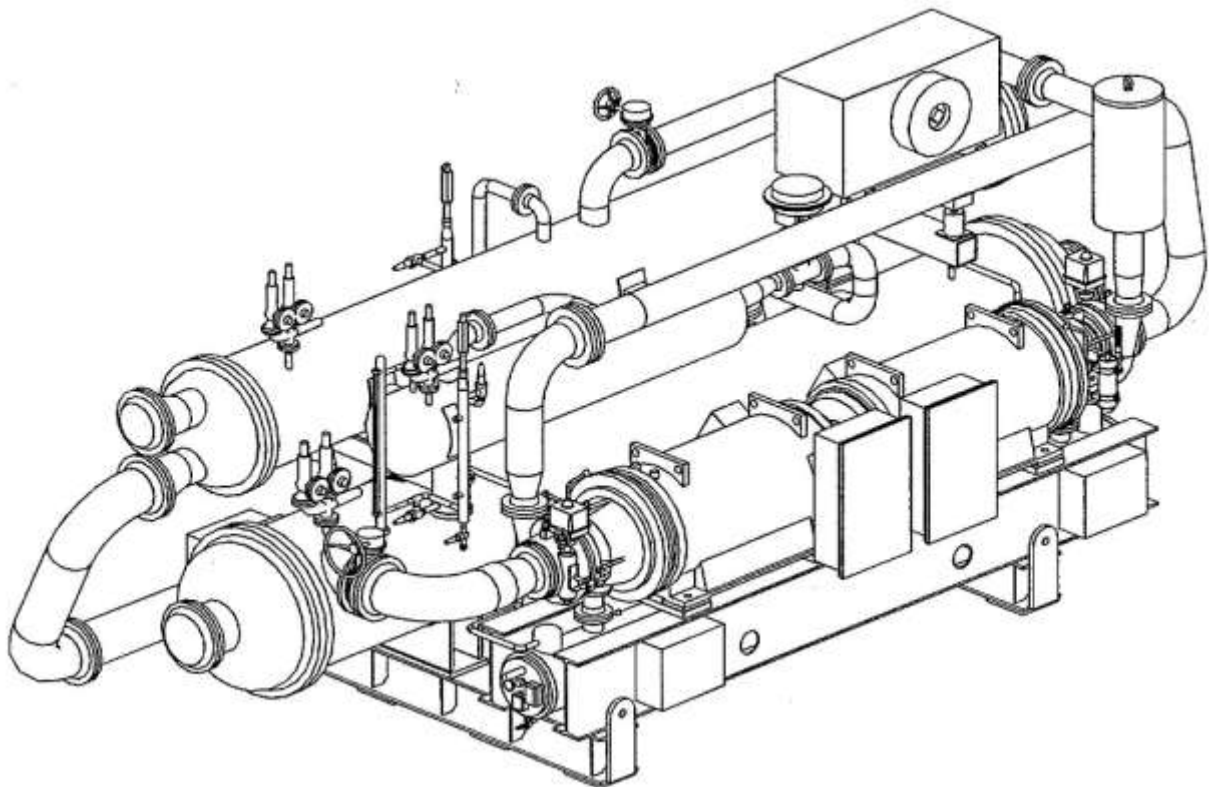


Figura 126: Assonometria di una pompa di calore del tipo acqua - acqua

Si intuisce che avere un *COP* pari a 3 significa ottenere 3 kJ di energia termica nell'ambiente da riscaldare contro 1 kJ di energia elettrica impegnata per alimentare il compressore e quindi si ha un effetto di moltiplicazione dell'energia elettrica convertita in energia termica e ciò, in qualche modo, compensa la perdita di trasformazione dell'energia termica in elettrica effettuata nelle centrali elettriche.

11.3 EFFICIENZA MEDIA STAGIONALE E CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE

Si osservi che il **COP** è riferito alle condizioni **nominali** di funzionamento. E' in fase propositiva l'*ESCOP* (*European Seasonal Coefficient of Performance*) definito come efficienza

media stagionale con riferimento alle condizioni climatiche di riferimento esterne. Si definisce anche un valore medio stagionale, detto SCOP (vedi Figura 129), definito dalla relazione:

$$SCOP = \frac{\int_{stagione} Q_{pozzo_caldo}}{\int_{stagione} L_{compressore+ Ausiliari}}$$

Tale norma fissa le condizioni di riferimento per pompe di calore per solo riscaldamento o con funzionamento combinato, come indicato nella seguente tabella.

CONDIZIONI DI RIFERIMENTO PER UNA POMPA DI CALORE PER SOLO RISCALDAMENTO O FUNZIONAMENTO COMBINATO

Sorgente fredda	Temperatura sorgente fredda				Temperatura pozzo caldo riscaldamento ad aria ¹⁾	Temperatura pozzo caldo riscaldamento idronico ²⁾			Temperatura pozzo caldo produzione acs ³⁾	
	-7	2	7	12	20	35	45	55	45	55
Aria	-7	2	7	12	20	35	45	55	45	55
Acqua		5	10	15	20	35	45	55	45	55
Terreno/roccia	-5	0	5	10	20	35	45	55	45	55

- 1) Temperatura di ripresa.
- 2) Per almeno una delle temperature indicate. Altri dati suggeriti: 25°C, 65°C.
- 3) Per almeno una delle temperature indicate.

Tabella 52: Condizioni di riferimento per una pompa di calore per riscaldamento

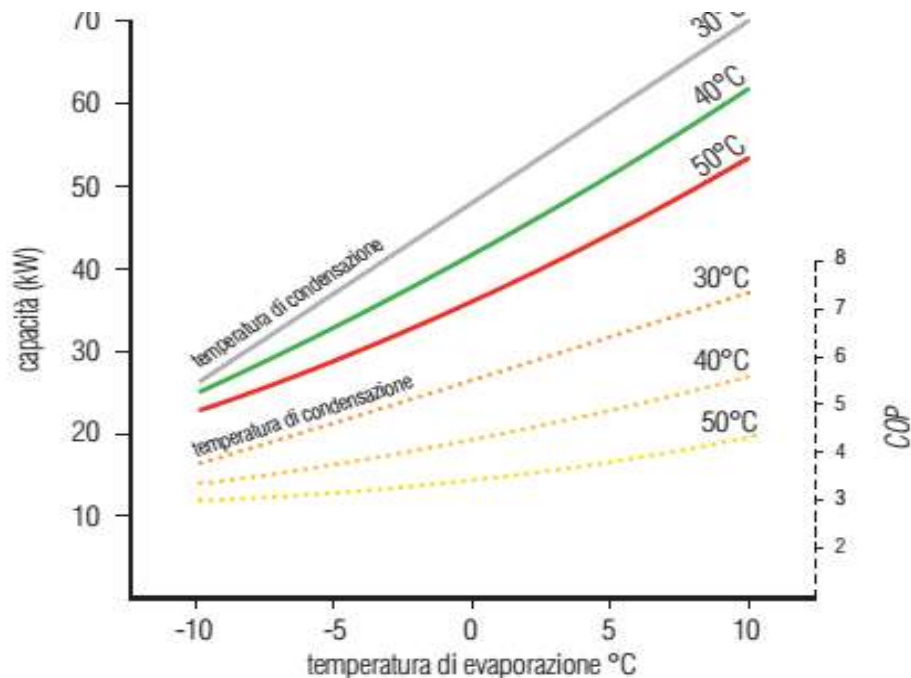


Figura 127: Andamento della potenza e COP al variare della temperatura esterna

La potenza termica delle pompe di calore dipende dalla temperatura esterna (serbatoio freddo). Ad esempio si ha la Figura 127 per pompe di calore di vari costruttori nella quale si evidenzia la variazione della potenza e del COP al variare della temperatura esterna.

A partire dall' 1 gennaio 2013, per effetto della direttiva 2005/32/CE, i calcoli delle prestazioni cambieranno da COP a SCOP e da EER a SEER. L'aggiunta della "S" indica le prestazioni stagionali raggiunte grazie alla pompa di calore. Questo nuovo sistema di calcolo stagionale

permetterà all'utente di valutare meglio la reale efficienza dell'impianto di condizionamento e della pompa di calore, la cui potenza nominale non supera i 12 kW.

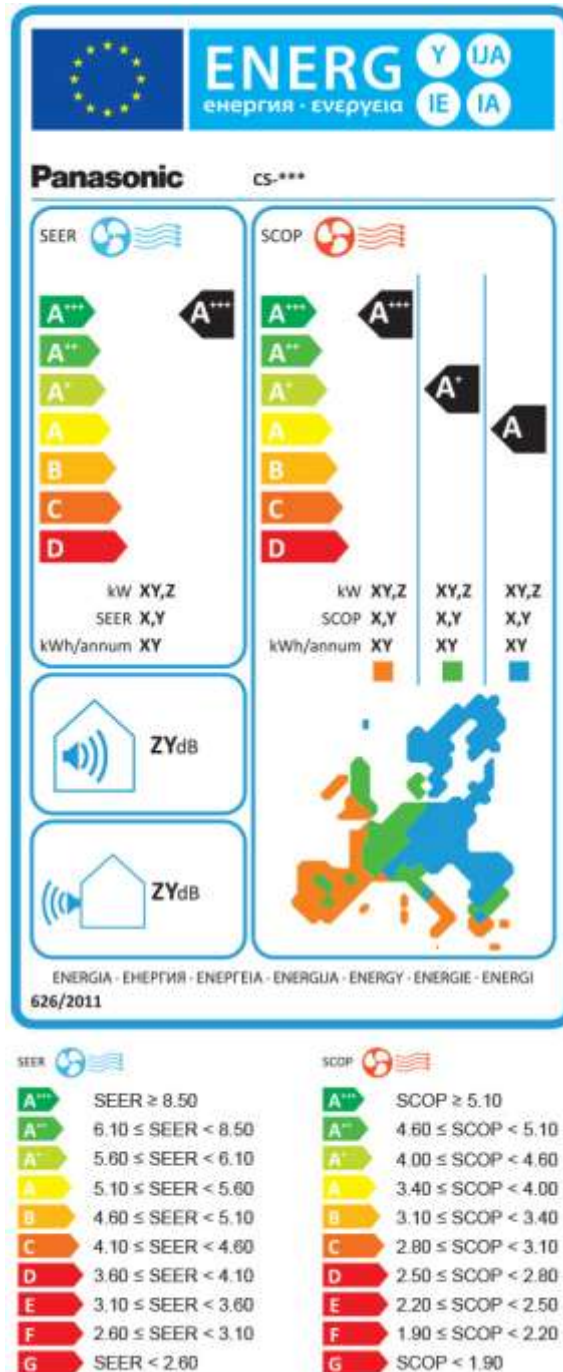


Figura 128: Nuova etichettatura dei refrigeratori e pompe di calore

Il nuovo sistema verrà adottato gradualmente, dal 1 gennaio 2013 al 1 gennaio 2019, con le seguenti scadenze per le diverse categorie di prodotto:

- 1 gennaio 2013: A+++, A++, A+, A, B, C, D, E, F e G.
- 1 gennaio 2015: A+++, A++, A+, A, B, C, D, E e F.
- 1 gennaio 2017: A+++, A++, A+, A, B, C, D e E.
- 1 gennaio 2019: A+++, A++, A+, A, B, C e D.

Indice di efficienza energetica stagionale (SEER)– rappresenta il rapporto di efficienza energetica stagionale dell'unità, rappresentativo dell'intera stagione di raffreddamento. È

calcolato come il fabbisogno annuo di raffreddamento di riferimento diviso per il consumo annuo di energia elettrica a fini di raffreddamento.

Coefficiente di prestazione stagionale» (SCOP) – rappresenta il coefficiente complessivo del rendimento dell'unità, rappresentativo dell'intera stagione di riscaldamento indicato (il valore di SCOP è specifico per una data stagione di riscaldamento). È calcolato come il fabbisogno annuo di riscaldamento di riferimento diviso per il consumo annuo di energia elettrica a fini di riscaldamento.

Il costruttore può scegliere di dichiarare i dati per tutte le zone. Il clima *medio (Average)* è l'unico obbligatorio.

DATI TECNICI			HP - WARM 55	HP - WARM 70	HP - WARM 90	HP - WARM 120	HP - WARM 145
Codice			DHP1000055	DHP1000070	DHP1000090	DHP100001C	DHP100001F
Classe energetica Eurovent			A	A	A	A	A
RISCALDAMENTO							
Potenza termica nominale	Δ °C b.u. -7°C b.s.	kW	5,49	6,91	8,8	12	14,5
Potenza assorbibile	30/35°C	kW	1,33	1,70	2,17	2,96	3,57
COP EN 14511	Sistemi radianti		3,9	3,9	3,9	3,93	3,92
COP Eurovent			4,13	4,07	4,06	4,06	4,06
RAFFRESCAMENTO							
Potenza frigorifera	35 °C b.u. - 24°C b.s.	kW	4,17	6,24	7,96	10,2	12,9
Potenza assorbibile	23/18°C	kW	1,1	1,7	2,12	2,78	3,49
EER - EN 14511	Sistemi radianti		3,6	3,6	3,65	3,61	3,67
EER - Eurovent			3,79	3,67	3,75	3,67	3,7
ESEER			6,84	6,59	6,75	6,6	6,69
RISCALDAMENTO							
Potenza termica	Δ °C b.u. -7°C b.s. 40/45°C	kW	5,28	6,64	8,35	11,6	14
Potenza assorbibile	Convettori, ventilconvettori e radiatori bassa temperatura (ΔT 22,5 K)	kW	1,64	2,07	2,61	3,61	4,38
COP - Eurovent			3,22	3,21	3,2	3,21	3,2
RAFFRESCAMENTO							
Potenza frigorifera	35 °C b.u. - 24°C b.s.	kW	3,81	5,15	6,01	8,71	11,5
Potenza assorbibile	12/7°C	kW	1,48	2	2,28	3,32	4,37
EER - Eurovent	Terminali		2,58	2,57	2,64	2,62	2,63
ESEER			4,65	4,57	4,69	4,66	4,66
SCOP - Z.C. Average	Pannelli radianti		3,72	3,62	3,68	3,8	3,88
SCOP - Z.C. Average	Terminali e radiatori B.T.		3,25	3,22	3,3	3,36	3,37
SCOP - Z.C. Warmer	Pannelli radianti		4,92	4,79	4,81	5,02	5,19
SCOP - Z.C. Warmer	Terminali e radiatori B.T.		4,48	4,43	4,47	4,59	4,58
Contenuto in peso del gas refrigerante		kg	1,3	1,9	1,9	3,5	4,9
Massima potenza assorbibile	Massime condizioni ammesse	kW	2,9	3,52	4,35	6,69	6,75
Massima corrente assorbibile		A	13	15,8	19	11,5	11,5
Alimentazione		VHz	230 - 50	230 - 50	230 - 50	400/3 - 50	400/3 - 50
Potenza sonora		dB (A)	62	62	63	64	67
Dimensioni		mm	895x378x992	895x378x992	895x378x992	1038x410x1234	1038x410x1234
Peso		kg	110	114	122	168	173

Figura 129: Data Sheet di una moderna pompa di calore con l'indicazione dello SCOP

11.4 UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE

L'uso delle *pompe di calore* è allora razionale e certamente ammissibile rispetto all'uso delle semplici resistenze elettriche. Oggi le pompe di calore si stanno diffondendo notevolmente grazie

alla possibilità di inversione rapida del funzionamento da estivo ad invernale e viceversa che viene effettuata mediante una apposita cassetta di scambio.

Ad esempio in Figura 130 si ha un normale ciclo frigorifero aria-aria in funzionamento estivo.

In Figura 131 si ha lo stesso impianto in funzionamento invernale: si osservi come le funzioni del condensatore e dell'evaporatore siano state invertite mediante la cassetta di scambio senza dovere fisicamente scambiare le posizioni dei due scambiatori di calore.

DATI GENERALI

Serie RAX	Modello	432	532	632	732	832	1032	1232
* Potenza frigorifera	kW	94	109	127	164	191	225	266
	frig/h	80.800	93.700	109.200	141.000	164.300	193.500	229.000
* Potenza assorbita totale	kW	38,5	40,5	48,5	62,6	72,3	84,2	98
* Corrente assorbita	A	130	-	-	-	-	-	-
	220 V 380 V	75	76	98	120	141	163	182
* Portata acqua	l/s	4,49	5,21	6,07	7,83	9,13	10,75	12,72
	m³/h	16,16	18,74	21,84	28,2	32,86	38,7	45,8
* Perdita di carico	kPa	27,5	28,4	37,3	54,9	37,3	53	54,9
	m C.A.	2,8	2,9	3,8	5,6	3,8	5,4	5,6
Superficie batterie condensanti	m²	2 x 2,45	2 x 3,35	2 x 3,35	4 x 2,25	4 x 2,78	4 x 3,65	4 x 3,65
Ranghi	n°	2	2	2	2	2	2	2
Portata aria totale	m³/h	40.000	43.700	52.000	71.500	78.100	91.300	106.000
	m³/s	11,11	12,14	14,44	19,86	21,69	25,36	29,44
Potenza sonora globale	dB(A)	65,5	90	91	92	92	94	95

Serie RAX-H	Modello	432	532	632	732	832	1032	1232
* Potenza frigorifera	kW	91,3	111	124	171	192	215	240
	frig/h	78.500	95.500	106.600	147.000	165.100	184.900	206.400
* Potenza assorbita totale	kW	37	36,5	45,1	59	66	79,2	94,3
* Corrente assorbita	A	125	-	-	-	-	-	-
	220 V 380 V	72,5	68	91	114	129	155	182
* Portata acqua	l/s	4,36	5,31	5,92	8,17	9,17	10,27	11,47
	m³/h	15,7	19,1	21,32	29,4	33,02	36,98	41,28
* Perdita di carico	kPa	26,5	29,4	35,3	58,9	37,3	49	45,1
	m C.A.	2,7	3	3,6	6	3,8	5	4,6
O Potenza termica	kW	103,5	129	135	186	200	234	270
	kcal/h	89.000	111.000	116.100	160.000	172.000	201.200	232.000
O Potenza assorbita totale	kW	39,3	39,5	48,8	62,2	69,2	80,25	96,5
O Corrente assorbita	A	133	-	-	-	-	-	-
	220 V 380 V	77	75	99	120	139	157	186
O Portata acqua	l/s	4,94	6,17	6,45	8,89	9,56	11,18	12,89
	m³/h	17,8	22,2	23,22	32	34,4	40,24	46,4
O Perdita di carico	kPa	24,5	29,4	31,4	52	30,4	43,2	42,2
	m C.A.	2,5	3	3,2	5,3	3,1	4,4	4,3
Superficie batterie condensanti	m²	2 x 2,45	2 x 3,35	2 x 3,35	4 x 2,25	4 x 2,78	4 x 3,65	4 x 3,65
Ranghi	n°	3	3	3	3	3	3	3
Portata aria totale	m³/s	10	11,86	13,89	19,44	21,53	24,44	28,9
	m³/h	36.000	42.700	50.000	70.000	77.500	87.500	103.500
Potenza sonora globale	dB(A)	86	88,5	90,5	91,5	91,5	94	95

Serie RAX - RAX-H	Modello	432	532	632	732	832	1032	1232
Tipo evaporatore		fascio tubiero						
Contenuto acqua evaporatore	dm³	29	32,5	32,5	40	48	61,5	65,8
Collegamenti idraulici		flangiati						
Diametro collegamenti idraulici		2 1/2"	3"	3"	3"	4"	4"	4"
Tipo compressore alternativo		ermetico			semiermetico			
Numero compressori / circuiti		2	2	2	2	2	2	2
Parzializzazione	%	0 - 50 - 100						
Avviamento		part - winding						
Potenza motori ventilatori (1)	n° x kW	4 x 0,55	4 x 0,55	4 x 0,75	6 x 0,75	6 x 0,75	8 x 0,75	8 x 0,75
Velocità motori ventilatori	g/m	930	935	935	930	930	950	950
	g/s	15,5	15,6	15,6	15,5	15,5	15,8	15,8
Corrente di spunto	A	365	-	-	-	-	-	-
	220 V 380 V	210	165	177	210	239	360	420
Dimensioni	altezza	mm	1.430	1.830	1.830	1.830	2.180	2.180
	larghezza	mm	1.900	2.200	2.200	2.200	2.200	2.200
	Profondità	mm	2.820	2.930	2.930	3.915	3.915	4.900
Peso	kg	RAX	1.160	1.610	1.670	2.020	2.236	2.720
		RAX-H	1.296	1.836	1.900	2.300	2.536	3.070

Tabella 53: Dati tecnici relativi ai refrigeratori d'acqua (e/o pompe di calore)

Le problematiche impiantistiche che le pompe di calore pongono sono diverse. Esse richiedono impianti elettrici di maggiore potenza installata e pertanto si ha un aggravio di costo anche nel canone mensile pagato all'Azienda Elettrica. Pertanto risulta più ragionevole pensare di avere impianti reversibili cioè capaci di fornire freddo in estate (condizionamento) e caldo in inverno (riscaldamento a pompa di calore). In quest'ottica gli impianti a pompa di calore risultano

convenienti. Gli spazi occupati dalle pompe di calore è solitamente limitato e la rete di distribuzione può essere sia ad acqua che ad aria. I terminali possono essere del tipo *fan coil* (cioè dei *termoventilconvettori* capaci di funzionare sia per il riscaldamento che per il condizionamento) o delle *Unità di trattamento aria (UTA)* canalizzate o non. L'esercizio di queste macchine è oltremodo semplice e non richiede alcuna particolare attenzione.

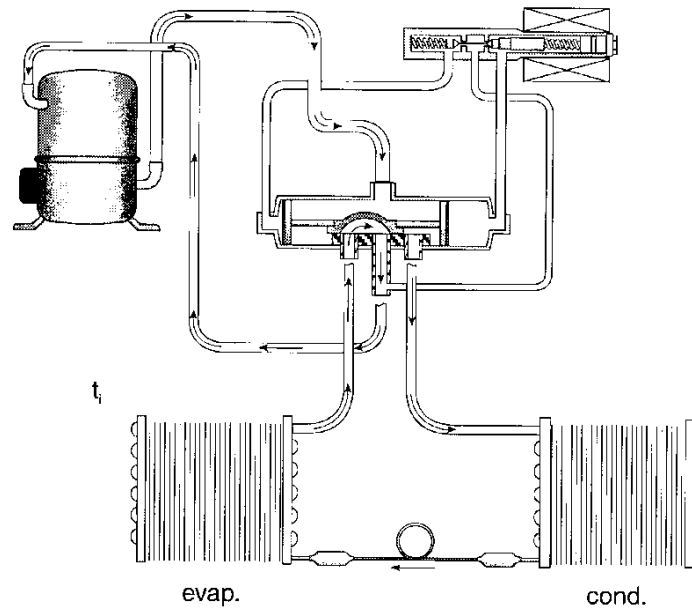


Figura 130: Funzionamento estivo di un ciclo frigorifero reversibile

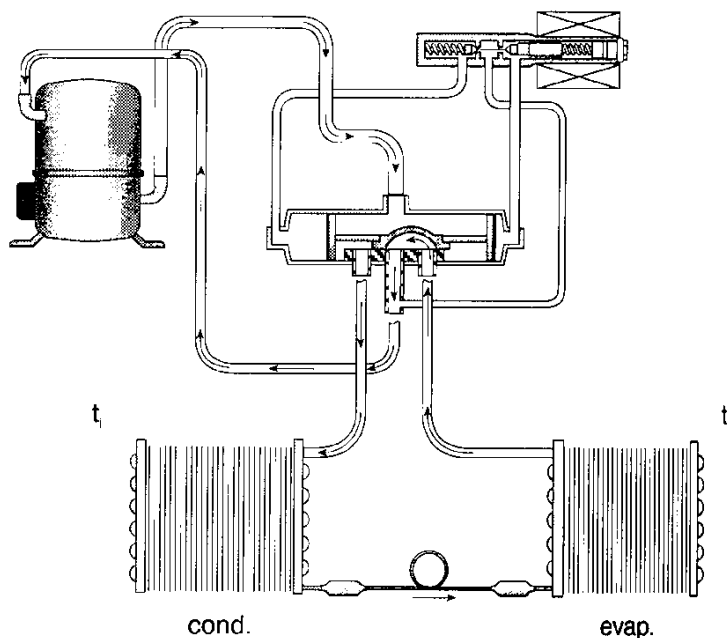


Figura 131: Funzionamento invernale di un ciclo frigorifero reversibile

La regolazione è solitamente effettuata dalla stessa macchina e risulta molto efficiente (specialmente nei modelli più recenti che fanno uso di logica *fuzzy*).

E' bene tenere presente che quando si hanno reti di distribuzione ad aria (quindi canali) gli spazi occupati da queste non sono trascurabili e debbono essere tenuti in debito conto in sede progettuale sia impiantistica che architettonica.

Di regola i canali d'aria hanno dimensioni non trascurabili e non possono essere nascoste nelle murature, come si fa normalmente con le tubazioni per l'acqua. Il progettista deve prevedere

spazi adeguati (dell'ordine del metro) per il passaggio dei canali e per i cavedi di attraversamento fra i vari piani. La mancanza di questi spazi costituisce un grave problema nel momento della posa di questi tipi di impianti e quasi sempre le soluzioni di compromesso comportano modifiche architettoniche e superfetazioni non facili da accettare.

In Figura 146 si riporta un esempio dell'impiantistica necessaria per l'installazione di una pompa di calore che alimenta una rete ad aria canalizzata. Sono ben visibili gli spazi necessari per la posa dei canali, per gli attraversamenti murari e per i terminali di mandata.

Questo tipo di impianti richiede spesso la controsoffittatura degli ambienti o quanto meno delle zone interessate dall'attraversamento dei canali o dalla presenza delle UTA e dei terminali di mandata. I cicli frigoriferi vengono utilizzati, nei grandi impianti, in opportune macchine per il raffreddamento dell'acqua di alimento delle batterie di acqua fredda nelle centrali di trattamento dell'aria. Queste unità possono raggiungere dimensioni notevoli.

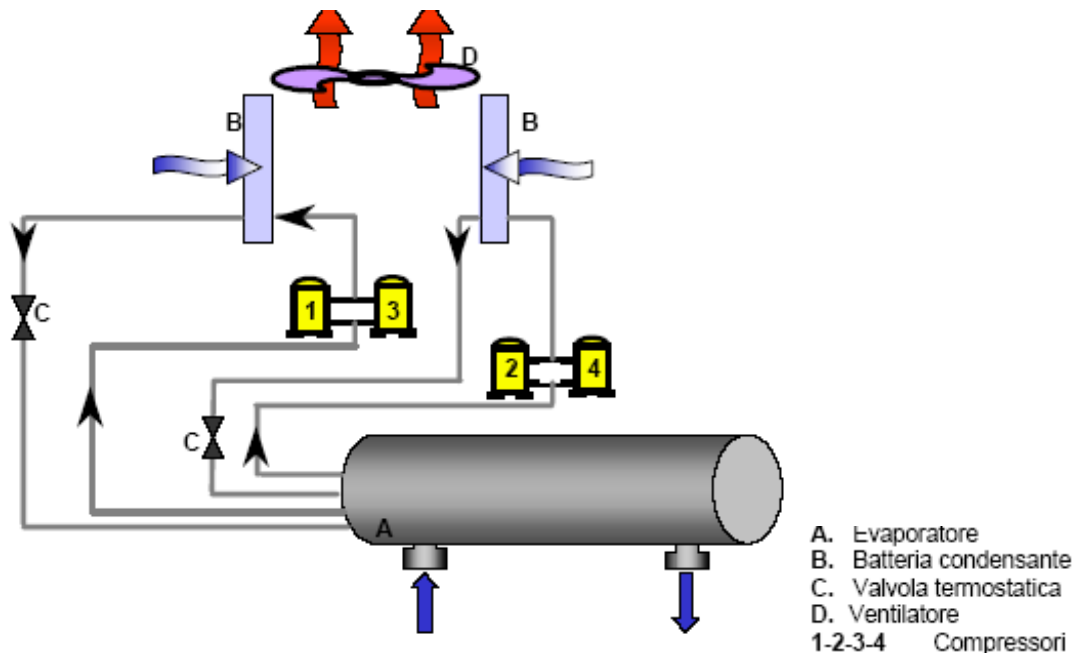


Figura 132: Layout impiantistico di un refrigeratore in funzionamento estivo

Al loro interno si hanno tutti gli organi meccanici ed elettrici indicati in precedenza. Sono ben visibili i compressori alimentati elettricamente, l'evaporatore, il condensatore e il sistema di raffreddamento a ventola in copertura.

Queste macchine sono oggi molto diffuse nell'impiantistica perché consentono di avere acqua fredda senza la necessità del raffreddamento dei condensatori ad acqua.

Questi ultimi, seppure più vantaggiosi dal punto di vista dell'efficienza, richiedono la disponibilità di acqua corrente o l'installazione di torri di raffreddamento ingombranti e complesse.

Le stesse macchine possono funzionare anche come *Pompa di calore*: in questo caso il circuito interno viene invertito mediante elettrovalvole e lo scambiatore di calore che di norma è il condensatore diviene l'evaporatore (e quindi assorbe calore dall'aria tramite le ventole) mentre l'evaporatore diviene il condensatore che viene raffreddato dall'acqua del circuito di riscaldamento interno degli edifici.

La selezione dei refrigeratori d'acqua e delle pompe di calore viene effettuata tramite i cataloghi forniti dal costruttore nel quale si hanno tutti i dati necessari sia alla selezione del modello che alla progettazione impiantistica (potenza dei motori, diametro di attacco, ingombro geometrico, peso, schemi elettrici, tipo di alimentazione, ...).

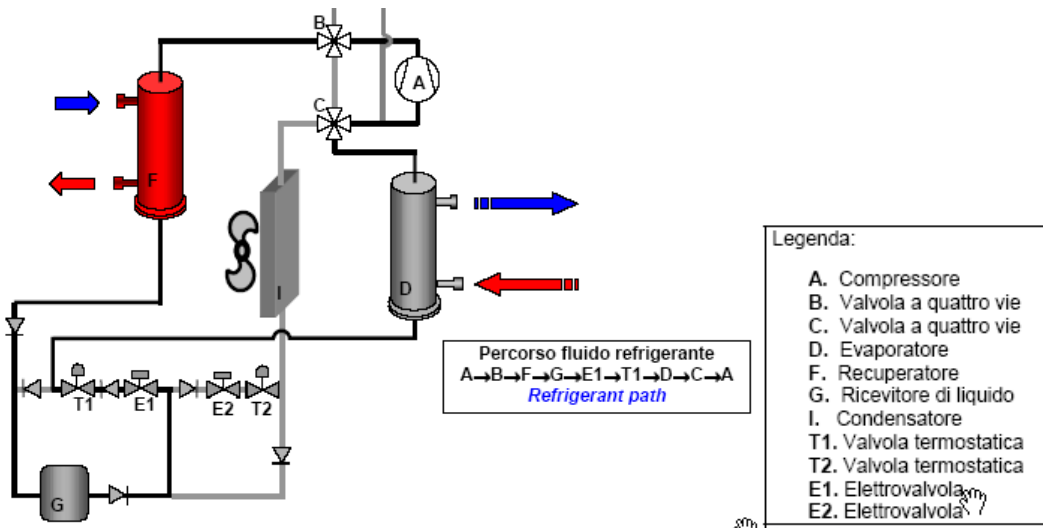


Figura 133: Layout impiantistico di un refrigeratore in funzionamento estivo

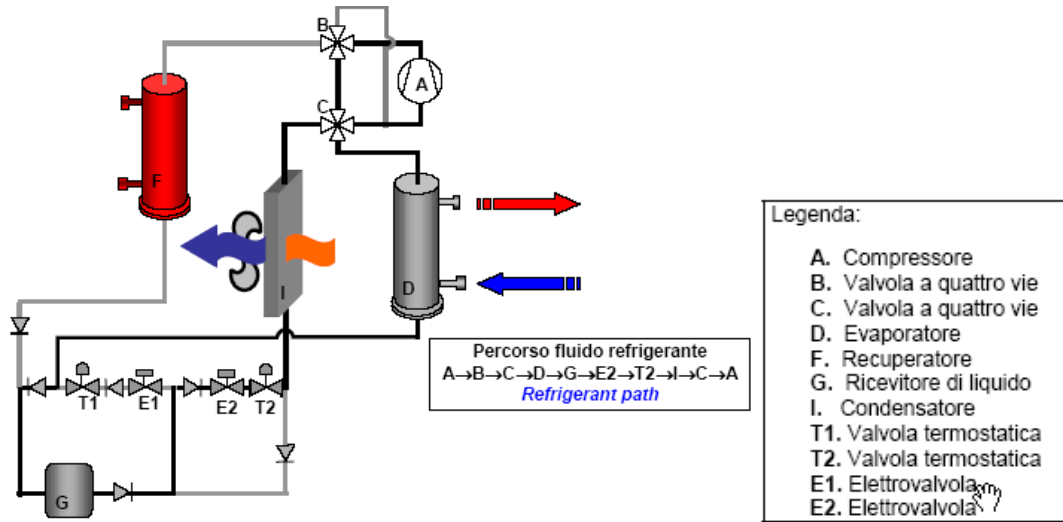


Figura 134: Layout impiantistico per una pompa di calore- stagione invernale

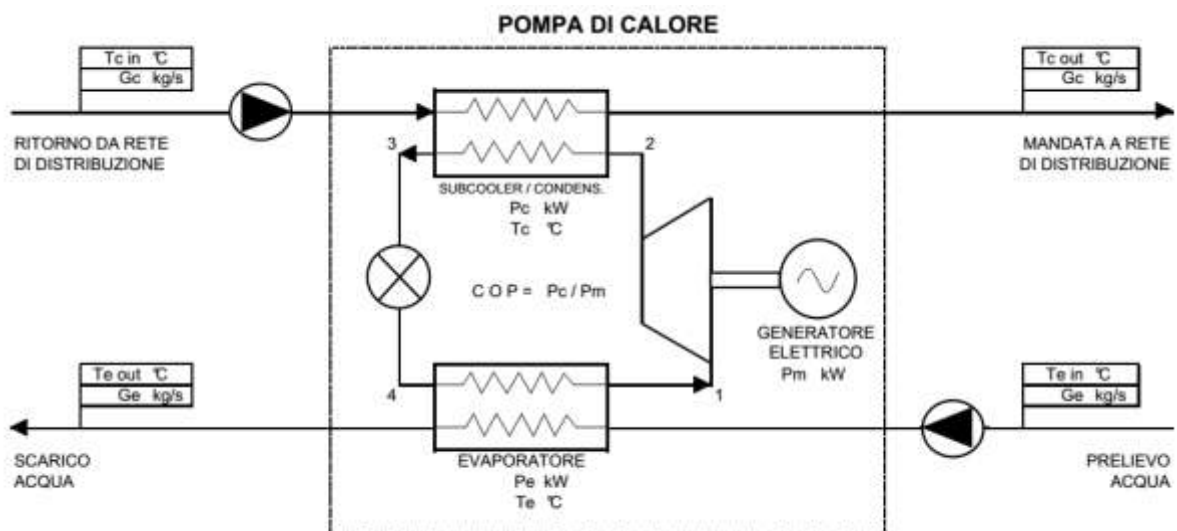


Figura 135: Schema di funzionamento della pompa di calore

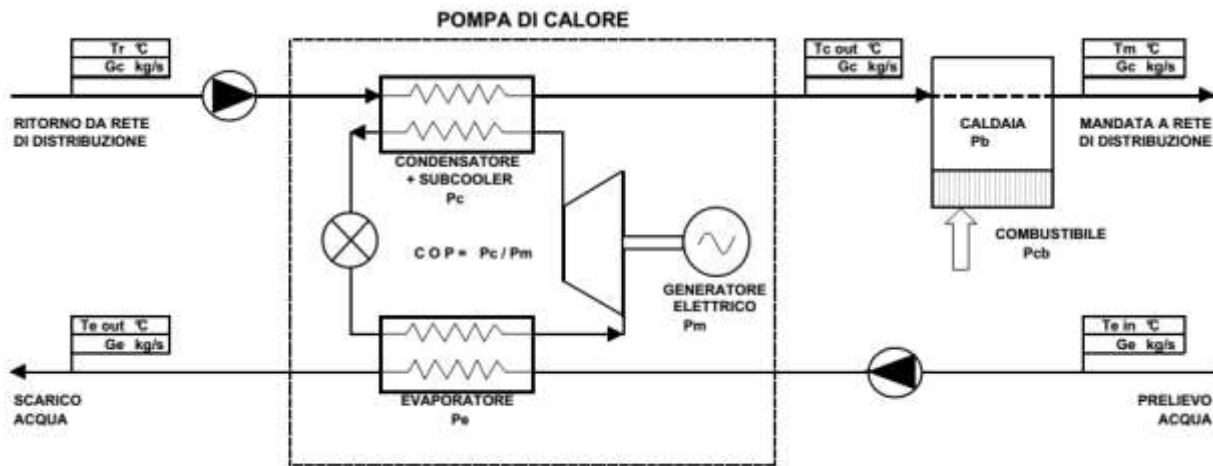


Figura 136: Schema di impianto di una pompa di calore ed una caldaia di integrazione

11.5 TEMPERATURA BIVALENTE

Se si riporta su un diagramma la potenza termica ottenuta da una pompa di calore al variare della temperatura della sorgente fredda e la potenza termica richiesta dall'edificio (carico termico al variare della tessa temperatura esterna), si ha il grafico.seguente

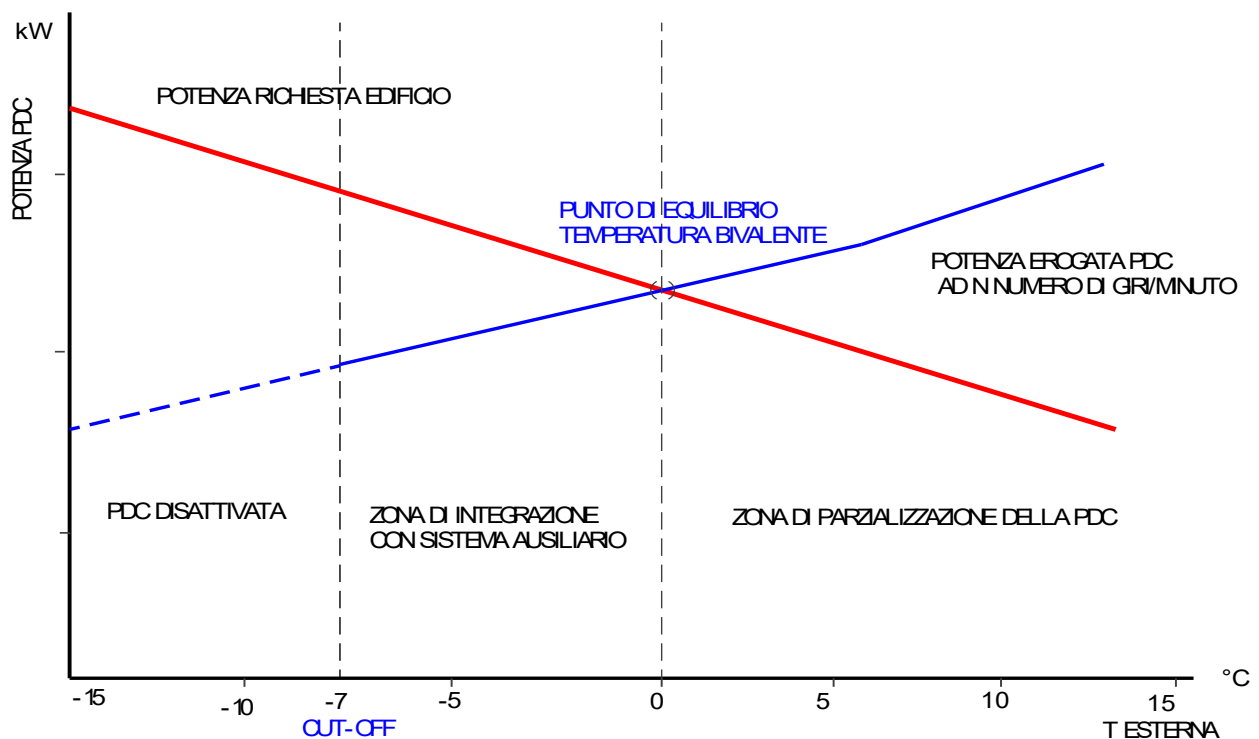


Figura 137: Punto di equilibrio e temperatura bivalente

Si osserva in questo diagramma che:

- La potenza della pompa di calore al pozzo caldo cresce al crescere della temperatura esterna (sorgente fredda aeraulica);
- Al di sotto della temperatura di cut-off la pompa di calore non funziona;

- Il punto di equilibrio si ha quando la potenza fornita dalla pompa di calore bilancia il carico termico dell'edificio. La temperatura corrispondente al punto di equilibrio viene detta **temperatura bivalente**.
- A sinistra del punto di equilibrio la pompa di calore non può soddisfare da sola il carico termico e pertanto è necessaria un'integrazione;
- A destra del punto di equilibrio la pompa di calore fornisce più potenza di quanto ne richiede l'edificio e pertanto funziona a carico ridotto ($CR < 1$).

Al variare della temperatura del pozzo caldo il precedente diagramma si modifica, come indicato in figura seguente nella quale si osserva che al crescere della temperatura suddetta la curva di potenza della pompa di calore si abbassa e quindi il punto di equilibrio (e quindi anche la temperatura bivalente) si sposta verso destra.

Questo effetto può essere ottenuto con una pompa di calore con inverter che può fornire una potenza variabile con la frequenza dell'inverter.

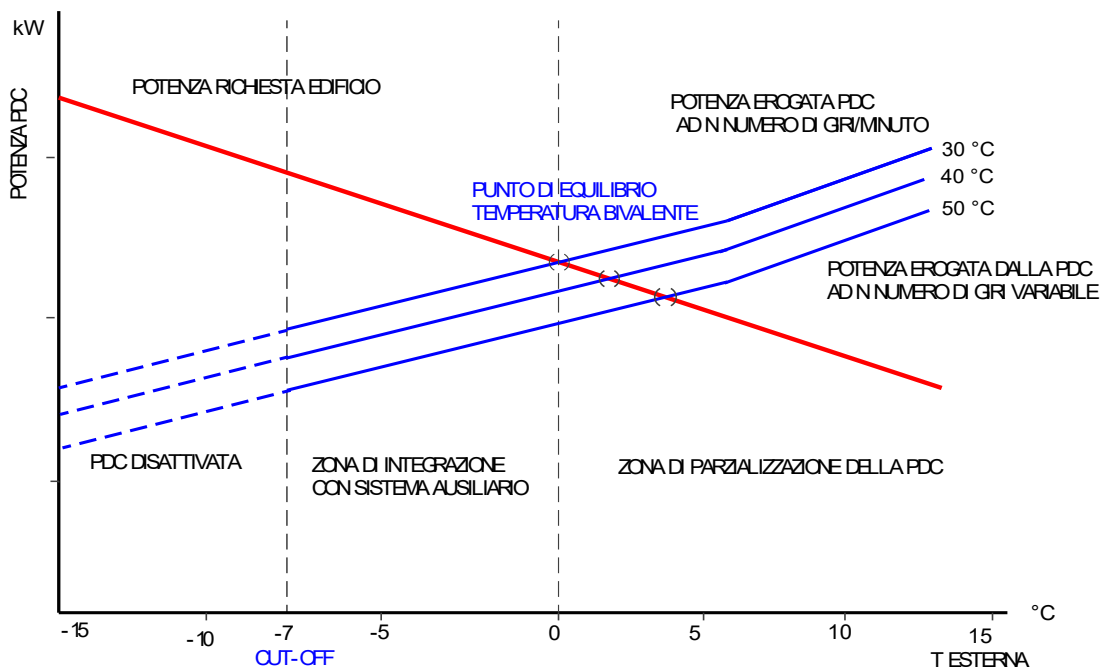


Figura 138: Variazione del punto di equilibrio al variare della temperatura di pozzo caldo

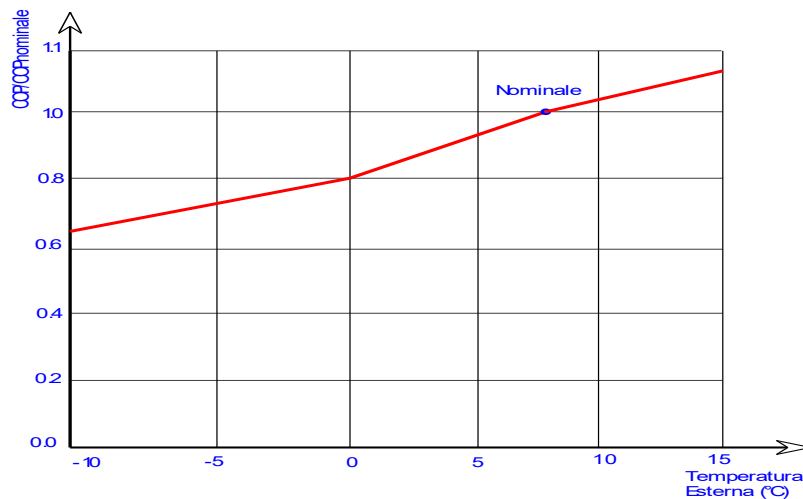


Figura 139: Variazione del rapporto $COP/CO_{Pnominale}$

Si può osservare come varia il rapporto $COP/COP_{nominale}$ al variare della temperatura di sorgente fredda in questo caso dell'aria esterna). Si osserva come spostandosi verso le basse temperature esterne, cioè verso il cut -off, si abbiano perdite di efficienza superiori al 30%. In questi casi occorre utilizzare sistemi con aria miscelata che sposti la temperatura all'evaporatore verso valori più prossimi alla temperatura nominale.

11.6 METODI PER INCREMENTARE LE PRESTAZIONI DELLE POMPE DI CALORE

In base a quanto sopra detto per incrementare l'efficienza delle pompe di calore occorre procedere secondo le seguenti vie:

- ridurre la temperatura di mandata dell'impianto (ad es. uso di impianti a pannelli radianti a pavimento, termoconvettori a bassa temperatura,...)
- cercare sorgenti esterne a temperatura più alta possibile, ad es.:
 - flussi di scarto (aria di ventilazione);
 - terreno, acqua di falda (sorgenti geotermiche);
 - acque superficiali: laghi, corsi d'acqua.
- uso di inverter, suddivisione della potenza installata su più macchine, ...
- necessità di sbrinamento della batteria esterna (nel caso di pompe di calore evaporanti in aria)

Nelle figure seguenti si hanno gli schemi funzionali per l'utilizzo dell'aria di ventilazione degli edifici e per l'utilizzo di sorgenti geotermiche.

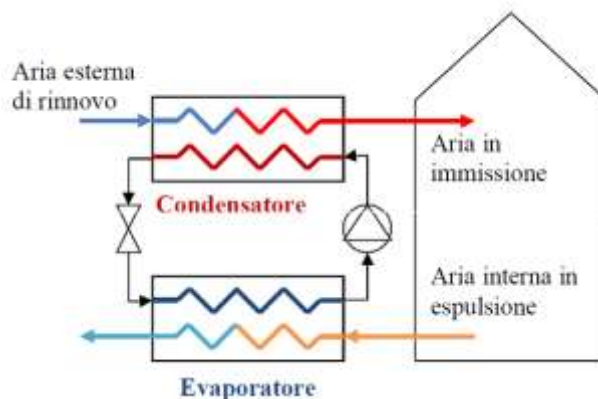


Figura 140: Recupero di calore dell'aria di espulsione

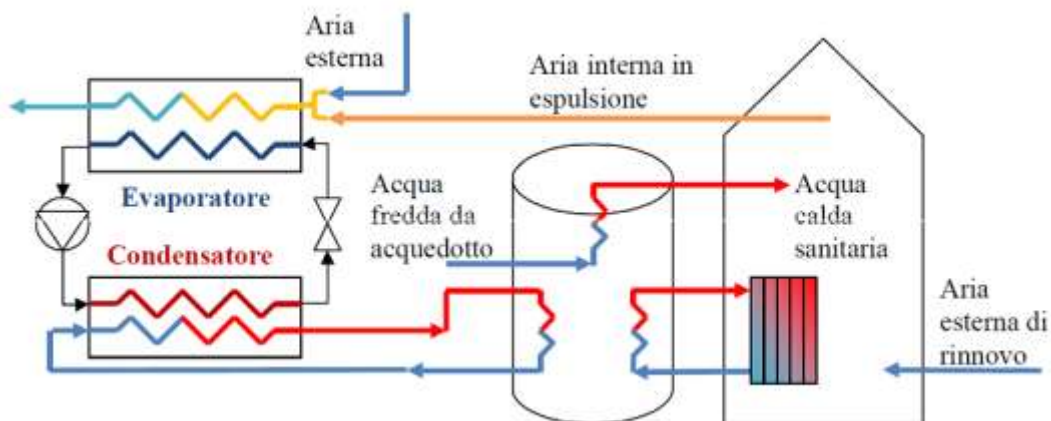


Figura 141: Recupero di calore dell'aria di espulsione per riscaldamento e ACS

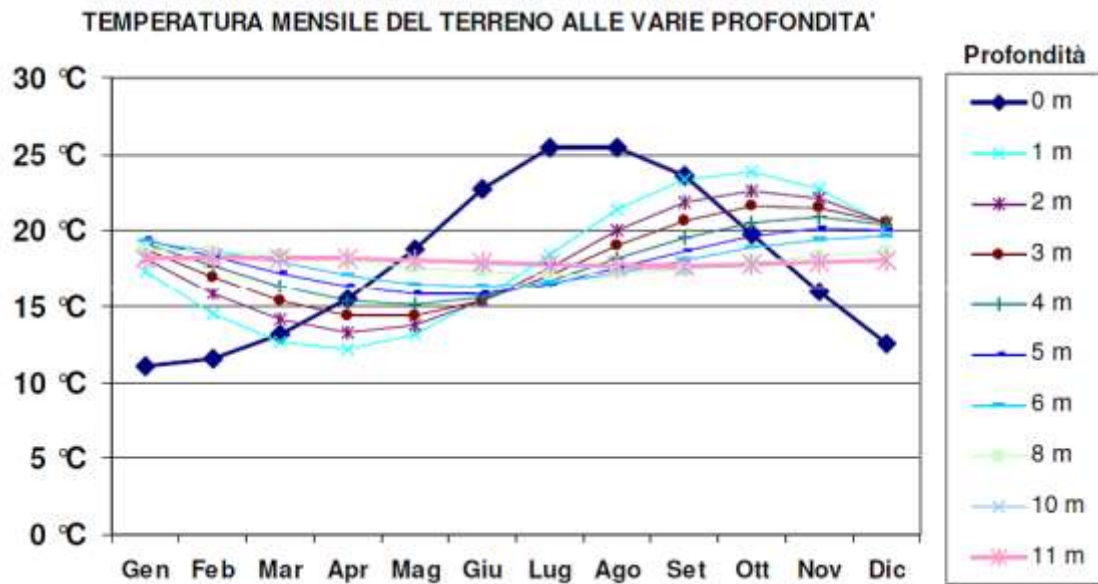


Figura 142: Andamento della temperatura del terreno a varie profondità

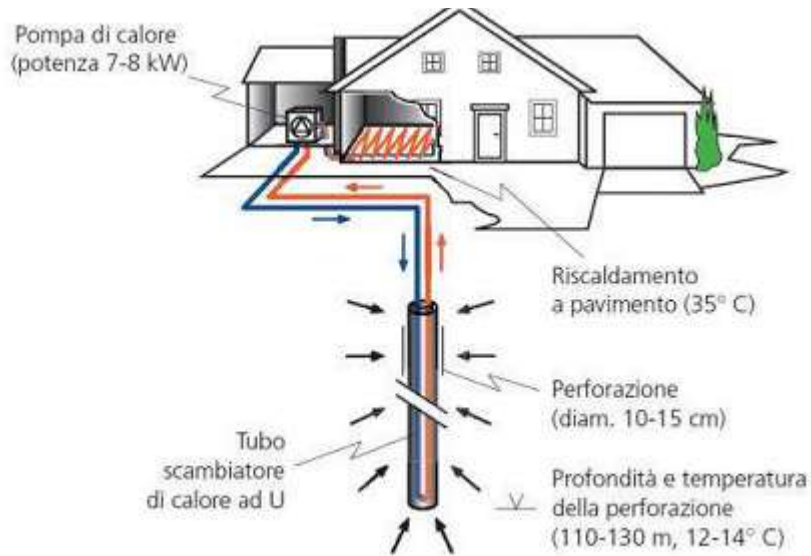


Figura 143: Schema impiantistico di una pompa di calore geotermica

11.7 CAMPI DI APPLICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE AL VARIE DELLE ZONE CLIMATICHE

Per una assegnata temperatura di pozzo caldo (ad esempio 40 °C), il diagramma seguente sintetizza in modo qualitativo l'andamento dello SCOP (valore medio stagionale del COP) al variare dei Gradi-Giorno e quindi delle zone climatiche.

Si osserva che fino a circa 1400 GG le PdC ad aria possono essere convenienti da utilizzare, se si eccettua la superiorità delle pome alimentate ad acqua valida per qualunque zona climatica.

Oltre i 1400 GG sono convenienti le PdC geotermiche che hanno una temperatura di sorgente fredda più elevata.

Se si dispone di acqua di falda, di lago o di mare l'utilizzo di PdC che hanno sorgente fredda in acqua risulta sempre la più conveniente.

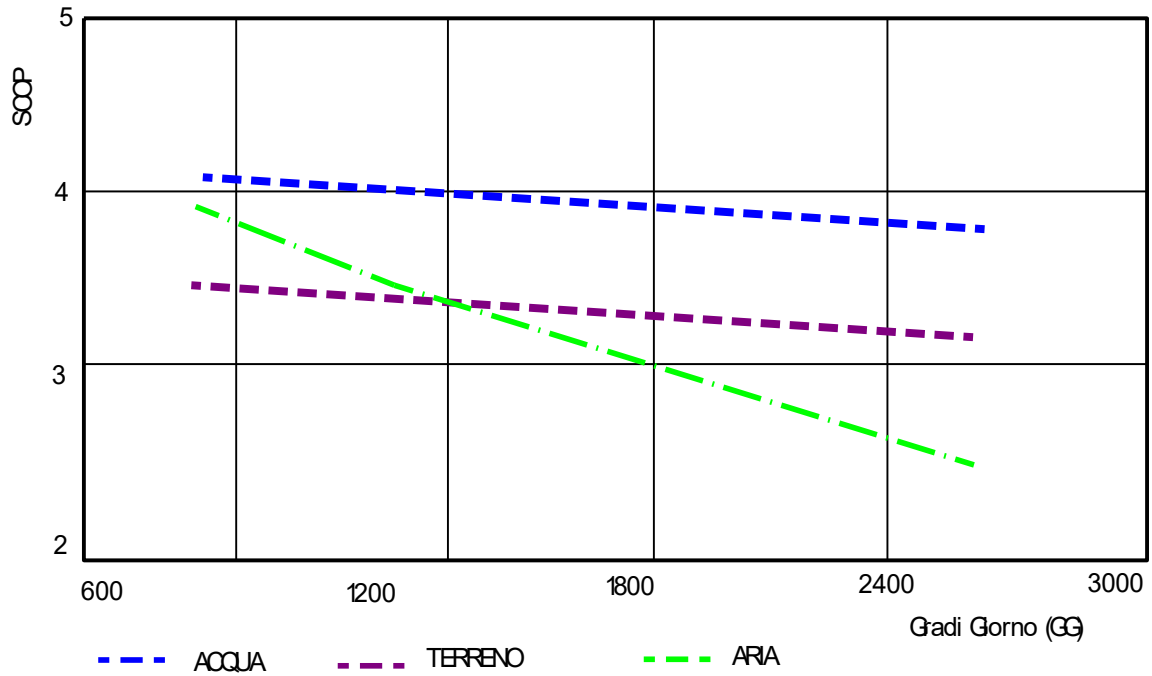


Figura 144: Andamento dello SCOP per varie zone climatiche

11.8 CONVENIENZA DELLE POMPE DI CALORE

In figura seguente si ha un abaco che indica il COP minimo per verificare la convenienza rispetto alle caldaie tradizionali al variare del rendimento elettrico di riferimento.

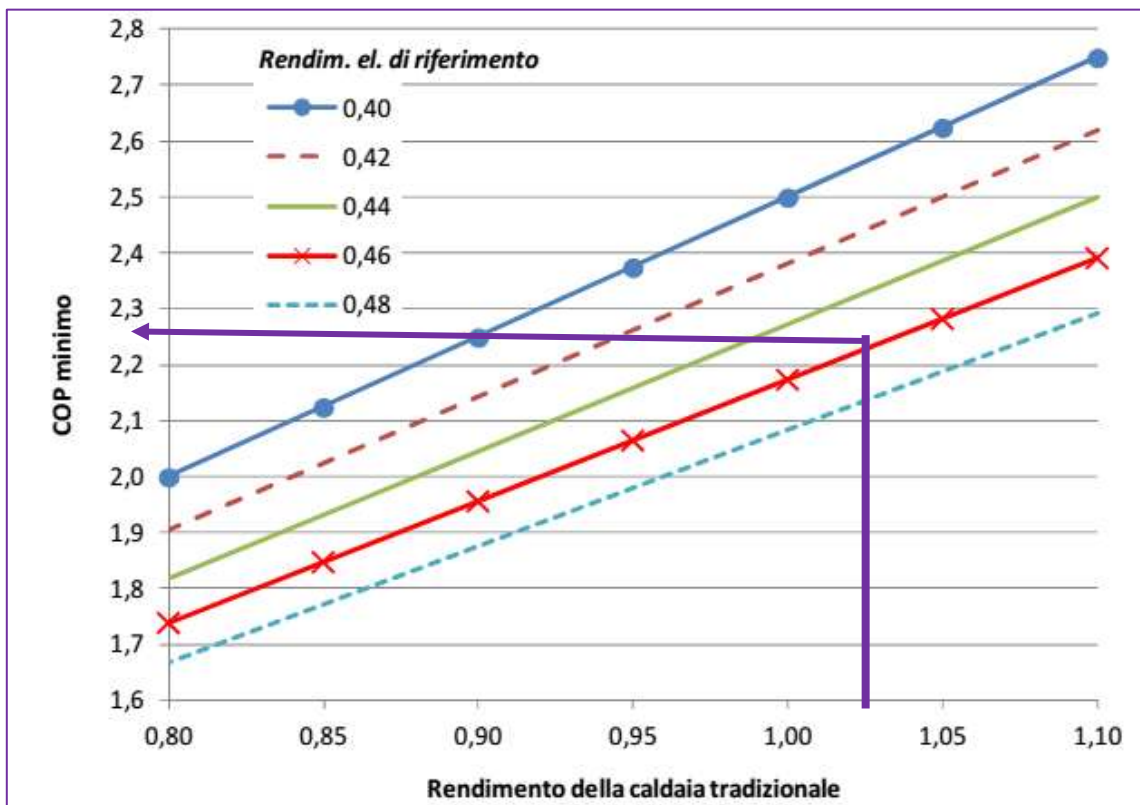


Figura 145: Convenienza delle PdC rispetto alle caldaie tradizionali

11.9 PROBLEMATICHE DELLE POMPE DI CALORE

Sebbene l'utilizzo delle pompe di calore sia oggi molto più esteso rispetto ad una decina di anni fa per i vantaggi sopra esposti, vanno tuttavia tenute in considerazione alcune problematiche che si possono presentare nel loro utilizzo. In primo luogo si consideri che la temperatura dell'aria esterna non può variare liberamente ma è soggetta a limiti massimi indicati dai vari Costruttori.

In ogni caso si ha, in genere, un limite (*cut off*) a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e in qualche caso anche $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pertanto in zone climatiche molto fredde (dalla D in su) spesso è impossibile utilizzare le pompe di calore avendo come sorgente direttamente l'aria esterna.

Inoltre l'utilizzo di impianti con acqua quale fluido di lavoro (quindi escludendo i sistemi split con batterie ad espansione diretta) può avvenire solo con forti percentuali di antigelo (glicole etilenico) variabili da 20 al 35%. Ciò comporta anche un dimensionamento ad hoc della rete di distribuzione a causa della sensibile variazione della densità dell'acqua additivata.

Una seconda importante considerazione per l'utilizzo delle pompe di calore è che, nel caso di unità di trattamento aria con presa di aria esterna, nei climi più freddi, già al di sotto di $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, occorre evitare la ghiacciatura dell'acqua nelle batterie di scambio quando l'impianto è spento.

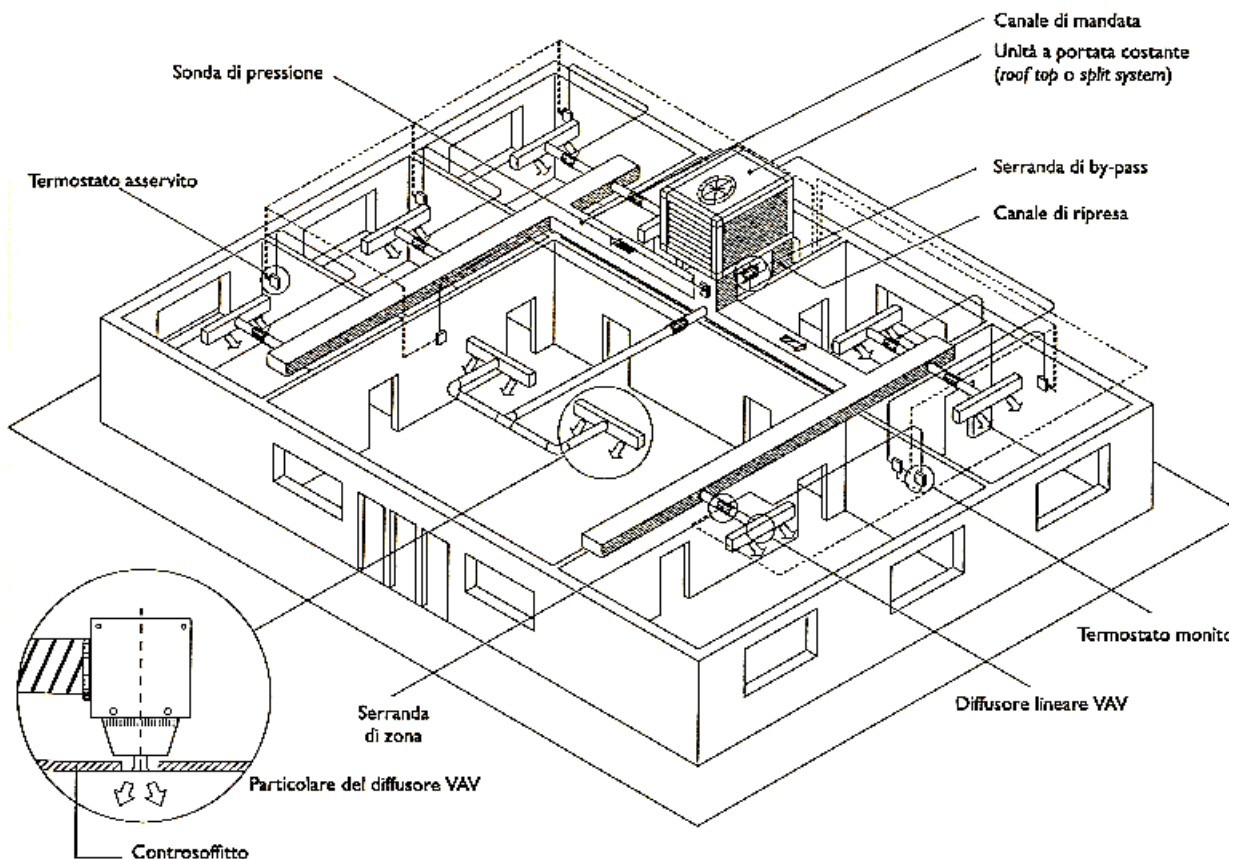


Figura 146: Esempio di impianto a pompa di calore con distribuzione ad aria

Pertanto occorre inserire opportune batterie di riscaldamento (scaldiglie) atte ad evitare la ghiacciatura dell'acqua o a scongelarla nel caso si sia già verificata.

Una terza importante considerazione deriva dall'osservazione che le potenzialità delle pompe di calore sono praticamente equivalenti (si ha qualche percento in più per la resa termica invernale) per l'estate e per l'inverno e pertanto la stessa macchina deve potere far fronte ad entrambi i carichi mediante semplice inversione. Tuttavia per le zone climatiche più fredde (dalla

zona C in su) è possibile che i carichi invernali siano sensibilmente più elevati rispetto a quelli estivi e pertanto si perde la simmetria di utilizzo delle pompe di calore.

In pratica le condizioni estive variano poco in Italia (temperature esterne variabili da 30 a 34 °C ed umidità relative esterne variabili fra il 40 e il 60%) e pertanto i carichi estivi risultano comparabili nelle varie regioni italiane. In inverno abbiamo temperature esterne di progetto variabili fra i 5 °C delle zone A ai -15 o anche - 20 °C delle zone montane e per conseguenza i carichi termici invernali possono più che raddoppiare fra le varie situazioni climatiche.

A parte le considerazioni esposte nei primi due punti, la dissimmetria del carico termico stagionale richiede l'installazione di più unità per far fronte al carico invernale oppure si sostituiscono le pompe di calore con normali generatori termici.

11.9.1 UNITÀ CON MODULO IDRONICO INCORPORATO

Per le unità a pompa di calore del tipo aria – acqua si hanno ingombri notevoli dovute alle batterie del condensatore. Ne deriva che queste unità sono degli enormi parallelepipedi praticamente vuoti all'interno.

Molti Costruttori hanno pensato di dotare le unità di refrigerazione (e quindi anche le pompe di calore) di un modulo idronico costituito dal serbatoio di accumulo, valvole di sicurezza e gruppo di pompaggio, vedi ad esempio lo schema di Figura 148. Il vantaggio che ne deriva è di avere delle unità complete del necessario per l'installazione nell'impianto senza dover prevedere spazi aggiuntivi per gli organi sopra indicati. La selezione delle pompe può essere effettuata su catalogo in funzione della prevalenza necessaria per la rete di distribuzione.

11.9.2 FUNZIONAMENTO IN FREE COOLING

Quando l'impianto è asservito a sistemi tecnologici operanti anche con temperature esterne basse, è energeticamente molto conveniente utilizzare i refrigeratori dotati di *free cooling*.

Nei refrigeratori appartenenti a tale serie è implementato il sistema *free cooling* che permette, qualora la temperatura esterna sia sufficientemente bassa, di non utilizzare la parte "refrigerante" del *chiller* e cioè i compressori, che sono i componenti principalmente responsabili dei consumi energetici. In tali unità, infatti, l'acqua refrigerata è prodotta utilizzando l'aria esterna e quindi il consumo energetico è limitato ai soli ventilatori.

In tal modo si potrà disporre di acqua refrigerata a costo zero. In tali casi il funzionamento è detto misto: il refrigeratore utilizzerà l'aria esterna per pre-raffreddare il fluido refrigerante sottoponendo i compressori ad un lavoro inferiore ed ottenendo ancora un risparmio energetico.

Vi saranno pertanto tre regimi di funzionamento, esemplificati schematicamente nel diagramma di Figura 147:

- ***Free cooling*** (*funzionamento di ventilatori e pompa di free-cooling*);
- ***Misto*** (*funzionamento di ventilatori, pompa di free cooling ed in parte dei compressori*);
- ***Raffreddamento meccanico*** (*Espansione diretta*) (*funzionamento di ventilatori e compressori*).

L'idea che sta alla base del funzionamento *free cooling* è, come detto sopra, quella di produrre acqua refrigerata utilizzando l'aria esterna anziché il funzionamento in espansione diretta. Il sistema di regolazione a microprocessore, quando la temperatura dell'aria esterna è sufficientemente bassa, abilita il funzionamento in *free cooling*: attraverso l'apposita pompa.

L'acqua viene fatta circolare all'interno di apposite batterie di scambio termico e raffreddata dall'aria esterna forzata dai ventilatori che, assieme alla pompa, sono gli unici componenti che assorbono energia. L'acqua viene quindi re-immessa nel circuito e fornita all'utenza.

Si osservino, nei data sheet delle pompe di calore, i dati tecnici circuitali (potenze elettriche assorbite, portate di fluido, scambiatori di calore) e i dati relativi alle potenzialità frigorifere (funzionamento estivo) e termiche (funzionamento invernale). In Figura 148 si ha la vista interna di refrigeratore monoblocco completo di vaso di espansione e di pompe di circolazione adeguate all'uso. Infine in Figura 149 si hanno indicazioni sulle distanze minime da rispettare per l'installazione di queste macchine. Tali distanze sono necessarie per interventi di manutenzione ordinaria e straordinaria (sostituzione di pezzi difettosi o guasti). E' opportuno rispettarle sempre con la dovuta attenzione.

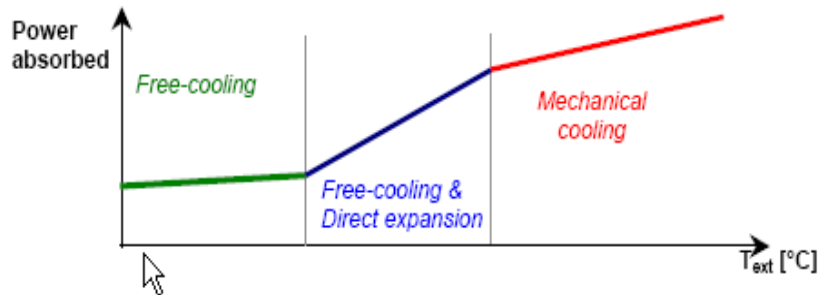


Figura 147: Regimi di funzionamento in free cooling

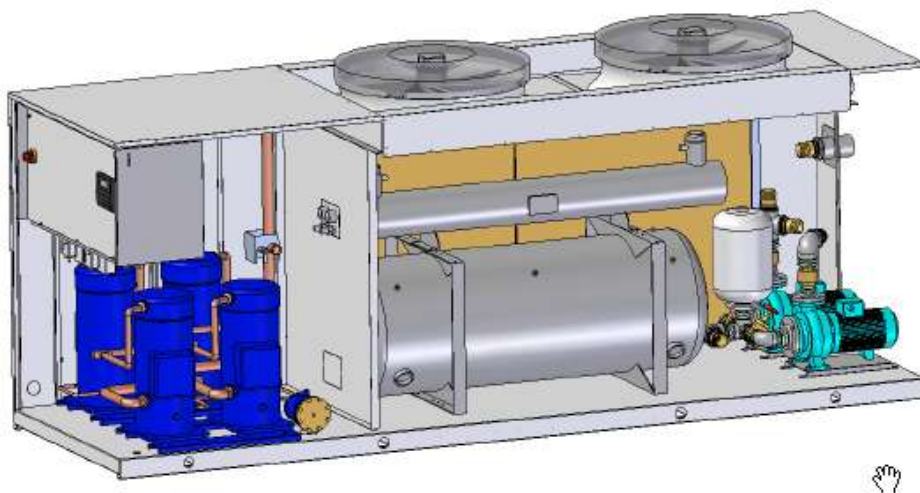
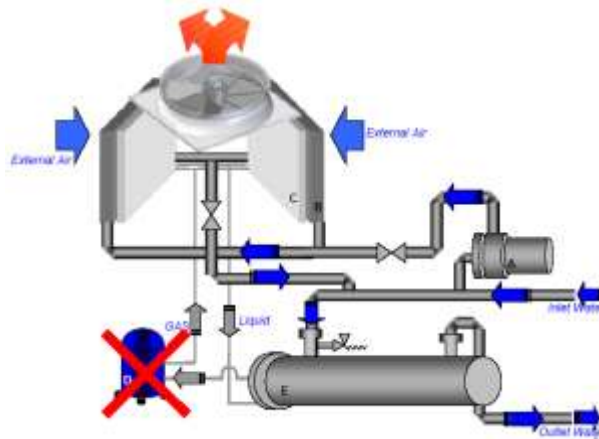


Figura 148: Vista dell'interno di un refrigeratore reversibile completo di vaso di espansione e pompe di circolazione

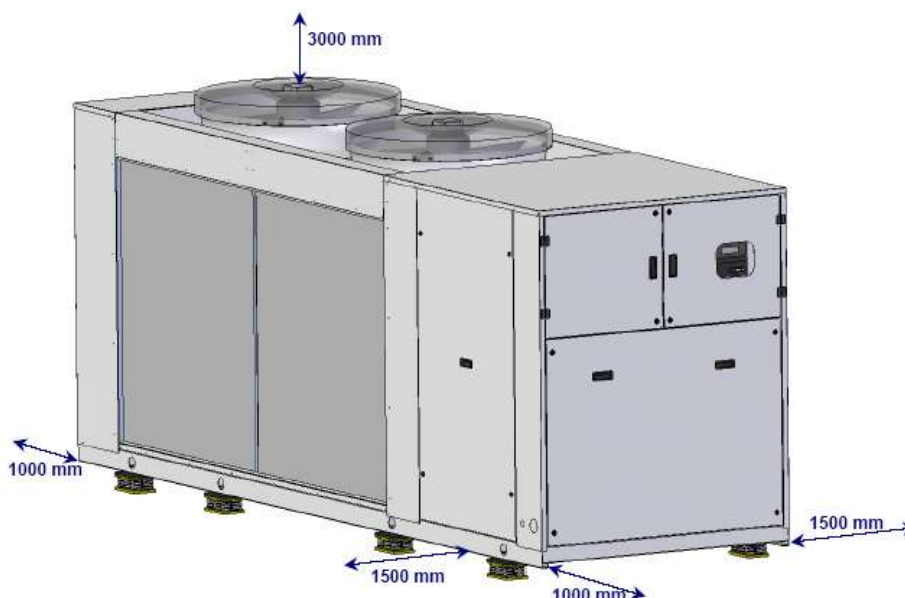


Figura 149: Distanze minime di montaggio di un refrigeratore

11.10 SELEZIONE DELLA POMPA DI CALORE

La selezione della pompa di calore va sempre fatta su cataloghi commerciali conoscendo, quale parametro fondamentale, la potenza utile da fornire all’impianto. I costruttori forniscono poi tutti i dati costruttivi e funzionali necessari per l’installazione.

11.10.1 CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE IN BASE AL FLUIDO TERMOVETTORE E AL POZZO FREDDO

Nell'utilizzo della pompa di calore per riscaldamento ambiente, le principali sorgenti fredde dalle quali estrarre il calore gratuito sono:

L'aria

- - esterna al locale dove è installata la pompa di calore;
- - estratta dal locale dove è installata la pompa di calore.

L'acqua

- - di falda, di fiume, di lago, presente in prossimità dei locali da riscaldare e a ridotta profondità;
- - accumulata in serbatoi e riscaldata da collettori solari.

Il terreno nel quale possono sotterrarsi apposite tubazioni collegate all'evaporatore.

A seconda delle combinazioni delle sorgenti fredde disponibili e del fluido (acqua o aria) usato per la distribuzione del calore negli ambienti, si possono avere pompe di calore:

<i>aria-aria</i>	<i>acqua-aria</i>	<i>terra-aria</i>
<i>aria-acqua</i>	<i>acqua-acqua</i>	<i>terra-acqua</i>

L'aria come sorgente fredda ha il vantaggio d'essere disponibile ovunque; tuttavia la potenza resa dalla pompa di calore diminuisce con la temperatura della sorgente fredda. Nel caso si utilizzi l'aria esterna, è necessario (intorno ai 4-5°C), un sistema di sbrinamento che comporta un

ulteriore consumo d'energia elettrica. In definitiva l'efficienza della pompa di calore si abbassa quando la temperatura dell'aria esterna scende al di sotto di 5°C fin quando potrà rendersene conveniente lo spegnimento.

L'acqua, come sorgente fredda, garantisce ottime prestazioni della pompa di calore, senza risentire delle condizioni climatiche esterne; il suo utilizzo può richiedere un leggero costo addizionale dovuto al sistema d'adduzione. Anche il terreno, usato come sorgente fredda, ha il vantaggio di subire minori sbalzi di temperatura rispetto all'aria.

Le tubazioni orizzontali vanno interrato ad una profondità minima da 1 a 1,5 m per non risentire troppo delle variazioni di temperatura dell'aria esterna e mantenere i benefici effetti dell'insolazione. Questa soluzione è però costosa sia per il terreno necessario sia per la complessità dell'impianto.

11.11 APPLICAZIONI DELLA POMPA DI CALORE

Le possibili applicazioni di una pompa di calore sono, come accennato precedentemente:

- - *climatizzazione degli ambienti;*
- - *riscaldamento degli ambienti e produzione d'acqua sanitaria (dove distinguiamo gli impianti in monovalenti e bivalenti).*

Quando la pompa di calore è in grado di coprire l'intero fabbisogno termico, avremo un sistema monovalente (se la pompa utilizza come sorgente l'aria esterna, tale sistema è utilizzabile soltanto in zone ove la temperatura non scenda sotto agli 0°C). Qualora invece la pompa di calore non riesca a coprire il fabbisogno termico, si farà ricorso al sistema bivalente.

Questo si distingue in bivalente mono-energetico, se la quota del fabbisogno termico stagionale è coperto da pompa di calore e l'integrazione avviene con generatore ausiliario che utilizza lo stesso vettore energetico, e bivalente bi-energetico se il generatore ausiliario utilizza un altro vettore energetico rispetto alla pompa di calore.

Come vettore energetico la norma considera l'energia elettrica per pompe di calore a compressione di vapore e combustibili gassosi o liquidi per le pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto. Per il riscaldamento dell'acqua calda si ricorda che i serbatoi di accumulo dovranno essere previsti di dimensioni maggiori rispetto ai normali scaldacqua, giacché la temperatura dell'acqua prodotta non supera i 55°C.

11.12 POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO

Con questo ciclo si sostituisce il compressore frigorifero, solitamente alimentato elettricamente, con un sistema di due serbatoi, detti generatore ed assorbitore. Nel primo si cede calore ad una miscela composta da un soluto (capace di evaporare facilmente) ed un solvente (ad esempio acqua e ammoniaca o acqua e bromuro di litio).

Il ciclo ad assorbimento non ha particolare efficienza ma consente il raggiungimento di temperature particolarmente basse, fino a -60 °C utilizzando ammoniaca come refrigerante e acqua come assorbente; è molto impiegato nei casi in cui si disponga di recuperi termici industriali o recuperi termici da cogenerazione (cogenerazione) o in mancanza di energia elettrica necessaria all'azionamento del compressore per il ciclo a compressione di vapore.

Si utilizzano come solvente l'acqua e soluto l'ammoniaca, che è il gas frigorifero, oppure come solvente l'acqua e come soluto il bromuro di litio, in questo caso il gas frigorifero è il vapor d'acqua (più volatile). In figura si riporta lo schema impiantistico per una macchina del tipo NH₃-H₂O.

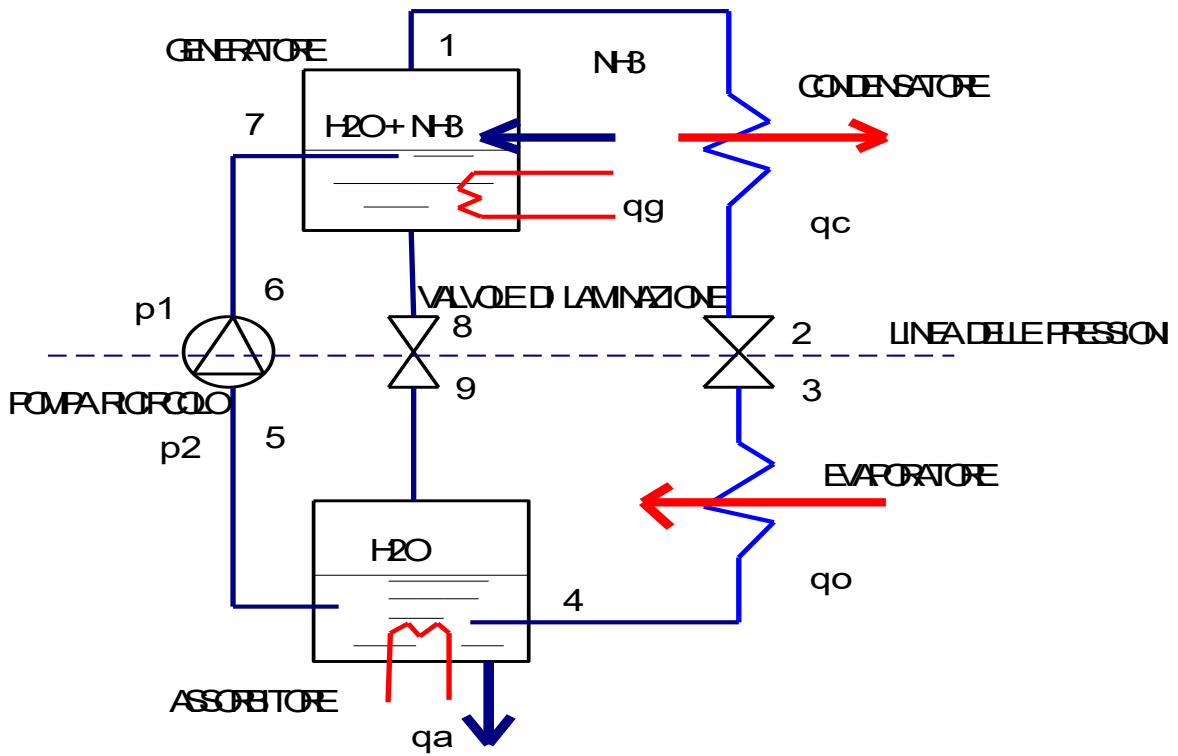


Figura 150: Schema di una macchina ad assorbimento

Per effetto del calore Q_g ceduto al serbatoio superiore (detto generatore) si libera NH_3 allo stato quasi puro e ad alta pressione. L'ammoniaca inizia così il ciclo classico di condensazione, laminazione ed evaporazione (presente anche nel ciclo frigorifero a compressione di vapori saturi).

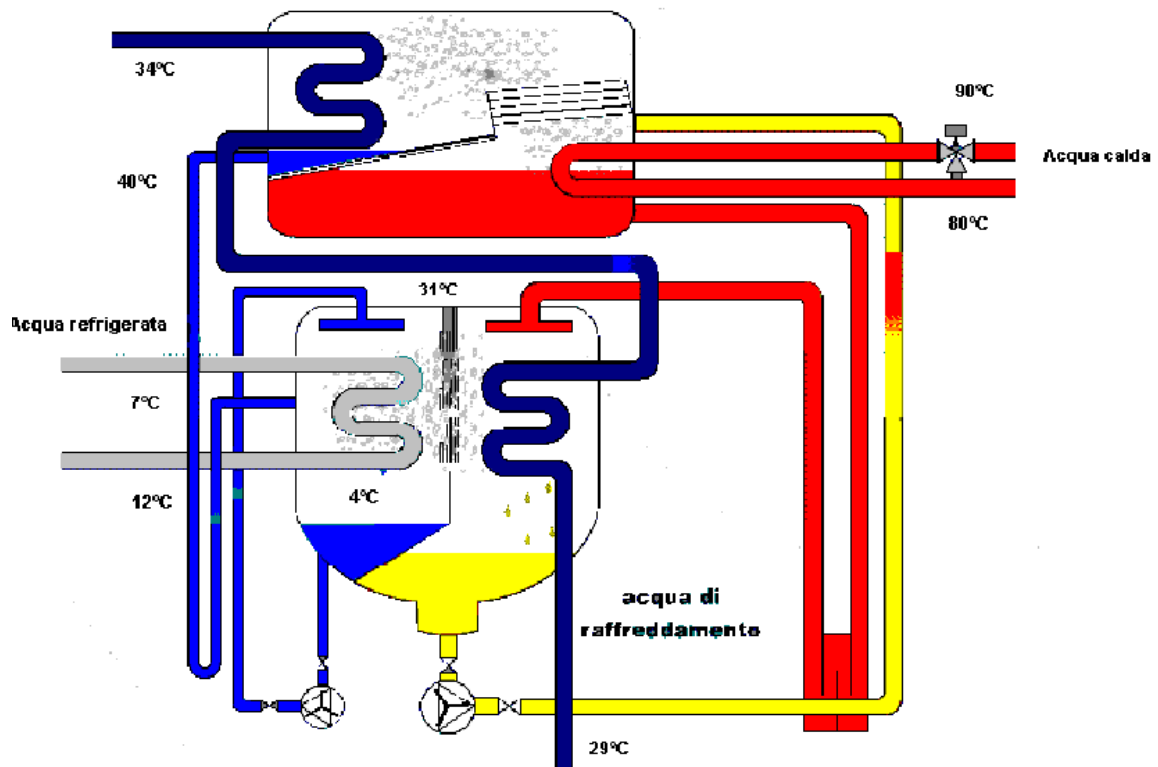


Figura 151: Ciclo di macchina ad assorbimento ad acqua e BrLi

All’uscita dell’evaporatore l’NH₃ si ricombina nel serbatoio inferiore, detto assorbitore, con la miscela acqua-ammoniaca impoverita e recuperata dal serbatoio superiore (tramite una valvola di laminazione dal momento che in basso c’è una pressione inferiore rispetto a quella che insiste in alto). La reazione di assorbimento è di tipo esotermico e quindi cede calore Q_a all’esterno.

Una pompa provvede a riportare la miscela di acqua e ammoniaca ricomposta al generatore e si riprende il ciclo. In definitiva si hanno quindi due cicli: quello interno tra generatore e assorbitore e quello esterno che produce l’effetto frigorifero all’evaporatore. Il coefficiente che definisce il rendimento di tale macchina è il **GUE**, dall’inglese “**Gas Utilization Efficiency**”, che è il rapporto tra l’energia fornita e l’energia consumata al generatore. Le macchine ad assorbimento possono essere utilizzate in presenza di cascami termici ovvero “rifiuti” termici di altri processi di lavorazione industriale o di produzione in genere.

L’utilizzo come pompa di calore risulta conveniente negli impianti cogenerativi perché queste macchine trasformano un carico elettrico (quello dei compressori tradizionali alimentati ad energia elettrica) in un carico termico (quello del generatore) e quindi consentono di avere sia caldo che freddo con sola energia termica.

Il vantaggio delle pompe di calore ad assorbimento consiste nel non avere organi in movimento e, soprattutto, di trasformare un carico normalmente di tipo elettrico (compressore frigorifero tradizionale) in un carico termico.



Figura 152: Esempio di pompa di calore ad assorbimento alimentata a gas

Si può usare anche cascame termico derivanti da processi industriali o, più proficuamente, da sistemi di cogenerazione.

Per le pompe di calore a gas si suole indicarne l’efficienza mediante il **GUE (Gas Utilization Efficiency)** che è il rapporto fra l’energia termica ottenuta al condensatore. e l’energia termica fornita al generatore.

FUNZIONAMENTO IN RISCALDAMENTO ⁽¹⁾			
Punto di funzionamento A7/W35	GUE efficienza di utilizzo del gas ⁽²⁾	%	150
	potenza termica	kW	37,8
Punto di funzionamento A7/W50	GUE efficienza di utilizzo del gas	%	140
	potenza termica	kW	35,3
Portata acqua nominale (ΔT = 10 °C)		m ³ /h	3,04
Perdita di carico alla portata acqua nominale (con acqua in mandata a 50 °C)		kPa	29
Temperatura uscita acqua massima (ΔT = 10 °C)		°C	60
Temperatura ingresso acqua massima/minima		°C	50/20
Temperatura aria esterna (bulbo secco) massima/ minima		°C	35/-20

Figura 153: Dati nominali di una pompa di calore ad assorbimento alimentata a gas

Queste pompe di calore possono validamente sostituire i generatori termici tradizionali ed essere installati facilmente negli edifici, come illustrato in Figura 154.



Figura 154: Esempi di installazione di una pompa di calore a gas



Figura 155: Macchina ad assorbimento commerciale

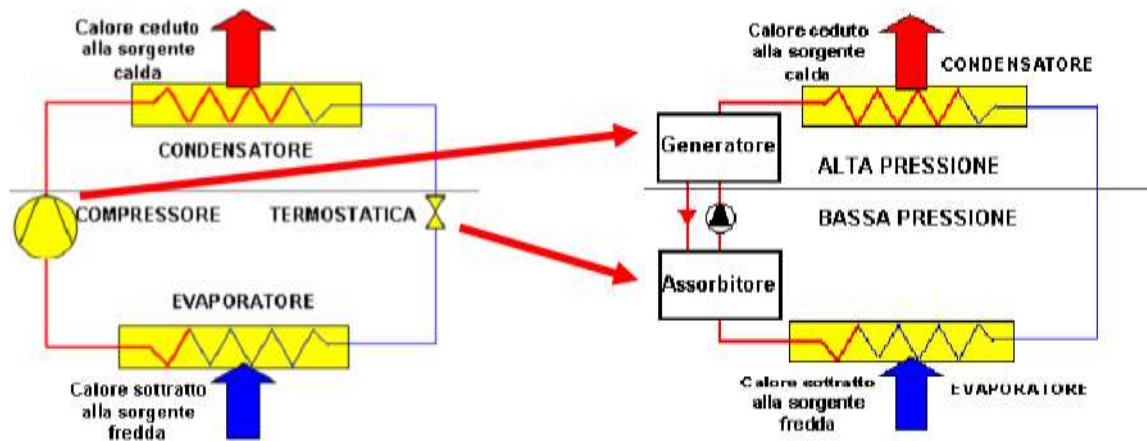


Figura 156: Confronto fra ciclo a compressore e ad assorbimento

12. SISTEMI SPLIT

12.1 I SISTEMI SPLIT

Negli ultimi anni si sono diffusi condizionatori reversibili (quindi che funzionano anche da *pompe di calore*) del tipo *split*. In Figura 157 si ha uno spaccato funzionale di un moderno sistema split nel quale sono visibili l'unità esterna (che in funzionamento estivo funge da unità *moto-condensante*) e l'unità interna (che in estate funge da evaporatore del fluidi refrigerante che circola direttamente in essa).

Con riferimento alla Figura 158 si può osservare che si tratta di impianti compatti, solitamente per uno fino a quattro ambienti, costituiti da un'unità *moto-condensante* (in estate) esterna ed da un'unità *evaporativa* (sempre in estate) interna.

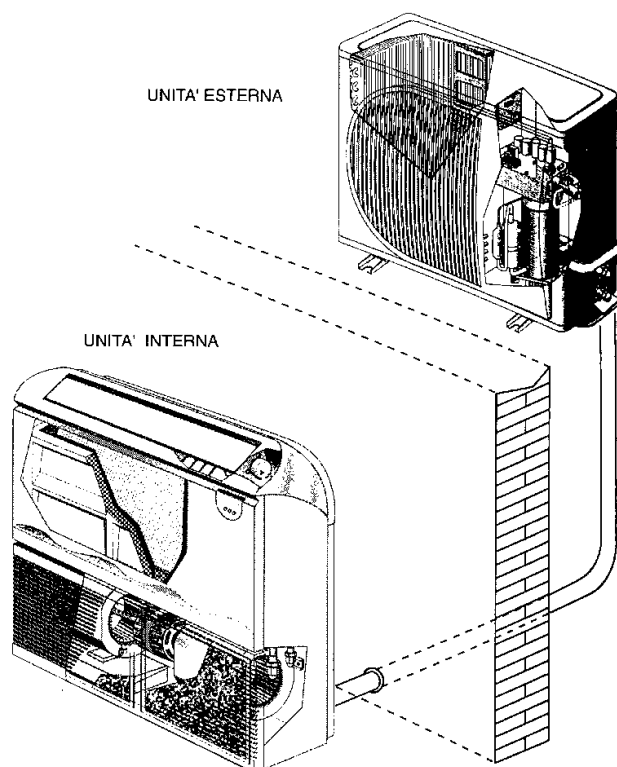


Figura 157: Spaccato di un moderno sistema split

Nella In Figura 157 si ha un esempio di installazione di questi impianti: sono ben visibili all'esterno (qui indicato sul terrazzo) l'unità *moto-condensante* (cioè contenente il compressore frigorifero e il condensatore) e all'interno due unità *evaporatrici* (cioè contenente ciascuna un

evaporatore). Il fluido termovettore è contemporaneamente *frigorifero*, cioè è lo stesso *Freon* che circola nell'unità interna.

Questa soluzione consente di avere migliore rendimenti di scambio termico in quanto le batterie interne alle unità sono *ad espansione diretta*: in esse il *Freon* si espande a bassa pressione assorbendo calore dall'ambiente e quindi raffreddandolo.

Se il sistema è reversibile allora in inverno le funzioni delle batterie si scambiano: nell'unità esterna si ha il *compressore* e l'*evaporatore* mentre all'interno si ha il *condensatore* che cede calore, sempre per espansione diretta, all'ambiente, riscaldandolo.

Questo genere di impianti non accettano lunghi percorsi per le tubazioni poiché all'interno il fluido deve essere soggetto alle pressioni delle fasi termodinamiche indicate nel ciclo di Figura 121. Di solito si possono avere lunghezze di 10÷15 m con tubazioni precaricate di fluido frigorifero.

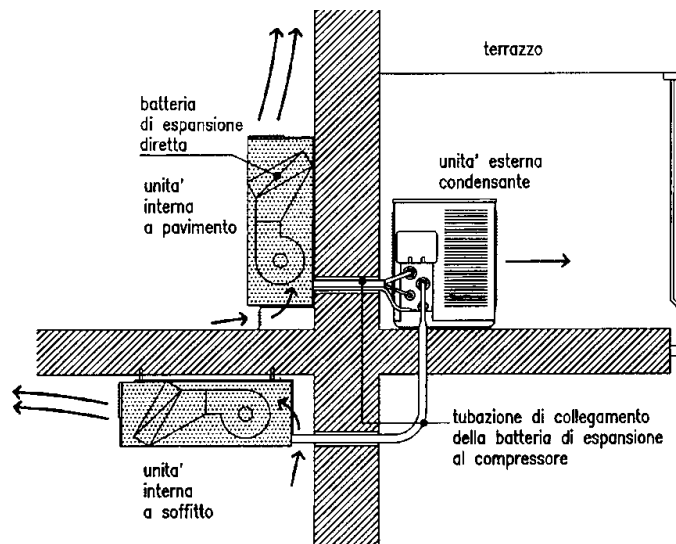


Figura 158: Impianto di climatizzazione tipo Split

Per maggiori lunghezze occorre aggiungere una pompa di circolazione che ripristina la pressione di esercizio all'*evaporatore* e al *condensatore*.

In Figura 159 si ha un esempio di sistema split nel quale l'unità interna è canalizzata, cioè l'uscita non è immediata nell'ambiente in cui essa si trova ma l'aria viene opportunamente canalizzata con una semplice rete di distribuzione dell'aria condizionata. In questo modo si può avere un sistema split che può servire un appartamento o una piccola zona. Per impianti maggiormente estesi si debbono avere impianti di condizionamento tradizionali.

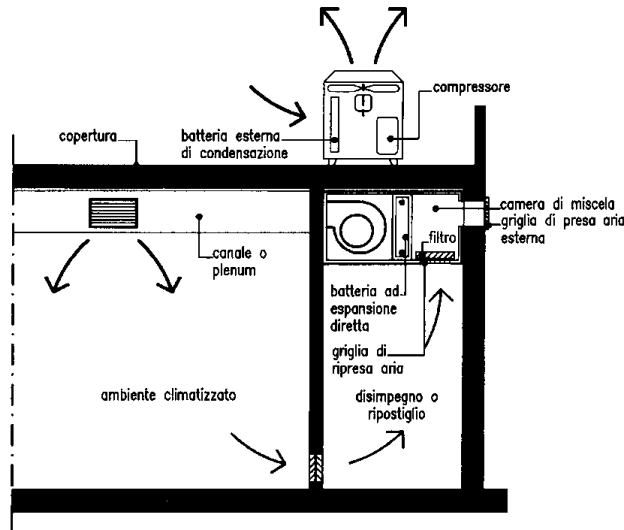


Figura 159: Sistema split con canalizzazione interna

I sistemi split si sono evoluti in modo tale che è oggi possibile utilizzarli in modo quasi esclusivo per qualunque esigenza di climatizzazione anche in edifici complessi, come si può osservare in Figura 160 dove i sistemi distributivi all'interno sono molteplici in funzione del tipo di unità interne (a soffitto, a parete, canalizzata, ...).

Va osservato che recentemente si sono prodotti unità split con fluido termovettore ad acqua. In pratica si ha all'interno del gruppo frigorifero una batteria di scambio fra fluido frigorifero ed acqua che viene inviata agli ambienti per la climatizzazione. Questi sistemi sono, in pratica, dei veri e propri piccoli impianti di condizionamento nei quali si ha una maggiore ingegnerizzazione delle unità di refrigerazione con una migliore disposizione topologica.

Si osservi che i sistemi split non controllano bene l'umidità ambiente ma solo il carico sensibile. Se si ha necessità di controllare anche il carico latente si deve ricorrere agli impianti tradizionale ad aria.



Figura 160: Schema di installazione di sistemi split in un edificio

12.2 SELEZIONE DELLE UNITÀ SPLIT

La selezione va sempre effettuata utilizzando i cataloghi tecnici ove è possibile avere tabelle di sintesi dalle quali scegliere l'unità desiderata in base alla potenza termica (inverno) e frigorifera (estate) desiderata. Il Costruttore fornirà tutti dati dimensionali e funzionali necessari all'installazione e al progetto delle reti di alimentazione sia idrica che elettrica.

Unità interna		GW1090E	GW1120E	GW1180E	GW1240E
Unità esterna		GW1090C	GW1120C	GW1180C	GW1240C
Potenza frigorifera	W (nominale)	2500	3500	5000	6500
	W (min - max)	900/3000	1220/4000	2500/5800	2000/6800
Classe di efficienza energetica		A	A	A	A
EER		3,21	3,21	3,21	3,22
Potenza assorbita totale	W (nominale)	780	1090	1560	2020
	W (min - max)	220/1350	295/1500	620/2200	520/2450
Assorbimento totale	A (max)	6,2	7,0	10,5	14
Umidità asportata	l/h	1,2	1,6	2	2,4
Potenza termica	W (nominale)	2750	4000	5800	6500
	W (min - max)	1000/3200	1130/4300	2300/6400	1600/8200
Classe di efficienza energetica		A	A	A	A
COP		3,62	3,61	3,63	3,61
Potenza assorbita totale	W (nominale)	760	1108	1600	1800
	W (min - max)	210/1400	330/1420	550/2250	470/3250
Assorbimento totale	A (max)	6,3	7,2	10,7	14,2
Portata aria (GWI E)	m ³ /h (max)	490	550	900	850
♪ Pressione sonora (GWI E)	dB(A) (min)	32	36	40	40
	dB(A) (med)	35	39	43	43
	dB(A) (max)	39	42	48	48
♪ Pressione sonora (GWI C)	dB(A)	53	55	56	58
Compressore		Rotativo Inverter			
Lunghezza max linee	m	10	10	30	30
Dislivello max (Unità interna - esterna)	m	5	5	8	8
Attacchi frigoriferi	Ø liquido	1/4"	1/4"	1/4"	3/8"
	Ø gas	3/8"	1/2"	1/2"	5/8"
Linee frigorifere	Ø liquido	6,35 (1/4")	6,35 (1/4")	6,35 (1/4")	9,52 (3/8")
	Ø gas	9,52 (3/8")	12,7 (1/2")	12,7 (1/2")	15,9 (5/8")

Figura 161: Data Sheet per la selezione di unità split

13. TERMINALI EFFICIENTI PER LA CESSIONE DELL'ENERGIA

13.1 I TERMINALI EFFICIENTI

I terminali di cessione dell'energia sono la sezione finale di tutto l'impianto ma non per questo meno importanti. Essi, in genere assommano tutta l'ignoranza progettuale e quindi tutti gli errori eventualmente commessi. La loro funzione è quella di cedere energia (con segno algebrico, positiva in inverno e negativa in estate) al *sistema-edificio* nella quantità necessaria a mantenerlo nelle condizioni di progetto (solitamente 20 °C in inverno e 26 °C in estate) e in modo da rendere confortevole ed uniforme la temperatura ambiente. In fase di progetto occorre rispondere, quindi, alle due domande: *quanta energia fornire all'ambiente e come distribuirla*.

Per cedere l'energia giusta per il mantenimento dell'ambiente alle condizioni desiderate occorre averne prodotto e trasportato la quantità necessaria: il terminale non può far miracoli accrescendo la quantità di energia da cedere e quindi inserire elementi sovradimensionati non serve a nulla. Anzi è sempre bene dimensionare i terminali correttamente per la potenza nominale di progetto (o leggermente superiore, non più del 10%, per sopperire alle perdite di efficienza per invecchiamento) per ottimizzare la resa termica.

Spesso i terminali, anche per effetto della legislazione vigente (L. 10/91), sono provvisti di regolazione termica e quindi la loro posizione in pianta e il loro funzionamento risultano di grande importanza. Le tipologie di terminale più ricorrenti per l'aria sono: *termoconvettori*, *termoventilconvettori*, *unità di trattamento aria*, *bocchette o diffusori*. Se ne descrivono qui le caratteristiche fondamentali.

13.2 TERMOCONVETTORI

L'uso dei *termoconvettori* si è sviluppato con l'esigenza di avere terminali con elevata superficie di scambio che consentissero di utilizzare acqua calda a temperatura moderata (40÷50 °C) quale si ha negli impianti a pompa di calore, ad energia solare o cogenerativi. Il *termoconvettore*, infatti, ha una elevata efficienza di scambio in quanto ha una batteria in rame alettata in alluminio (materiali ottimi conduttori) alimentata dall'acqua calda che funge da fluido primario e attraverso la quale si fa passare l'aria dell'ambiente da riscaldare mediante una piccola ventola di circolazione.

Si ha, pertanto, una convezione forzata fra alette di alluminio e aria da riscaldare e questo fa aumentare la trasmittanza K e quindi occorre una minore superficie di scambio a parità delle altre condizioni oppure, essendo il ΔT_{ml} inferiore rispetto a quello dei radiatori, una maggiore quantità di energia ceduta a parità di ingombro.

Le problematiche di installazione sono simili a quelle dei radiatori per la posizione e l'alimentazione. La diffusione del calore è migliore per via della circolazione forzata indotta dalla ventola interna. Le potenze in gioco sono modeste: ciascun *termoconvettore* ha una potenza di alimentazione della ventola di circolazione di poche decine (al massimo un centinaio nei modelli più potenti) di Watt e quindi non si hanno grossi problemi di impiantistica.

La presenza della ventola, e quindi la possibilità di controllare il flusso d'aria non più in conseguenza della sola convezione naturale rende possibile l'installazione di queste unità anche a soffitto a parete in posizione non a pavimento. Ciò rende più flessibile il loro utilizzo rendendo fruibili spazi che altrimenti sarebbero occupati dai terminali e/o da questi impediti.

Inoltre nelle scuole o negli ospedali condizioni di sicurezza e/o di igienicità possono obbligare ad avere terminali non accessibili a pavimento e in questo caso i *termoconvettori* vanno benissimo. Qualche problema in più si ha nella manutenzione essendo questi componenti dotati di organi mobili. Inoltre se la selezione non è effettuata con attenzione si possono avere problemi di rumorosità indotta dall'aria in uscita dalle bocchette di mandata. La selezione dei termoconvettori viene effettuata mediante i cataloghi dei costruttori ove, oltre le dimensioni e i dati tecnici usuali, viene indicata la potenzialità termica nominale con acqua di alimentazione a 50 °C.

13.2.1 TERMOVENTILCONVETTORI (*FAN COIL*)

I *termoventilconvettori* sono in tutto identici ai *termoconvettori* con la differenza che hanno di solito due batterie, una fredda per il raffrescamento ed una calda per il riscaldamento. Questi terminali vengono utilizzati per gli impianti di condizionamento misti (acqua-aria) e di riscaldamento invernale. L'esigenza della doppia batteria nasce da problemi dimensionali delle reti di distribuzione dell'acqua fredda e dell'acqua calda: le potenze in gioco in inverno e in estate sono in valore assoluto diverse come pure diverse sono differenze di temperatura fra ingresso e uscita (5 °C in estate, 10 °C in inverno). Di solito la batteria calda è di minore superficie di scambio rispetto alla batteria fredda.

In Figura 162 si ha lo schema costruttivo (spaccato) di un moderno ventilconvettore nel quale sono ben visibili la batteria di scambio termico e la ventola di circolazione dell'aria (*posta in alto, in aspirazione*) e in Figura 163 si ha la vista interna di un ventilconvettore.

I problemi di installazione dei *termoventilconvettori* sono gli stessi dei *termoconvettori* con l'aggiunta della rete di dispersione della condensa.

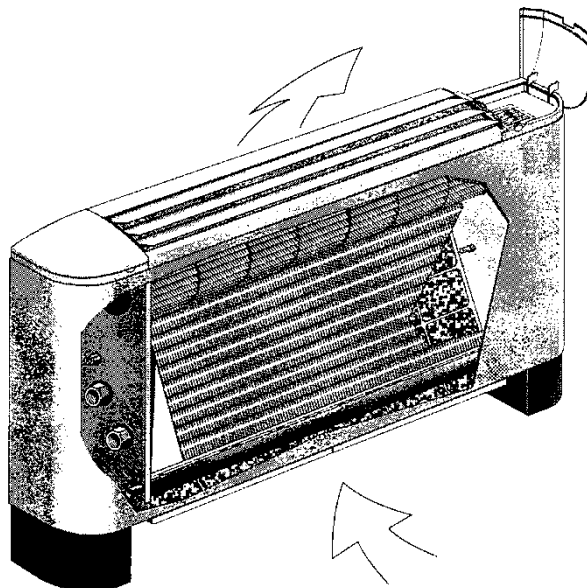


Figura 162: Schema costruttivo di un ventilconvettore

Avviene, infatti, che in estate la batteria fredda condensa il vapore d'acqua presente nell'aria e quindi occorre prevedere una tubazione che porti la condensa così prodotta in una rete di scarico opportunamente predisposta altrimenti si possono avere spiacevoli travasi di acqua con danneggiamento delle pareti, del pavimento e del soffitto.

Per la selezione dei fan coil occorre utilizzare i dati tecnici forniti dalle case costruttrici: in essi sono date le potenzialità termiche (calda e fredda) e il rapporto fra calore sensibile e calore latente che è possibile ottenere.

I fan coils possono anche avere una presa di aria esterna nel caso di impianti senza aria primaria. In questo modo si fornisce agli ambienti l'aria necessaria per il ricambio fisiologico. Ciò consente un leggero controllo dell'umidità interna.

Con gli impianti ad aria primaria i fan coil non hanno prese esterne e possono fornire prevalentemente calore sensibile. L'umidità degli ambienti viene controllata mediante l'aria primaria.

*Figura 163: Vista dell'interno di un ventilconvettore – Batteria di scambio e ventilatore*

Grandezza (Sizes)	Vel. (Speed)	Portata aria (Air flow) [m³/h]	TEMPERATURA ACQUA (Water Temperature) [°C]											
			Entrata (Inlet) 50°C		Uscita (Outlet) 40°C		Entrata (Inlet) 70°C		Uscita (Outlet) 60°C		Entrata (Inlet) 80°C		Uscita (Outlet) 70°C	
			Portata Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]		Portata Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]		Portata Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza sens. (Sensible capacity) [W]	
10	1	108	40	0.3	465		72	0.9	837		88	1.3	1023	
	2	141	53	0.5	610		95	1.6	1099		116	2.3	1343	
	3	221	73	1	843		131	3	1517		160	4.3	1855	
20	1	118	40	0.4	465		72	1.1	837		88	1.5	1023	
	2	169	55	0.7	640		99	2.1	1151		121	2.9	1407	
	3	253	78	1.4	901		140	4.1	1622		171	5.8	1983	
30	1	188	63	0.8	727		113	2.6	1308		138	3.5	1600	
	2	264	88	1.7	1017		158	4.9	1831		193	6.9	2238	
	3	384	118	3	1366		212	8.6	2459		259	12.5	3006	
40	1	239	83	1.8	959		149	5.3	1727		182	7.5	2110	
	2	337	115	3.5	1337		207	10	2407		253	14.6	2942	
	3	469	150	6	1744		270	17.5	3140		330	24.8	3837	
60	1	306	103	3.3	1192		186	9.8	2145		226	13.9	2622	
	2	446	150	7.2	1744		270	21	3140		330	29.8	3837	
	3	612	196	12.1	2267		351	36.6	4080		429	50.4	4988	

Figura 164: Dati di targa di un ventilconvettore

Grandezza (Sizes)	Vel. (Speed)	Portata aria (Air flow) [m³/h]	TEMPERATURA ACQUA (Water Temperature) [°C]							
			Entrata (Inlet) 6°C		Uscita (Outlet) 11°C		Entrata (Inlet) 10°C		Uscita (Outlet) 15°C	
			Portata Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Potenza sens. (Sensible capacity) [W]	Portata Acqua (Water flow) [l/h]	ΔP [kPa]	Potenza tot. (Total capacity) [W]	Potenza sens. (Sensible capacity) [W]
01	1	122	113	0.6	657	482	69	0.2	420	420
	2	158	126	0.8	738	578	85	0.3	490	490
	3	227	166	1	965	774	104	0.4	607	607
02	1	185	181	1.7	1053	765	110	0.5	645	593
	2	242	225	2.1	1306	947	139	0.6	808	742
	3	349	285	2.9	1656	1260	176	1	1026	980
03	1	270	265	3.3	1538	1076	164	1.2	952	843
	2	351	351	5.8	2039	1420	217	2.2	1262	1113
	3	404	395	7.4	2295	1592	244	2.8	1421	1248
04	1	262	266	4.8	1550	1246	184	1.6	1080	1080
	2	344	386	7	2247	1807	244	2.7	1416	1416
	3	453	483	10.9	2808	2237	302	4.2	1753	1753
05	1	362	420	10	2442	1592	260	3.8	1512	1248
	2	495	533	16	3105	2045	330	6.1	1920	1602
	3	575	592	19.9	3443	2305	367	7.5	2130	1805
06	1	430	520	16	3030	1936	322	6.1	1874	1520
	2	575	645	24.7	3748	2452	399	9.3	2320	1925
	3	685	733	32	4261	2818	454	12	2638	2210
07	1	488	670	38.5	3895	2410	415	14.6	2411	1890
	2	580	796	51	4470	2800	476	19	2766	2192
	3	708	893	68.5	5190	3292	553	26	3212	2580
08	1	782	853	22	4957	3315	528	8.3	3070	2600
	2	952	991	29.8	5765	3810	614	11	3567	2985
	3	1195	1182	38	6870	4656	731	14.5	4253	3650
09	1	770	853	22	4957	3315	568	9.8	3303	2715
	2	1018	1128	39	6556	4325	698	14.7	4059	3389
	3	1242	1310	52	7620	5100	810	20	4716	4000

Figura 165: Portate di acqua nominali di un ventilconvettore

13.2.2 SELEZIONE DEI TERMOVENTILCONVETTORI (FAN COIL)

La selezione di questi terminali va fatta con oculatezza. In primo luogo occorre determinare, per ciascun ambiente, il numero di unità da installare in funzione della qualità della distribuzione dell'aria nell'ambiente.

Successivamente, scelto il tipo di fan coil, nota la temperatura dell'acqua di alimentazione (o il Δt in alcuni cataloghi) si seleziona il componente che fornisce una potenzialità pari o superiore a quella desiderata (sia per l'inverno che per l'estate).

La selezione va operata per una velocità della ventala intermedia. Di solito, infatti, si hanno tre velocità delle ventole alle quali corrispondono rese termiche differenti (convezione forzata). Si ricordi, però, che a velocità elevate si hanno anche rumorosità elevate e quindi, tranne casi particolari, è bene selezionare una velocità di progetto media.

Questa scelta consente anche di avere una riserva di potenza in caso di necessità.

I Data Sheet dei Costruttori forniscono i dati dimensionali e funzionali dei fan coil selezionati. Fra questi dati è molto importante la portata richiesta dal fan coil. Questa dovrà essere fornita dalla rete di distribuzione dell'acqua.

Nel caso di fan coil a quattro tubi si hanno batterie calda e fredda separate e quindi circuiti di alimentazione separati. Nel caso di fan coil a due tubi la batteria di scambio è unica e pertanto occorre verificare le rese termiche sia per il riscaldamento che per il raffrescamento.

Spesso si sceglie un $\Delta t = 5 \text{ °C}$ sia per l'acqua calda che per l'acqua fredda e questa soluzione garantisce unicità di portata dell'acqua e della pompa. Tuttavia può aversi un carico invernale più elevato di quello estivo (in funzione della zona climatica) e allora si può imporre $\Delta t = 10 \text{ °C}$ per l'acqua calda e $\Delta t = 5 \text{ °C}$ per l'acqua fredda. Le portate dei singoli fan coil e quelle dei circuiti cambieranno e così pure le caratteristiche di alimentazione delle pompe che dovranno essere diverse per l'estate e per l'inverno.

13.2.3 OSSERVAZIONE SUI TERMOCONVETTORI E FAN COIL

E' uso corrente avere termoconvettori con batteria ad un rango ovvero anche fan coils a quattro tubi con batteria a 3 ranghi per l'estate e ad un rango per l'inverno. Le temperature di riferimento per il dimensionamento dei termoconvettori e dei fan coils sono, di norma,

- *Acqua fredda in regime estivo:* 7 °C entrante, 12 °C uscente
- *Acqua calda per il regime invernale batteria 1 rango* 70 °C entrante 60 °C uscente.

E' comunque possibile avere funzionamenti a temperature di alimento diverse da quelle sopra indicate e i vari Costruttori forniscono tabelle e/o abachi adatti a calcolare le due potenzialità delle batterie sia a 3 ranghi che a ad 1 rango. Va comunque tenuto presente che quasi sempre i fan coil sono utilizzati, per problemi di costo di impianto, nella configurazione a due tubi e pertanto il problema di alimentare le batterie con acqua a bassa temperatura non si pone.

Anche se in inverno si utilizza acqua entrante a 45 °C ed uscente a 40 °C (vedasi il caso di accoppiamento con pompe di calore) la superficie delle batterie a tre ranghi è tale che la potenzialità termica di riscaldamento è sempre soddisfatta.

Tuttavia se si usano fan coil a 4 tubi (in grado di dare contemporaneamente freddo o caldo a seconda delle necessità del carico ambiente) allora si pone un grosso problema nell'alimentare la batteria calda ad 1 rango con acqua a 45 °C. La potenzialità termica di quest'ultima, infatti, si riduce notevolmente con il rischio di non potere soddisfare il carico ambiente. In definitiva un fan coil che riesce a dare in estate di 3 kW frigoriferi riesce a dare in inverno, con batteria ad 1 rango alimentata a 45 °C, circa un 1 kW caldo. Ne consegue che non si hanno le necessarie condizioni di simmetria di carico che le zone climatiche A e B richiedono.

Capacità di riscaldamento, batteria per impianti a due tubi con ventilatore funzionante alla massima velocità

Unità con ventilatore centrifugo

Portata d'acqua		Differenza di temperatura K	Capacità di riscaldamento con ventilatore a massima velocità e batteria per impianto a due tubi						
l/h	l/s		42N 16	42N 25	42N 33	42N 43	42N 50	42N 60	42N 75
100	0,03	20	1,03	1,52	1,72	1,52	1,61	1,66	1,73
200	0,06	20	1,27	2,04	2,47	2,42	2,60	2,71	2,87
248	0,07	20	1,33	2,18	2,68	2,72	2,94	3,08	3,31
300	0,08	20	1,38	2,28	2,85	2,98	3,24	3,42	3,72
418	0,12	20	1,45	2,44	3,09	3,38	3,72	3,98	4,46
500	0,14	20	1,48	2,51	3,20	3,58	3,97	4,25	4,85
607	0,17	20	1,51	2,58	3,31	3,78	4,22	4,53	5,23
717	0,20	20	1,53	2,63	3,39	3,93	4,41	4,75	5,54
850	0,24	20	1,55	2,67	3,46	4,08	4,60	4,96	5,84
1010	0,28	20	1,57	2,71	3,52	4,21	4,77	5,15	6,12
1100	0,31	20	1,58	2,73	3,55	4,27	4,85	5,24	6,25
1249	0,35	20	1,59	2,76	3,59	4,35	4,96	5,37	6,44
1500	0,42	20	1,60	2,79	3,64	4,46	5,10	5,53	6,68
1800	0,50	20	1,62	2,81	3,68	4,55	5,22	5,67	6,90
2500	0,69	20	1,63	2,85	3,74	4,69	5,41	5,89	7,24
3000	0,83	20	1,64	2,87	3,76	4,75	5,49	5,98	7,39
100	0,03	30	1,55	2,26	2,56	2,30	2,42	2,49	2,57
200	0,06	30	1,91	3,05	3,70	3,67	3,93	4,10	4,33
248	0,07	30	2,02	3,25	4,02	4,13	4,45	4,67	5,01
300	0,08	30	2,07	3,40	4,26	4,51	4,89	5,18	5,64
418	0,12	30	2,17	3,66	4,63	5,11	5,61	5,99	6,76
500	0,14	30	2,22	3,75	4,79	5,41	5,98	6,40	7,32
607	0,17	30	2,28	3,85	5,00	5,70	6,35	6,82	7,89
717	0,20	30	2,30	3,92	5,07	6,00	6,65	7,15	8,36
850	0,24	30	2,33	3,99	5,17	6,14	6,84	7,46	8,80
1010	0,28	30	2,35	4,05	5,27	6,34	7,18	7,85	9,23
1100	0,31	30	2,36	4,08	5,31	6,43	7,29	7,92	9,42
1249	0,35	30	2,38	4,11	5,36	6,55	7,45	8,07	9,80
1500	0,42	30	2,40	4,16	5,43	6,70	7,66	8,31	10,10
1800	0,50	30	2,41	4,20	5,49	6,83	7,84	8,52	10,40
2500	0,69	30	2,44	4,26	5,58	7,03	8,12	8,83	10,90
3000	0,83	30	2,45	4,28	5,62	7,12	8,24	8,98	11,10
100	0,03	40	2,07	3,01	3,41	3,11	3,26	3,34	3,43
200	0,06	40	2,55	4,06	4,94	4,97	5,30	5,52	5,84
248	0,07	40	2,67	4,33	5,36	5,57	5,98	6,29	6,76
300	0,08	40	2,77	4,54	5,69	6,06	6,57	6,96	7,61
418	0,12	40	2,90	4,85	6,17	6,87	7,54	8,05	9,10
500	0,14	40	2,96	5,00	6,40	7,26	8,03	8,59	9,84
607	0,17	40	3,02	5,13	6,61	7,66	8,53	9,15	10,60
717	0,20	40	3,08	5,23	6,76	7,96	8,92	9,59	11,20
850	0,24	40	3,10	5,32	6,90	8,24	9,28	10,00	11,80
1010	0,28	40	3,13	5,40	7,02	8,49	9,62	10,40	12,40
1100	0,31	40	3,15	5,43	7,08	8,61	9,77	10,60	12,60
1249	0,35	40	3,17	5,48	7,15	8,77	9,98	10,80	13,00
1500	0,42	40	3,19	5,54	7,24	8,97	10,30	11,10	13,50
1800	0,50	40	3,22	5,59	7,32	9,14	10,50	11,40	13,90
2500	0,69	40	3,25	5,67	7,44	9,40	10,80	11,80	14,50
3000	0,83	40	3,26	5,70	7,49	9,51	11,00	12,00	14,80
100	0,03	50	2,60	3,77	4,27	3,93	4,11	4,21	4,32
200	0,06	50	3,20	5,08	6,20	6,29	6,69	6,97	7,38
248	0,07	50	3,35	5,42	6,71	7,03	7,54	7,94	8,55
300	0,08	50	3,47	5,68	7,12	7,65	8,27	8,76	9,62
418	0,12	50	3,63	6,08	7,73	8,66	9,49	10,10	11,50
500	0,14	50	3,71	6,25	8,01	9,15	10,10	10,80	12,40
607	0,17	50	3,78	6,42	8,27	9,64	10,70	11,50	13,40
717	0,20	50	3,83	6,54	8,47	10,00	11,20	12,10	14,10
850	0,24	50	3,88	6,66	8,64	10,40	11,70	12,60	14,90
1010	0,28	50	3,92	6,75	8,79	10,70	12,10	13,10	15,60
1100	0,31	50	3,94	6,80	8,86	10,80	12,30	13,30	15,90
1249	0,35	50	3,96	6,86	8,95	11,00	12,50	13,60	16,40
1500	0,42	50	4,00	6,93	9,07	11,30	12,90	14,00	17,00
1800	0,50	50	4,02	7,00	9,16	11,50	13,20	14,30	17,50
2500	0,69	50	4,06	7,09	9,30	11,80	13,60	14,80	18,30
3000	0,83	50	4,08	7,13	9,36	11,90	13,80	15,00	18,60

Tabella 54: Potenzialità frigorifera di fan coil a due tubi con differenza di temperatura acqua – ambiente

Capacità di riscaldamento, batteria per impianti a quattro tubi con ventilatore funzionante alla massima velocità

Unità con ventilatore tangenziale

Portata d'acqua		Differenza di temperatura K	Capacità di riscaldamento con ventilatore a massima velocità e batteria per impianto a quattro tubi				
l/h	l/s		42N 16	42N 25	42N 33	42N 43	42N 50
100	0,03	20	0,82	1,02	1,10	1,34	1,37
130	0,04	20	0,87	1,12	1,22	1,51	1,55
200	0,06	20	0,94	1,26	1,39	1,77	1,82
240	0,07	20	0,96	1,31	1,45	1,87	1,93
300	0,08	20	0,99	1,37	1,52	1,98	2,05
350	0,10	20	1,00	1,40	1,56	2,05	2,12
500	0,14	20	1,03	1,47	1,65	2,20	2,28
700	0,19	20	1,05	1,52	1,71	2,30	2,39
900	0,25	20	1,06	1,55	1,75	2,37	2,46
1100	0,31	20	1,07	1,57	1,77	2,41	2,51
100	0,03	30	1,22	1,53	1,65	2,00	2,04
130	0,04	30	1,30	1,68	1,83	2,25	2,31
200	0,06	30	1,40	1,89	2,08	2,65	2,72
240	0,07	30	1,44	1,96	2,17	2,80	2,88
300	0,08	30	1,47	2,05	2,28	2,97	3,06
350	0,10	30	1,49	2,10	2,34	3,08	3,18
500	0,14	30	1,54	2,20	2,47	3,29	3,40
700	0,19	30	1,57	2,27	2,56	3,45	3,57
900	0,25	30	1,58	2,31	2,61	3,54	3,68
1100	0,31	30	1,59	2,34	2,65	3,61	3,75
100	0,03	40	1,62	2,05	2,21	2,67	2,72
130	0,04	40	1,75	2,29	2,50	3,11	3,18
200	0,06	40	1,86	2,52	2,78	3,54	3,64
240	0,07	40	1,91	2,62	2,90	3,74	3,85
300	0,08	40	1,96	2,73	3,04	3,97	4,09
350	0,10	40	1,99	2,80	3,12	4,11	4,24
500	0,14	40	2,04	2,93	3,29	4,39	4,54
700	0,19	40	2,08	3,02	3,41	4,60	4,76
900	0,25	40	2,10	3,08	3,48	4,72	4,90
1100	0,31	40	2,12	3,12	3,53	4,81	4,99
100	0,03	50	2,03	2,57	2,77	3,34	3,41
130	0,04	50	2,16	2,81	3,06	3,78	3,86
200	0,06	50	2,33	3,16	3,49	4,44	4,56
240	0,07	50	2,39	3,29	3,64	4,69	4,83
300	0,08	50	2,45	3,42	3,81	4,97	5,12
350	0,10	50	2,48	3,51	3,91	5,15	5,31
500	0,14	50	2,55	3,67	4,12	5,49	5,68
700	0,19	50	2,60	3,78	4,26	5,75	5,96
900	0,25	50	2,63	3,85	4,35	5,91	6,13
1100	0,31	50	2,64	3,90	4,41	6,01	6,24
100	0,03	60	2,44	3,09	3,33	4,02	4,10
130	0,04	60	2,59	3,39	3,69	4,55	4,65
200	0,06	60	2,79	3,81	4,20	5,35	5,49
240	0,07	60	2,86	3,96	4,38	5,65	5,81
300	0,08	60	2,94	4,12	4,58	5,98	6,17
350	0,10	60	2,98	4,22	4,71	6,19	6,39
500	0,14	60	3,06	4,41	4,95	6,61	6,83
700	0,19	60	3,12	4,54	5,12	6,92	7,16
900	0,25	60	3,15	4,63	5,23	7,10	7,36
1100	0,31	60	3,17	4,68	5,30	7,22	7,49
100	0,03	70	2,84	3,62	3,90	4,70	4,79
130	0,04	70	3,07	4,06	4,42	5,49	5,61
200	0,06	70	3,26	4,45	4,91	6,26	6,42
240	0,07	70	3,34	4,63	5,12	6,61	6,80
300	0,08	70	3,43	4,82	5,36	7,00	7,21
350	0,10	70	3,48	4,93	5,50	7,24	7,47
500	0,14	70	3,57	5,15	5,78	7,72	7,98
700	0,19	70	3,63	5,31	5,98	8,08	8,36
900	0,25	70	3,67	5,40	6,10	8,29	8,59
1100	0,31	70	3,70	5,46	6,18	8,44	8,75

Differenza di temperatura = Temperatura di ingresso acqua calda - Temperatura di ingresso aria a bulbo secco
 Massima temperatura di funzionamento lato acqua: 90°C; Massima pressione di funzionamento lato acqua: 14 bar.

Tabella 55: Potenzialità termica di fan coil a due tubi con differenza di temperatura acqua - ambiente

Ad esempio nelle zone B si hanno carichi massimi estivi ed invernali del tutto comparabili per cui un ambiente può richiedere, ad esempio, 3 kW in estate e 3 kW circa in inverno. In queste condizioni un fan coil a quattro tubi alimentato con refrigeratore - pompa di calore potrà soddisfare il carico ambiente in estate ma non inverno.

Questa situazione, per altro standard per tutti i costruttori e prevista dalle norme Eurovent europee, non si pone per le zone fredde (dalla C in su) perché in queste l'utilizzo della pompa di calore non risulta conveniente o del tutto inopportuna (per il rischio delle gelate).

Pertanto nelle zone fredde (e quindi nella stragrande maggioranza delle regioni europee e nel nord dell'Italia) si utilizzano i fan coil a quattro tubi con alimentazione 7-12 °C in estate e 70-60 °C in inverno con caldaie a basse temperature.

Ciò pone notevoli problemi nella climatizzazione delle zone temperate con refrigeratori – pompa di calore con fan coil a quattro tubi. In pratica occorre forzare l'alimentazione delle batterie calde ad 1 rango dei fan coils con differenze di temperatura dell'acqua di 10 °C (ad esempio 45-35 °C) in modo da avere una maggiore resa termica, al limite sovradimensionando il fan coil per l'estate in modo da avere una maggiore resa termica in inverno.

13.2.4 BOCCHETTE E DIFFUSORI

Le bocchette di mandata (e di ripresa per i circuiti con ricircolo dell'aria) sono solitamente collegate ai canali dell'aria mediante opportuni tronchetti di collegamento. Esse sono dotate di alette di orientamento del flusso d'aria e, nei casi di bocchette più complesse, anche di una serranda di regolazione a monte, vedi Figura 166. Le bocchette sono caratterizzate da una velocità di lancio, v_k , e da un lancio, L_T , dell'aria fino a quando essa riduce la sua velocità al di sotto di 0.3 m/s. I diffusori hanno una funziona analoga quella delle bocchette. Essi sono del tipo indicato in Figura 167, cioè a forma quadrata o circolare. La loro selezione è del tutto simile a quella indicata per le bocchette e pertanto si fa ricorso ad abachi o tabelle fornite dai costruttori.

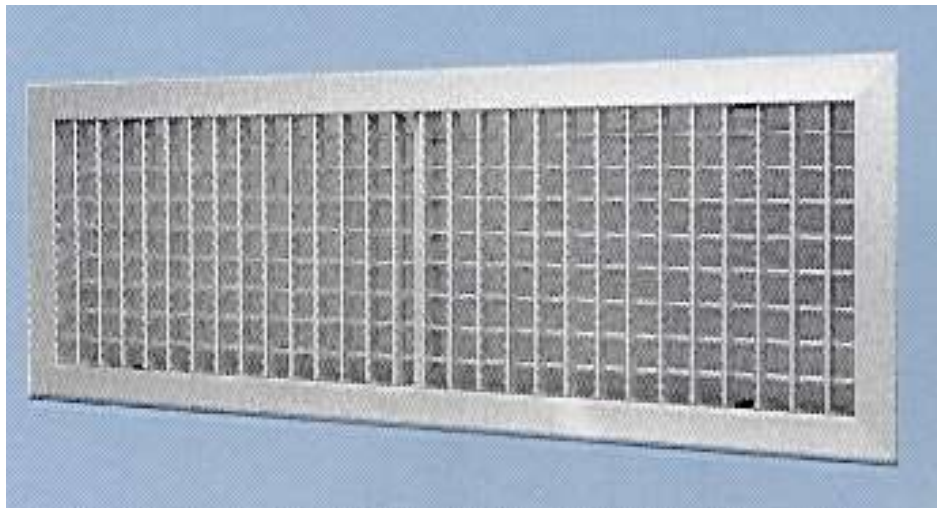


Figura 166: Bocchetta di mandata dell'aria con alette in alluminio

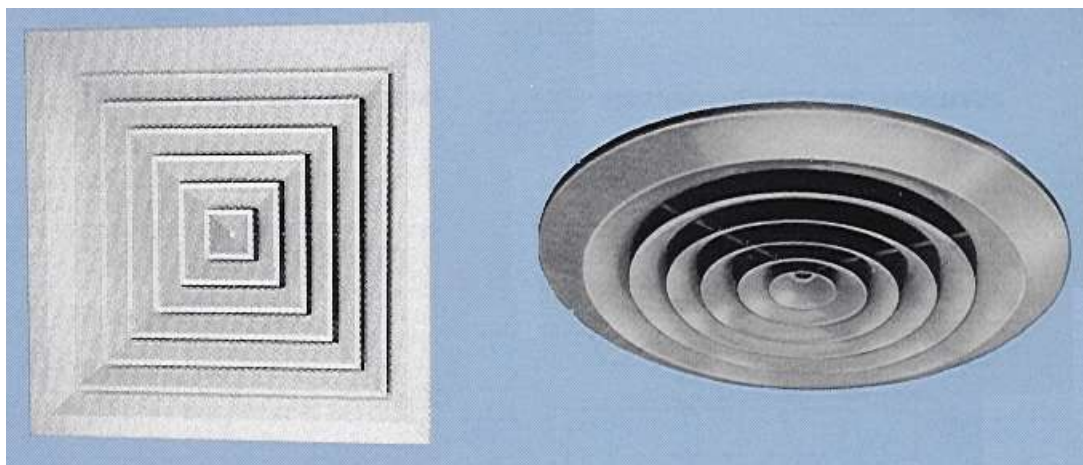


Figura 167: Tipologie di diffusori

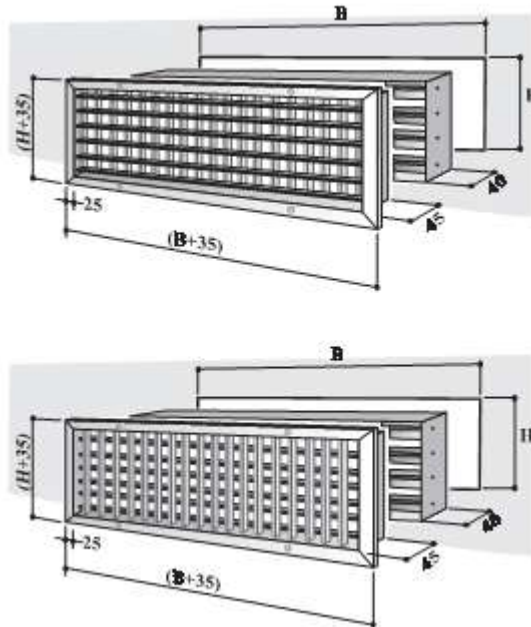


Figura 168: Componenti delle bocchette di mandata

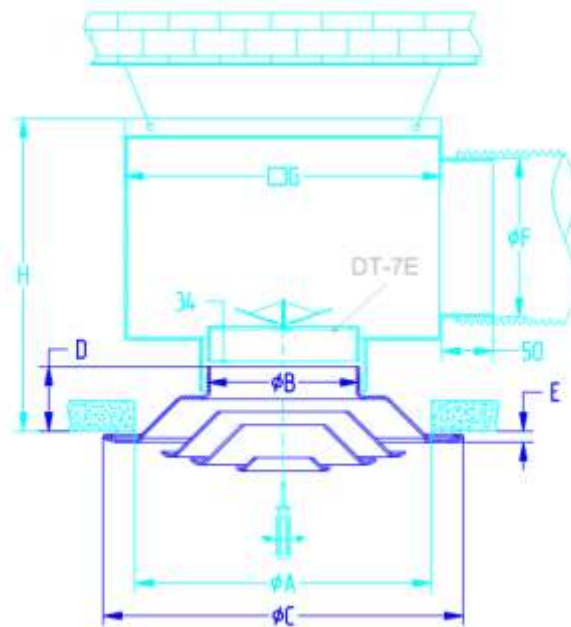


Figura 169: Sezione di un diffusore

Selezione delle bocchette o dei diffusori

La selezione delle bocchette di mandata (e in modo analogo per i diffusori) si fa tramite abachi del tipo di Figura 170.

In essi occorre entrare conoscendo la portata da inviare nell'ambiente e il lancio (distanza massima di lancio prima della deflessione verso terra). L'abaco indica in basso le dimensioni della bocchetta e a destra la rumorosità prodotta (valori NR o NC).

In alcuni casi i Costruttori forniscono tabelle di selezione che funzionano allo stesso modo degli abachi.

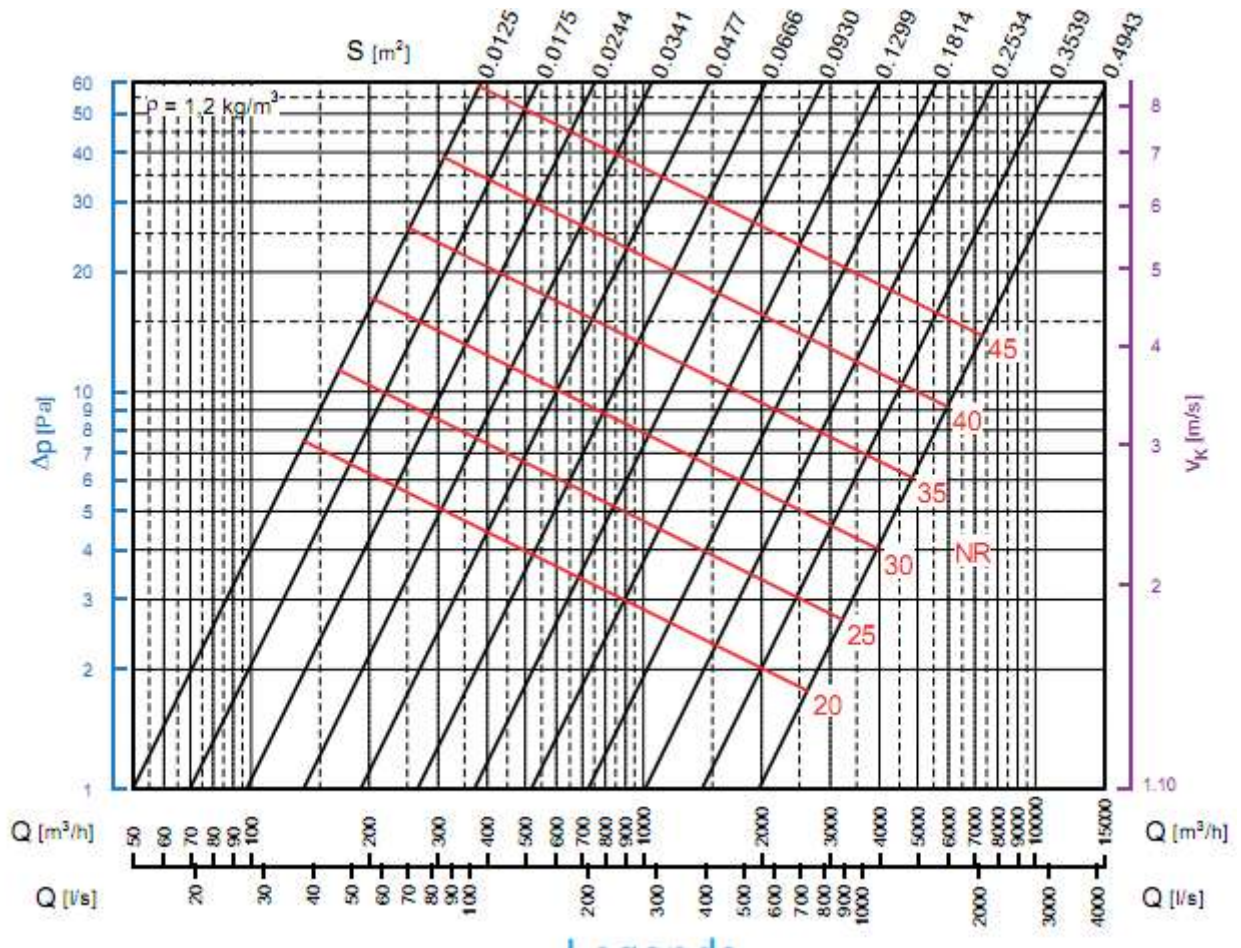


Figura 170: Abaco di selezione di una bocchetta di mandata

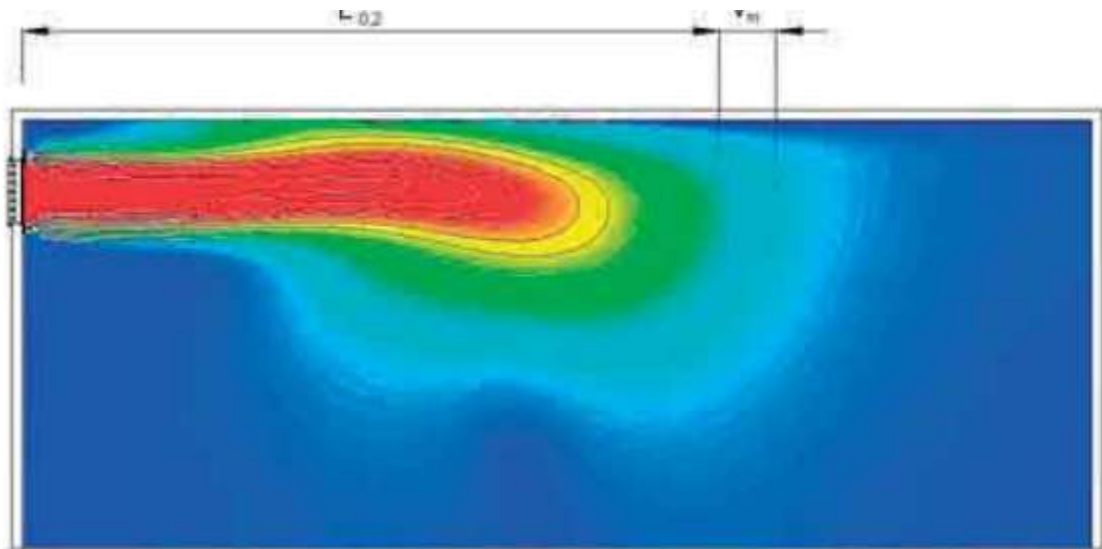


Figura 171: Esempio di lancio L_T

Area libera Free area	D.N. (mm)	Vel. m/s SIZE (mm)	Vel. m/s											
			1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	
														Press. Tot. mm.c.a.
dm² 1.2 200 x 100	Lancio - Throw	m³/h	92	118	151	185	210	244	302	361	420	487	546	
		NC	-	-	-	10	15	19	25	31	36	40	43	
		0°	0.75 0.60 0.25	1.2 2.1 4.0	1.8 2.4 4.6	2.1 3.4 5.2	2.7 4.0 5.8	3.0 4.6 6.1	3.4 4.9 6.7	4.3 5.2 7.3	4.8 5.6 7.9	5.2 6.4 8.8	5.5 6.7 9.4	5.8 7.3 10.1
		22°	0.75 0.60 0.25	0.9 1.8 3.0	1.5 1.8 3.7	1.8 2.7 4.3	2.1 3.0 4.6	2.4 3.7 4.9	2.7 4.0 5.5	3.4 4.3 5.8	3.7 4.6 6.4	4.3 5.2 7.0	4.4 5.5 7.6	4.6 5.8 7.9
		45°	0.75 0.60 0.25	0.8 0.9 2.1	0.9 1.2 2.4	1.2 1.5 2.7	1.3 2.1 3.0	1.5 2.1 3.2	1.8 2.4 3.4	2.1 2.7 3.7	2.4 3.0 4.0	2.5 3.2 4.3	2.7 3.4 4.6	3.0 3.7 4.9
		dm² 1.9 300 x 100	Lancio - Throw	m³/h	134	176	218	260	302	353	437	521	613	697
NC	-	-		-	11	16	20	26	32	37	41	44		
0°	0.75 0.60 0.25	1.5 2.4 4.9		2.1 3.4 5.6	2.7 4.0 6.4	3.0 4.9 7.0	3.7 5.2 7.3	4.3 5.8 7.9	5.2 6.4 8.8	5.8 7.0 9.6	6.1 7.6 10.7	6.7 7.9 11.3	7.0 8.2 12.2	
22°	0.75 0.60 0.25	1.2 1.8 4.0		1.8 2.7 4.6	2.1 3.0 5.2	2.4 3.4 5.5	3.0 4.3 5.8	3.4 4.6 6.4	4.3 5.2 7.0	4.8 5.5 7.9	4.9 6.1 8.5	5.5 6.4 9.1	5.7 6.7 9.6	
45°	0.75 0.60 0.25	0.9 1.2 2.4		1.2 1.5 2.7	1.3 2.1 3.0	1.5 2.4 3.4	1.8 2.7 3.7	2.1 2.9 4.0	2.4 3.4 4.6	2.7 3.7 4.9	3.0 4.0 5.2	3.4 4.1 5.5	3.7 4.3 6.1	
dm² 2.2 350 x 100	Lancio - Throw	m³/h		151	202	252	302	352	403	504	605	706	806	907
NC		-	-	-	11	16	20	26	32	37	41	44		
0°		0.75 0.60 0.25	1.5 2.7 5.2	2.4 3.4 6.1	2.7 4.3 6.7	3.4 5.2 7.3	4.0 5.8 7.9	4.6 6.1 8.5	5.5 7.0 9.4	6.1 7.6 10.4	6.7 8.2 11.3	7.3 8.6 12.2	7.6 9.1 12.8	
22°		0.75 0.60 0.25	1.2 2.1 4.3	1.8 2.7 4.9	2.1 3.4 5.5	2.7 4.3 5.8	3.0 4.6 6.4	3.7 4.9 6.7	4.3 5.5 7.6	4.9 6.1 8.2	5.5 6.7 9.1	5.8 7.0 9.6	6.1 7.3 10.4	
45°		0.75 0.60 0.25	0.9 1.2 2.4	1.2 1.8 3.0	1.3 2.1 3.4	1.5 2.4 3.7	1.8 2.7 4.0	2.1 2.9 4.0	2.4 3.4 4.6	2.7 3.7 4.9	3.0 4.0 5.2	3.4 4.1 5.5	3.7 4.3 6.1	
dm² 2.5 400 x 100		Lancio - Throw	m³/h	168	227	286	344	403	454	571	689	798	916	1025
NC	-		-	-	12	17	21	27	33	38	42	45		
0°	0.75 0.60 0.25		1.5 2.7 5.5	2.4 3.7 6.4	3.0 4.8 7.3	3.7 5.8 7.9	4.3 6.1 8.5	4.9 6.7 9.1	5.5 7.3 10.1	6.1 7.9 11.3	6.7 8.5 12.2	7.3 8.6 12.8	7.6 9.1 13.7	
22°	0.75 0.60 0.25		1.2 2.1 4.3	1.8 2.7 5.2	2.1 3.4 5.8	2.7 4.3 6.4	3.0 4.6 6.7	3.7 4.9 6.7	4.3 5.5 7.6	4.9 6.1 8.2	5.5 6.7 9.1	5.8 7.0 9.6	6.1 7.3 10.4	
45°	0.75 0.60 0.25		0.9 1.2 2.4	1.2 1.8 3.4	1.3 2.1 3.7	1.5 2.4 4.0	1.8 2.7 4.3	2.1 2.9 4.0	2.4 3.4 4.6	2.7 3.7 4.9	3.0 4.0 5.2	3.4 4.1 5.5	3.7 4.3 6.1	
dm² 2.9 450 x 100	Lancio - Throw		m³/h	193	260	328	395	462	521	655	790	916	1050	1178
NC		-	-	-	13	18	22	28	34	39	43	46		
0°		0.75 0.60 0.25	1.8 2.7 5.8	2.7 4.0 7.0	3.4 4.9 7.8	4.0 5.8 8.5	4.6 6.7 9.1	5.2 7.0 9.8	6.4 7.9 11.0	7.0 8.2 12.2	7.6 9.1 12.8	8.2 10.1 13.7	8.6 10.7 14.6	
22°		0.75 0.60 0.25	1.5 2.4 4.8	2.1 3.0 5.5	2.7 4.0 6.1	3.0 4.8 6.7	3.7 5.5 7.3	4.3 5.7 7.9	5.2 6.4 8.8	5.5 6.7 9.8	6.1 7.3 10.4	6.7 7.9 11.0	6.9 8.5 11.8	
45°		0.75 0.60 0.25	0.9 1.5 3.0	1.2 1.8 3.4	1.3 2.4 4.0	1.5 3.0 4.3	1.8 3.4 4.6	2.1 3.7 4.9	2.4 4.0 5.5	2.7 4.0 5.2	3.0 4.3 5.5	3.4 4.6 6.1	3.7 4.9 6.4	
dm² 4.6 450 x 150		Lancio - Throw	m³/h	302	403	504	605	706	806	1008	1210	1411	1613	1814
NC	-		-	10	15	20	24	30	36	41	45	48		
0°	0.75 0.60 0.25		2.1 3.7 7.3	3.4 4.9 8.5	4.3 6.1 9.4	4.9 7.3 10.4	5.8 8.2 11.3	6.7 8.8 12.2	7.9 9.8 13.7	8.8 10.7 14.8	9.4 11.8 15.8	10.0 12.2 16.8	10.7 13.1 18.0	
22°	0.75 0.60 0.25		1.8 3.0 5.8	2.7 4.0 6.7	3.4 4.9 7.8	4.0 5.8 8.2	4.6 6.7 9.1	5.5 7.0 9.8	6.4 7.9 11.0	7.0 8.5 11.8	7.6 9.1 12.8	7.9 9.6 13.7	8.5 10.4 14.3	
45°	0.75 0.60 0.25		1.2 1.8 3.7	1.5 2.4 4.3	2.1 3.0 4.9	2.4 3.7 5.2	3.0 4.0 5.8	3.4 4.3 6.1	4.0 4.9 6.7	4.3 5.2 6.4	4.6 5.8 7.9	4.9 6.1 8.1	5.2 6.4 8.6	
dm² 5.7 400 x 200	Lancio - Throw		m³/h	344	462	580	697	815	924	1159	1394	1621	1848	2083
NC		-	-	-	10	15	20	24	30	36	41	45		
0°		0.75 0.60 0.25	2.4 4.0 7.9	3.7 5.2 9.1	4.6 6.7 10.4	5.5 7.9 11.3	6.4 8.8 12.2	7.3 9.4 13.1	8.5 10.4 14.3	9.1 11.6 15.8	10.1 12.2 17.1	10.7 13.1 18.3	11.3 13.7 19.2	
22°		0.75 0.60 0.25	1.8 3.0 6.4	3.0 4.3 7.3	3.7 5.5 8.2	4.3 6.4 9.1	5.2 7.0 9.8	5.8 7.8 10.4	6.7 8.2 11.6	7.3 9.1 11.8	7.9 9.6 13.7	8.5 10.4 14.6	9.1 11.9 16.2	
45°		0.75 0.60 0.25	1.2 1.8 4.0	1.5 2.7 4.6	2.4 3.4 5.2	3.0 4.0 5.5	3.4 4.3 6.1	4.0 4.6 6.4	4.6 5.2 7.3	5.2 5.8 7.9	5.5 6.1 8.5	5.8 6.7 9.1	6.1 7.0 9.4	

Tabella 56: Tabella di selezione delle bocchette di mandata

13.2.5 RECUPERATORI DI CALORE

In alcune zone climatiche è obbligatorio recuperare il calore dell'aria calda espulsa dagli ambienti.

Ma il concetto del recupero termico è utilizzato anche per il condizionamento invernale. Le unità di recupero termico sono scambiatori ad aria a doppio flusso, come indicato in Figura 172. In Figura 175 si può osservare come è fatto internamente questo scambiatore di calore.

I dati tecnici e le prestazioni dei recuperatori sono riportati in Figura 177 e in Tabella 57.

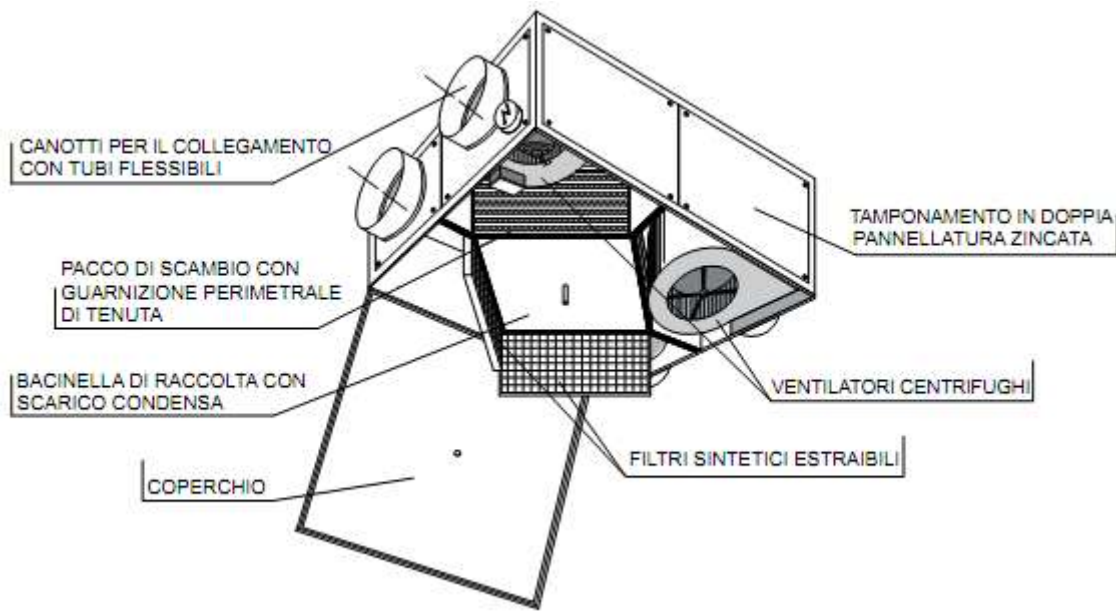


Figura 172: Funzionamento di un recuperatore di calore

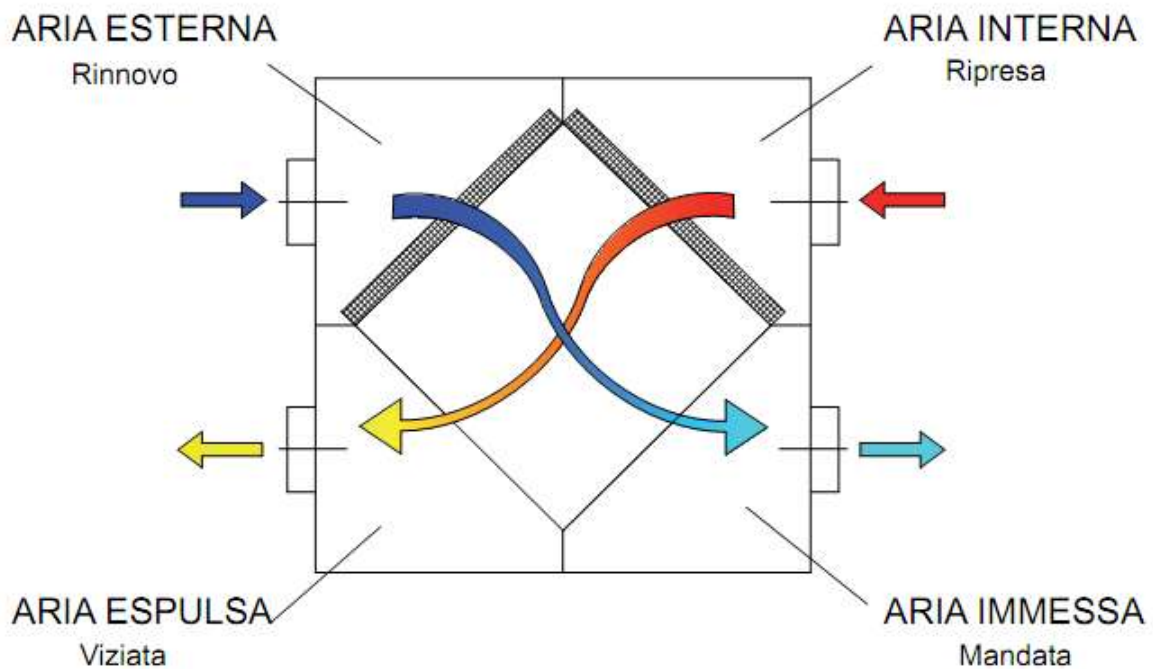


Figura 173: Schema dei flussi incrociati

Modello	Portata massima [m³/h]	Pressione statica utile [Pa]	Pressione differenziale massima [Pa]	Efficienza di recupero [%]	Potenza termica recuperata [kW]	Aria espulsa di ripresa		Aria immessa di rinnovo		Condensazione [l/h]
						T _e [°C]	φ _e [%]	T _i [°C]	φ _i [%]	
DRC 600	600	60	1000	52.3	2.63	8.9	91.7	8.1	29.7	0.5
DRC 1000	1000	50	1000	52	3.9	9	91.6	8	29.8	0.8
DRC 1500	1500	130	1000	51	6.2	9.4	90.1	7.4	31.1	1.2
DRC 2000	2000	110	1000	51	8.28	9.4	90.1	7.4	31.1	1.6
DRC 2500	2500	120	1500	50.4	10.3	9.4	90.1	7.3	31.2	2.0
DRC 3000	3000	50	1500	53.9	13.5	8.7	91.6	8.5	29.8	3.0
DRC 3500	3500	90	1500	53	15.5	8.8	92.1	8.2	29.3	3.3
DRC 4000	4000	60	1500	53.5	17.9	8.7	92.4	8.4	29.1	3.9

Figura 174: Prestazioni di un recuperatore di calore

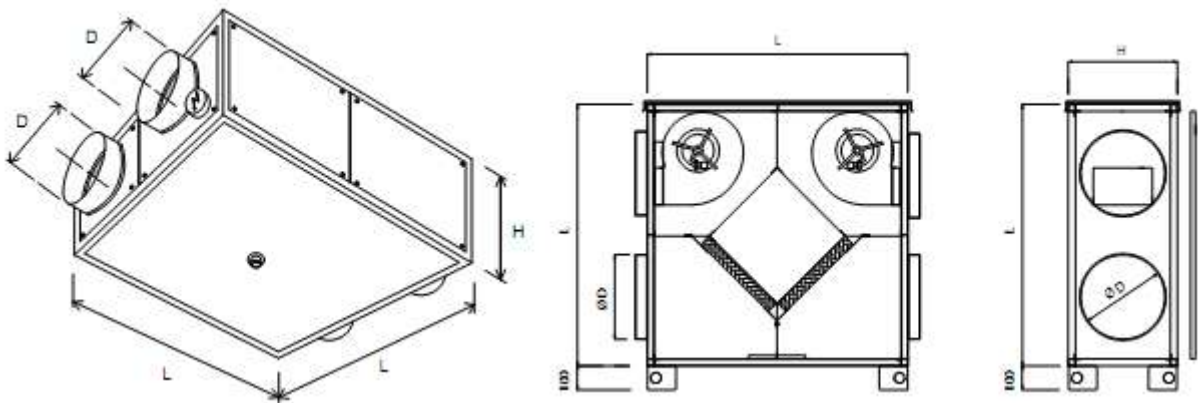


Figura 175: Vista interna di un recuperatore di calore

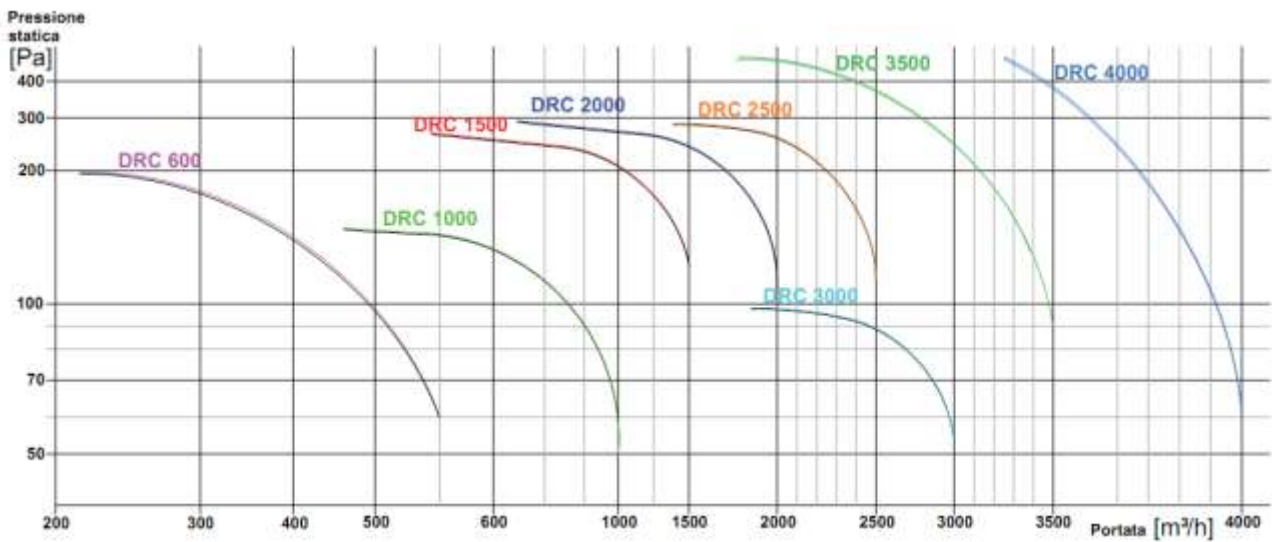


Figura 176: Perdite di carico di un recuperatore di calore

monoblocco di recupero e condizionamento

CARATTERISTICHE (dotazione di serie)

- Unità monoblocco di recupero e condizionamento in pompa di calore
- Elevato COP globale
- Recuperatore a flussi incrociati ad elevata efficienza
- Configurazioni di mandata e ripresa modificabili in cantiere
- Bassi livelli di rumorosità
- Filtro G4
- Regolazione elettronica a microprocessore

ACCESSORI

- Filtri F5 od F7
- Filtri antigrasso
- Terminale remoto a parete
- Batteria di post- riscaldamento ad acqua
- Batteria di post- riscaldamento elettrica



HRU-E R407C		15	25	35
Resa frigorifera	kW	10,1	15,6	21,1
Potenza assorbita	kW	3	4,7	5,9
EER totale	W/W	3,4	3,4	3,6
Resa in riscaldamento	kW	12,6	20,7	26,2
Potenza assorbita	kW	2,7	3,9	5
COP totale	W/W	4,7	5,3	5,2
DATI TECNICI				
Portata d'aria	m3/h	1500	2500	3500
Pressione statica mandata	Pa	190	230	230
Pressione statica ripresa	Pa	160	200	205
Alimentazione elettrica	V-ph-hz	400-3-50		
Dimensioni LxPxH	mm	2000x1220x500	2300x1300x590	2500x1450x690
Peso in funzione	Kg	265	317	380

Tabella 57: Dati tecnici di un monoblocco recuperatore di calore



Figura 177: Vista di un recuperatore di calore all'interno dell'UTA

Si hanno molti altri tipi di recuperatori di calore, rotanti, a piastre, termodinamici, ... Si tralascia la loro presentazione rinviandola ai manuali specializzati o ai cataloghi commerciali.

Selezione di un recuperatore di calore

La selezione viene effettuata tramite abachi e/o tabelle fornite dalle case costruttrici, come sopra esemplificato.

L'efficienza di un recuperatore di calore, secondo la ASHRAE Standard 84, è definita dalla relazione:

$$\eta = \frac{i' - x_{eu}}{i' - x_{eu}}$$

ove si ha:

- η efficienza su calore sensibili, latente o totale;
- x_{ij} temperatura, umidità o entalpia ingresso immissione;
- x_{iu} temperatura, umidità o entalpia uscita immissione;
- x_{ei} temperatura, umidità o entalpia ingresso espulsione;
- x_{eu} temperatura, umidità o entalpia uscita espulsione;
- i' portata di immissione in peso;
- i portata di espulsione in peso;
- i portata minore fra le due precedenti.

14. ILLUMINAZIONE CON LAMPADE A LED

14.1 LUCI A LED. - FUNZIONAMENTO

Il Led è un componente elettronico che, al passaggio di una minima corrente, emette una luce priva di infrarossi ed ultravioletti, accendendosi immediatamente.

La tecnologia LED (*Light-Emitting Diodes*) rappresenta l'evoluzione dell'illuminazione allo stato solido, in cui la generazione della luce è ottenuta mediante semiconduttori anziché utilizzando un filamento o un gas. L'illuminazione LED è più efficiente dal punto di vista energetico, ha una durata maggiore ed è più sostenibile.

Inoltre consente innovative e creative soluzioni di utilizzo che integrano la luce nelle nostre case, nelle automobili, nei negozi e nelle città. I LED sono destinati, nel tempo, a sostituire le lampade tradizionali ad incandescenza e le lampade a fluorescenza.

14.2 RISPARMIO ENERGETICO

Grazie all'elevato illuminamento caratteristico delle lampade e lampadine a led, è possibile sostituire con esse anche le lampade fluorescenti (compatte o al neon) con equivalenti a led che consumano molta meno energia, cioè di potenza (in watt) decisamente inferiore, conseguendo un rilevante risparmio economico.

Ad esempio, è possibile sostituire una normale lampada al neon da 40 W (del tipo T8 da 26 mm di diametro e 120 cm di lunghezza) con un "tubo a led" (composto da quasi 300 piccoli led) che consuma non più di 17 W.

In tal caso, ipotizzando un costo dell'energia elettrica di 0,15 €/kWh e un uso medio di 6 ore al giorno, il consumo annuo con le due diverse lampade sarebbe, rispettivamente, di 87,6 kWh e di 37,2 kWh. Pertanto, il risparmio annuo nell'usare la lampada a led al posto di quella fluorescente al neon sarebbe di 50,4 kWh, e dunque di 7,5 €.

14.3 DURATA

I LED mantengono il 70% dell'emissione luminosa iniziale ancora dopo 50.000 ore, secondo gli standard EN50107. Con ciò non è detto che bisogna necessariamente sostituirli dopo tale periodo, se tale riduzione non crea eccessivi fastidi si possono tranquillamente utilizzare fino alla completa perdita di luminosità, stimata in 100.000 ore.

Confrontando la durata dei led rispetto alle lampade tradizionali e ipotizzando un funzionamento medio di 6 ore al giorno, notiamo che:

la vita media di una lampadina a filamento è di circa 1000/1500 ore (250 giorni)

la vita media di una lampada a scarica è di 4.000 ore circa (666 giorni)

la vita media di una lampada fluorescente è di 6.000 ore (1.000 giorni)
 la vita media di una lampada a led è di 50.000 ore (8.333 giorni)

14.4 ALTA EFFICENZA LUMINOSA

L'efficienza luminosa di una sorgente di luce è il rapporto tra il flusso luminoso e la potenza in ingresso. La dimensione è espressa in lumen/watt. Il flusso luminoso è definito in base alla percezione soggettiva dell'occhio umano medio e corrisponde ad una particolare curva all'interno dello spettro della luce visibile. Una lampadina emette radiazioni anche al di fuori della banda visibile, in genere nell'infrarosso e nell'ultravioletto, che non contribuiscono alla sensazione di luminosità. Una lampada ha una maggiore efficienza luminosa quanto più è in grado di emettere uno spettro adatto alla percezione umana.

Attualmente i led hanno un'efficienza luminosa fino a 120 lm/W, rispetto ai:

- 13 lm/W delle lampade ad incandescenza
- 16 lm/W per le alogene
- 50 lm/W per le fluorescenti

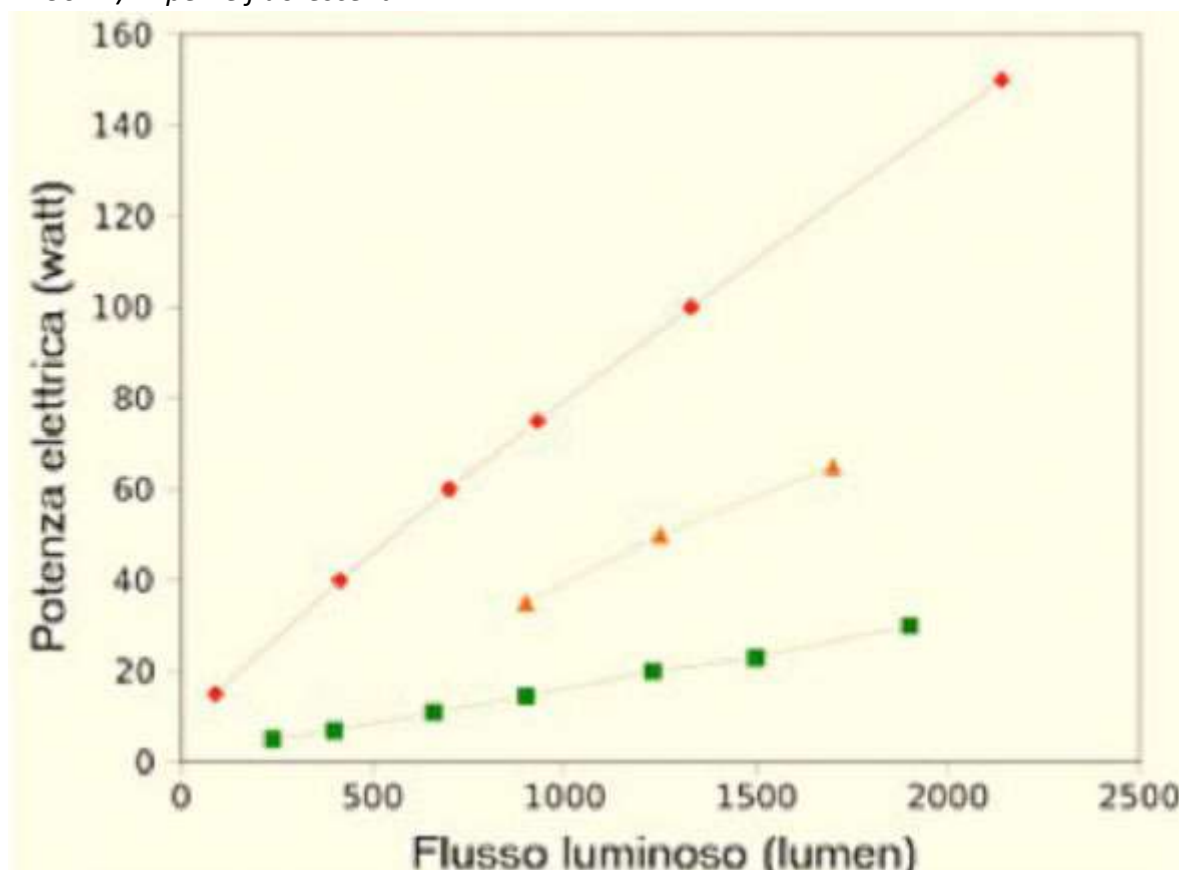


Figura 178: Caratteristiche delle lampade a LED

14.4.1 NON INQUINA E NON CONTIENE SOSTANZE PERICOLOSE

Il led contiene polvere di silicio, non contiene gas nocivi alla salute e non ha sostanze tossiche, a differenza delle fluorescenti e delle lampade a scarica (alogenuri metallici e vapori di sodio).

Totale assenza di inquinamento luminoso; il led brilla, ma non satura l'ambiente. Zero sono le emissioni di raggi U.V. (ultravioletto) che in via generale sono dannosi per l'uomo per

lunghe esposizioni nel tempo. Zero sono anche le emissioni di raggi I.R. (radiazione infrarossa), dannosi agli occhi per esposizioni dirette.

Tali emissioni sono molto dannose anche per il commercio del tessile e del pellame, materiali questi molto sensibili ai raggi U.V. Perdita di brillantezza dei colori e sclerotizzazione dei materiali, in particolare quelli naturali e quindi più pregiati, sono spesso l'inevitabile conseguenza di una lunga esposizione alla luce artificiale: un motivo in più per utilizzare i Led nell'illuminazione dei locali commerciali.

14.4.2 I LED NON EMETTONO LUCE CALDA

I LED generano calore, ma lo trattengono al loro interno, difatti l'involucro è in grado di controllare il calore generato e di smaltirlo verso dissipatori esterni. La potenza usata viene così impiegata al meglio per l'illuminazione, ottimizzando l'efficienza. La temperatura media raramente è superiore a 50°. I led possono quindi essere installati a contatto con legno, plastica, e tutti quei materiali che temono l'eccessivo calore.

Notevole può rivelarsi il risparmio nel climatizzare un ambiente molto illuminato: infatti una lampada ad incandescenza o alogena produce una notevole quantità di calore disperso nell'ambiente e normalmente, quando si eseguono dei calcoli per la progettazione di un impianto di climatizzazione, viene considerata come una fonte di calore da abbattere di circa 75 W. L'equivalente fonte di luce, ma a LED, viene valutata con margine ridondante a circa 15 W.

14.4.3 ASSENZA DI MANUTENZIONE

I costi di manutenzione degli apparati di illuminazione a LED sono stimati nell'ordine di un centesimo rispetto agli impianti al sodio attualmente in uso, quindi praticamente nulli.

14.4.4 COMPATIBILITÀ CON TUTTI GLI ATTACCHI

Le tipologie di led in commercio sono compatibili con dimensioni / attacchi / tensioni di alimentazione esistenti: basta svitare ed avvitare, sfilare ed infilare al posto delle altre lampade.

PARTE TERZA

UTILIZZO DELLE FONTI ENERGETICHE RINNOVABILI

PREMESSE

I nuovi decreti attuativi della L. 90/13 sui requisiti minimi degli edifici definiscono come edifici classificabili come “quasi zero energia” tutti quelli che rispettano quanto previsto dai nuovi decreti attuativi per l’involucro esterno e per gli impianti (rispetto all’edificio di riferimento) e che rispettino i criteri indicati dal D.Lgs. 28/2011 sull’utilizzo delle Fonti Energetiche Rinnovabili (FER).

Pertanto in questa terza parte della Tesi si affrontano le problematiche relative all’utilizzo delle FER sia dal punto di vista del D.Lgs. 28/2011 che dell’applicazione della norma UNI TS 11300 Parte 4. Il primo, infatti, obbliga all’utilizzo delle FER indipendentemente dalle verifiche energetiche mentre la seconda vede le FER come mezzo per ridurre i consumi di energia primaria dell’edificio.

Non sfugge la considerazione che anche l’utilizzo delle FER costituisce un problema progettuale architettonico. Gli impianti ad energia rinnovabili, infatti, non debbono essere considerati separati dall’edificio ma integrati in esso in modo da armonizzare l’impatto visivo.

15. D.LGS. 28/11 – USO DI FONTI RINNOVABILI

15.1 PREMESSE

Il D.Lgs. 28/2011 del 3/03/2011, recepisce la direttiva 2009/28/CE (nota anche come direttiva *RES*) sulla promozione dell'uso di fonti energetiche rinnovabili (FER).

A partire dal 01/06/2012 il D.Lgs. 28/2011 è entrato in vigore e all'art. 11 così recita:

1.. I progetti di edifici di nuova costruzione ed i progetti di ristrutturazioni rilevanti degli edifici esistenti prevedono l'utilizzo di fonti rinnovabili per la copertura dei consumi di calore, di elettricità e per il raffrescamento secondo i principi minimi di integrazione e le decorrenze di cui all'allegato 3.

.....

3. L'inosservanza dell'obbligo di cui al comma 1 comporta il **diniego del rilascio del titolo edilizio**.

Pertanto l'applicazione del decreto interessa non solo gli aspetti energetici ed impiantistici dell'edificio ma anche le norme urbanistiche ed autorizzative dei Comuni.

In pratica i progettisti debbono dichiarare l'utilizzo di FER ed indicare la Quota di Energia rinnovabile (QR).

A partire dal 01/01/2014 il limite è 35%. Questo costituisce un requisito obbligatorio.

Un altro requisito imposto (vedi All. 3 del decreto) è che venga prodotta on site energia elettrica con pannelli fotovoltaici con potenza pari a:

$$P_{elett} = \frac{S_{pianta}}{K}$$

con K=65 fino al 31/12/2016.

Lo stesso D.Lgs. 28/2011 prevede che nel caso in cui non si riesca a rispettare i valori indicati di copertura da FER e a verificare gli altri vincoli imposti allora si deve ricalcolare l'indice di prestazione limite dell'edificio mediante la relazione:

$$EP_{Dlgs28-11} = EP_{lim-192} \left[\frac{1}{2} + \frac{\frac{\%_{eff}}{4} + \frac{P_{eff}}{4}}{\frac{\%_{obbl}}{4} + \frac{P_{obbl}}{4}} \right]$$

In pratica l' $EP_{lim-192}$ deve essere ricalcolato tenendo conto dei rapporti fra copertura dei consumi con fonti rinnovabili ($\%_{eff}$) e potenza degli impianti fotovoltaici installati (P_{eff}) ed i rispettivi minimi obbligatori ($\%_{obbl}$ e P_{obbl}).

Ciascuno di questi due obblighi, se non completamente ottemperato, deve essere compensato con una riduzione proporzionale che vale fino al 25% dell'Indice di Prestazione Energetica limite $E_{Plim-192}$ calcolato secondo il D.Lgs. 192/05 e il DM 06/09 per ciascuno dei due requisiti presi in considerazione.

15.2 PRESTAZIONE ENERGETICA E FONTI RINNOVABILI

Fatte queste premesse passiamo all'analisi del contributo delle fonti rinnovabili al bilancio energetico dei nostri edifici. Si tratta di un argomento che nasconde invece molte insidie dovute in special modo alla scarsa chiarezza espositiva dello stesso decreto.

15.2.1 I FATTORI DI CONVERSIONE IN ENERGIA PRIMARIA

Il calcolo della prestazione energetica dei sistemi edificio- impianto comprende i seguenti passi:

1. Calcolo del fabbisogno di energia utile dell'involucro edilizio;
2. Calcolo dell'energia consegnata o fornita agli impianti, cioè della quantità di energia utilizzata dagli impianti sotto forma di vettori energetici (combustibili, energia elettrica, radiazione solare, calore da teleriscaldamento), per soddisfare il fabbisogno di energia utile;
3. Conversione dell'energia fornita in **energia primaria**, cioè energia prelevata dalle fonti energetiche.

Il procedimento è illustrato nella Figura 179

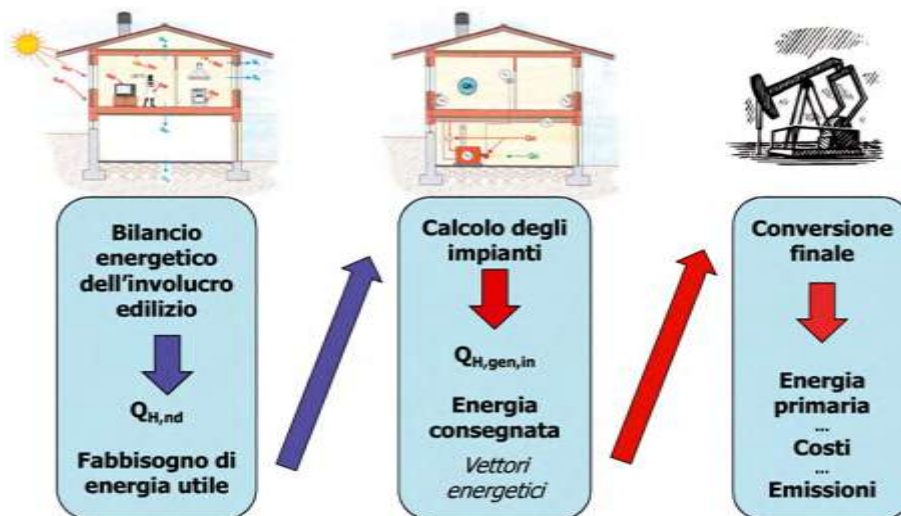


Figura 179: Passi di calcolo della prestazione energetica dei sistemi edifici-impianto

L'ultimo passo è necessario perché, per valutare il consumo di fonti energetiche per fornire i servizi di climatizzazione dell'edificio, occorre tenere conto di ciò che succede dal punto di prelievo dell'energia alle fonti fino al punto di consegna all'impianto.

L'energia primaria è quella che viene fornita dalle "**fonti**", cioè "*energia che non ha (ancora) subito alcun processo di trasformazione e conversione*".

L'energia primaria si divide in due tipologie fondamentali:

- L'energia primaria rinnovabile (radiazione solare, vento);
- L'energia primaria non rinnovabile (combustibili fossili).

I fattori di conversione in energia primaria esprimono quindi il *rapporto fra i kWh prelevati alla fonte ed i rispettivi kWh consegnati all'impianto*.

Alcuni vettori energetici (per esempio l'energia elettrica) possono essere prodotti con un energia rinnovabile e non rinnovabile e quindi entrambi i fattori di conversione in energia rinnovabile e non rinnovabile sono diversi da zero. La somma dei fattori di conversione in energia primaria rinnovabile e non rinnovabile si chiama "*fattore di conversione in energia primaria totale*".

Comunemente sono in uso i fattori di conversione in energia primaria totale e non rinnovabile. La differenza fra i due è evidentemente il fattore di conversione in energia primaria rinnovabile.

Nell'esprimere il quantitativo di energia primaria (prelevata alle fonti) associato ad ogni kWh consegnato all'ingresso dell'impianto sotto forma di vettori energetici, si può tenere conto (o non) dei seguenti costi energetici aggiuntivi:

- *L'energia spesa per il trasporto dalla fonte al punto di consegna (per esempio, nel caso del gas, l'energia spesa per il pompaggio e le dispersioni della rete di trasporto e distribuzione);*
- *L'energia spesa per la costruzione delle infrastrutture di trasporto e delle apparecchiature (costruzione dei gasdotti, costruzione dei pannelli solari termici, ...).*

Per questo vi sono fattori di conversione in energia primaria diversi in Germania, nelle norme EN (valori ivi proposti come default) e in Italia, riassunti nella Tabella 58.

In Germania (DIN 18599) sono definiti i fattori di conversione in energia primaria totale ed in energia primaria non rinnovabile e si tiene conto delle perdite di trasporto.

Vettore energetico		DIN V 18599			EN 15603 allegato A			UNI-TS11300
		Energia primaria totale			Energia primaria totale compresa l'energia per la costruzione delle infrastrutture			Non rinnovabile, escluso il trasporto
		Totale	Non rinnovabile	Rinnovabile	Totale	Non rinnovabile	Rinnovabile	Non rinnovabile
Combustibili	Gas	1,02	1,02	0	1,36	1,36	0	1
	Gasolio	1,1	1,1	0	1,35	1,35	0	1
	Carbone	1,1...1,2	1,1...1,2	0	1,4	1,4	0	1
	Legna	1,2	0,2	1	1,06...1,10	0,06...0,10	0	0
Radiazione solare		1,0	0,0	1,0	1,0	0,0	1	0
Calore dall'ambiente esterno		1,0	0,0	1,0	1,0	0,0	1	0
Mix elettrico		2,18	2,18	0	3,31	3,14	0,17	2,18
				0	(1,5...4,05)	(0,50...4,05)		
Tele riscaldamento	Combustibili fossili	0,7 (*)	0,7 (*)		Calcolato dal fornitore secondo EN 15316-4-5			Calcolato dal fornitore secondo EN 15316-4-5
cogenerazione	Combustibili rinnov.	0,7 (*)	0,0 (*)					
Tele	Combustibili fossili	1,3 (*)	1,3 (*)					
riscaldamento caldaie	Combustibili rinnov.	1,3 (*)	0,1 (*)					

(*) oppure calcolato secondo EN 15316-4-5

Tabella 58: Fattori di conversione in energia primaria

I combustibili fossili hanno perciò fattore di conversione in energia primaria totale pari a 1,1. Per i combustibili fossili la frazione rinnovabile è ovviamente **nulla** (per cui i fattori di conversione in energia primaria totale e non rinnovabile coincidono) mentre nel caso della radiazione solare è nulla la componente non rinnovabile.

L'energia elettrica è prevalentemente di origine non rinnovabile ma contiene anche una componente rinnovabile (idroelettrico, eolico, fotovoltaico...).

Nella norma UNI-EN 15603 sono proposti valori di energia primaria totale e di energia primaria non rinnovabile analoghi. I valori sono numericamente diversi (maggiori) perché tengono conto anche dell'energia necessaria alla costruzione delle infrastrutture per il trasporto dei vettori energetici.

15.3 LA SCELTA DEL D.LGS 3 MARZO 2011, N. 28

La legislazione italiana corrente fa quindi riferimento esclusivamente ai fattori di conversione in energia primaria non rinnovabile.

Il decreto di recepimento della direttiva RES, il D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28 *“Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell’uso dell’energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE”* non ha specificato quali convenzioni adottare e come si deve effettuare il calcolo del fattore di copertura ma le definizioni riportate, le formule matematiche impiegate e le considerazioni sull’energia rinnovabile *“catturata”* dalle pompe di calore fanno pensare che il decreto 28 marzo 2011 n° 28 utilizzi il concetto dell’*energia primaria totale*, al pari della direttiva che recepisce. Ciò crea non pochi problemi di compatibilità con la vigente legislazione.

A parziale chiarimento si hanno le raccomandazioni CTI 09/2012 e 14/2013 che si vedranno nel prosieguo.

15.3.1 ENERGIA PRODOTTA DA POMPE DI CALORE

La quantità di energia aerotermica, geotermica o idrotermica catturata dalle pompe di calore da considerarsi energia da fonti rinnovabili ai fini del presente decreto legislativo, ERES, è calcolata in base alla formula seguente:

$$E_{RES} = Q_{Usable} \left(1 - \frac{1}{SPF} \right)$$

dove:

- Q_{Usable} è il calore totale stimato prodotto da pompe di calore che rispondono ai criteri che saranno definiti sulla base degli orientamenti stabiliti dalla Commissione ai sensi dell’allegato VII della direttiva 2009/28/CE, applicato nel seguente modo: solo le pompe di calore per le quali $SPF > 1,15 * 1/\eta$ sarà preso in considerazione;
- SPF è il fattore di rendimento stagionale medio stimato per tali pompe di calore;
- η è il rapporto tra la produzione totale lorda di elettricità e il consumo di energia primaria per la produzione di energia e sarà calcolato come media a livello UE sulla base dei dati Eurostat.

Nel caso di pompe di calore a gas η è posto pari a 1 fino alla determinazione di un più appropriato valore, effettuata dal Ministero dello sviluppo economico con apposita circolare al GSE.

Il D.Lgs. 28/2011 appare in questa sezione piuttosto nebuloso ed ha dato luogo a diverse contestazioni sul piano concettuale e procedurale. Ne è esempio il *Position Paper* dell’AICARR che contesta la non corretta definizione di Q_{Usable} e l’infelice indicazione di SPF (*Seasonal Performance Factor*).

La Decisione della Commissione del 1° marzo 2013, che stabilisce gli orientamenti relativi al calcolo da parte degli Stati membri della quota di energia da fonti rinnovabili prodotta a partire da pompe di calore per le diverse tecnologie a pompa di calore, chiarisce come calcolare Q_{res} .

La decisione è in attuazione della direttiva 2009/28/Ce (art. 5). In particolare, infatti, l’allegato VII della direttiva stabiliva le norme per il computo dell’energia prodotta dalle pompe di calore e prevedeva che la Commissione fornisse gli orientamenti relativi alle modalità con cui gli Stati membri avrebbero i parametri necessari, prendendo in considerazione le differenze nelle condizioni climatiche, particolarmente per quanto concerne i climi molto freddi.

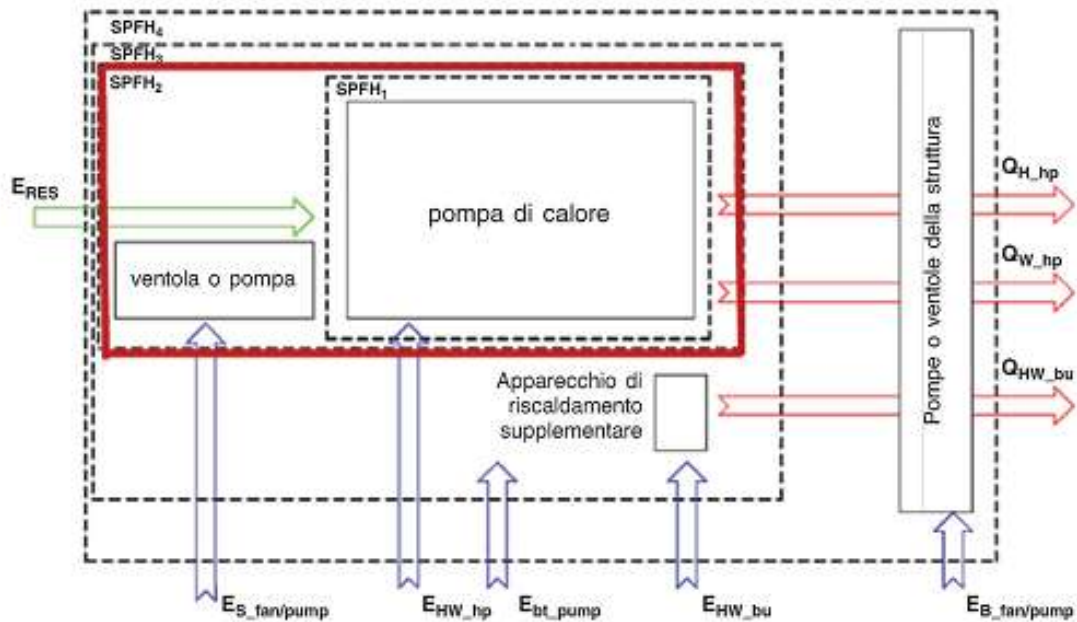


Figura 180; Schema della Pompa di Calore secondo la Decisione 01-03-2013

Nel dettaglio la decisione 1° marzo 2013 stabilisce le modalità con cui gli Stati membri valutano i parametri Q_{USABLE} e il *fattore di rendimento stagionale*³⁶ (SPF), prendendo in considerazione le differenze nelle condizioni climatiche, particolarmente per quanto concerne i climi molto freddi.

Questi orientamenti consentono agli Stati membri di calcolare l'energia rinnovabile prodotta dalle tecnologie a pompa di calore.

zone climatiche



Figura 181: Zone climatiche europee

Ricordiamo infine che il parametro Q_{USABLE} è il calore utilizzabile totale stimato prodotto dalle pompe di calore, calcolato come il prodotto della capacità nominale di riscaldamento (P_{RATED}) e l'equivalente annuo delle ore di funzionamento delle pompe di calore (H HP), espresso in GWh.

³⁶ La Decisione 1/03/2013 CE stabilisce che l'SPF coincide con lo SCOP (Seasonal Coefficient of Performance)

Valori per difetto di H_{HP} e SPF ($SCOP_{net}$) per le pompe di calore elettriche

Fonte di energia della pompa di calore	Fonte di energia e mezzo di distribuzione	Condizioni climatiche					
		Più calde		Medie		Più fredde	
		H_{HP}	SPF ($SCOP_{net}$)	H_{HP}	SPF ($SCOP_{net}$)	H_{HP}	SPF ($SCOP_{net}$)
Energia aerotermica	aria/aria	1 200	2,7	1 770	2,6	1 970	2,5
	aria/acqua	1 170	2,7	1 640	2,6	1 710	2,5
	aria/aria (reversibile)	480	2,7	710	2,6	1 970	2,5
	aria/acqua (reversibile)	470	2,7	660	2,6	1 710	2,5
	aria di scarico/aria	760	2,7	660	2,6	600	2,5
	aria di scarico/acqua	760	2,7	660	2,6	600	2,5
Energia geotermica	terra/aria	1 340	3,2	2 070	3,2	2 470	3,2
	acque freatiche	1 340	3,5	2 070	3,5	2 470	3,5
Calore idrotermico	acqua/aria	1 340	3,2	2 070	3,2	2 470	3,2
	acqua/acqua	1 340	3,5	2 070	3,5	2 470	3,5

Tabella 59: SCOP per pompe di calore elettriche indicate dalla Decisione 01-03-2013

Il **fattore di rendimento stagionale medio stimato**, invece, corrisponde al coefficiente di rendimento stagionale netto in modo attivo ($SCOP_{net}$) per le pompe di calore elettriche o all'indice di energia primaria stagionale netto in modo attivo ($SPER_{net}$) per le pompe di calore termiche.

Valori per difetto di H_{HP} e SPF ($SPER_{net}$) per le pompe alimentate da energia termica

Fonte di energia della pompa di calore	Fonte di energia e mezzo di distribuzione	Condizioni climatiche					
		Più calde		Medie		Più fredde	
		H_{HP}	SPF ($SPER_{net}$)	H_{HP}	SPF ($SPER_{net}$)	H_{HP}	SPF ($SPER_{net}$)
Energia aerotermica	aria/aria	1 200	1,2	1 770	1,2	1 970	1,15
	aria/acqua	1 170	1,2	1 640	1,2	1 710	1,15
	aria/aria (reversibile)	480	1,2	710	1,2	1 970	1,15
	aria/acqua (reversibile)	470	1,2	660	1,2	1 710	1,15
	aria di scarico/aria	760	1,2	660	1,2	600	1,15
	aria di scarico/acqua	760	1,2	660	1,2	600	1,15
Energia geotermica	terra/aria	1 340	1,4	2 070	1,4	2 470	1,4
	acque freatiche	1 340	1,6	2 070	1,6	2 470	1,6
Calore idrotermico	acqua/aria	1 340	1,4	2 070	1,4	2 470	1,4
	acqua/acqua	1 340	1,6	2 070	1,6	2 470	1,6

Tabella 60: SCOP per pompe di calore termiche indicate dalla Decisione 01-03-2013

15.4 LE RACCOMANDAZIONI DEL CTI

Si esaminano brevemente le Raccomandazione del CTI 09/2012 e 14/2013 che rivestono importanza per l'utilizzo delle FER.

15.4.1 SIMBOLISMO UTILIZZATO NELLE NORMATIVE

I simboli utilizzati nelle normative europee ed italiane di ultima generazione sono qui riassunte nelle seguenti tabelle.

Voce	Simbolo	Unità di misura
Fabbisogno di energia	Q	kWh

Tabella 61: Simboli per unità di misura

Voce	Pedice
Climatizzazione invernale	H
Acqua calda sanitaria	W
Climatizzazione estiva	C
Ventilazione	V
Illuminazione	L
Vettore energetico	i
Servizio energetico in esame	k
Altro servizio energetico attivo contestualmente a quello in esame dal quale si considera energia recuperata	j
Mese	m
Anno	an
Globale	gl
Perdite o energia elettrica ausiliaria esclusa la generazione	ngn
Energia termica utile ideale	nd
Energia elettrica	el
Energia da fonti energetiche rinnovabili "on site"	os
Energia da vettori energetici rinnovabili "off site"	ofs
Energia da unità cogenerative	CG
Energia primaria	P
Energia netta	net
Energia non rinnovabile	nren
Energia rinnovabile	ren
Energia consegnata	del
Energia riconsegnata	rdel
Energia lorda	gross
Energia utilizzata	used
Recupero termico	rec

Tabella 62: prospetto dei pedici

15.5 ESEMPIO DI CATALOGO AGGIORNATO DI POMPE DI CALORE

Si riporta un catalogo aggiornato nel quale sono riportati i valori di SCOP secondo le normative europee.

DATI TECNICI			HP - WARM 55	HP - WARM 70	HP - WARM 90	HP - WARM 120	HP - WARM 145
Codice			DHPI000055	DHPI000070	DHPI000090	DHPI00001C	DHPI00001F
Classe energetica Eurovent			A	A	A	A	A
RISCALDAMENTO							
Potenza termica nominale	6 °C b.u. -7°C b.s.	kW	5,49	6,91	8,8	12	14,5
Potenza assorbita	30/35°C	kW	1,33	1,70	2,17	2,96	3,57
COP EN 14511	Sistemi radianti		3,9	3,9	3,9	3,93	3,92
COP Eurovent			4,13	4,07	4,06	4,06	4,06
RAFFRESCAMENTO							
Potenza frigorifera	35 °C b.u. - 24°C b.s.	kW	4,17	6,24	7,96	10,2	12,9
Potenza assorbita	23/18°C	kW	1,1	1,7	2,12	2,78	3,49
EER - EN 14511	Sistemi radianti		3,6	3,6	3,65	3,61	3,67
EER - Eurovent			3,79	3,67	3,75	3,67	3,7
ESEER			6,84	6,59	6,75	6,6	6,69
RISCALDAMENTO							
Potenza termica	6 °C b.u. -7°C b.s. 40/45°C	kW	5,28	6,64	8,35	11,6	14
Potenza assorbita	Convettori, ventilconvettori e radiatori bassa temperatura (ΔT 22,5 K)	kW	1,64	2,07	2,61	3,61	4,38
COP - Eurovent			3,22	3,21	3,2	3,21	3,2
RAFFRESCAMENTO							
Potenza frigorifera	35 °C b.u. - 24°C b.s.	kW	3,81	5,15	6,01	8,71	11,5
Potenza assorbita	12/7°C	kW	1,48	2	2,28	3,32	4,37
EER - Eurovent	Terminali		2,58	2,57	2,64	2,62	2,63
ESEER			4,65	4,57	4,69	4,66	4,66
SCOP - Z.C. Average	Pannelli radianti		3,72	3,62	3,68	3,8	3,88
SCOP - Z.C. Average	Terminali e radiatori B.T.		3,25	3,22	3,3	3,36	3,37
SCOP - Z.C. Warmer	Pannelli radianti		4,92	4,79	4,81	5,02	5,19
SCOP - Z.C. Warmer	Terminali e radiatori B.T.		4,48	4,43	4,47	4,59	4,58
Contenuto in peso del gas refrigerante		kg	1,3	1,9	1,9	3,5	4,9
Massima potenza assorbita	Massime condizioni	kW	2,9	3,52	4,35	6,69	6,75
Massima corrente assorbita	ammesse	A	13	15,8	19	11,5	11,5
Alimentazione		VHz	230 - 50	230 - 50	230 - 50	400/3 - 50	400/3 - 50
Potenza sonora		dB [A]	62	62	63	64	67
Dimensioni		mm	895x378x992	895x378x992	895x378x992	1038x410x1234	1038x410x1234
Peso		kg	110	114	122	168	173

Tabella 63: Catalogo di pompe di calore

15.6 COME FARE IL CALCOLO DELLA COPERTURA

Il metodo di verifica della copertura con fonte rinnovabile è strettamente legato alla scelta relativa ai fattori di conversione in energia primaria. Di seguito ne vengono illustrati alcuni.

15.6.1 VERIFICA DEL GRADO DI COPERTURA CON IL METODO DELL'ENERGIA PRIMARIA TOTALE

Se si utilizzano i fattori di conversione in energia primaria totale, per determinare il grado di copertura con fonti rinnovabili, occorre fare l'inventario di tutti i vettori energetici $E_{del,i}$ consegnati all'impianto.

Si calcolano poi in sequenza:

- L'energia primaria totale EP_{TOT} ottenuta moltiplicando ciascuna quantità di energia consegnata $E_{del,i}$ per il rispettivo fattore di conversione in energia totale $f_{p,tot,i}$

$$EP_{TOT} = \sum_i (E_{del,i} \times f_{p,tot,i})$$

- Questo termine, che comprende anche la radiazione solare e gli altri contributi da Fonti Rinnovabili;

- L'energia primaria non rinnovabile EP_{NREN} ottenuta moltiplicando ciascuna quantità di energia consegnata $E_{del,i}$ per il rispettivo fattore di conversione in energia primaria non rinnovabile $f_{P,nren,i}$:

$$EP_{NREN} = \sum_i E_{del,i} \cdot f_{P,nren}$$

- Il grado di copertura con fonti rinnovabili $FR\%$ è dato allora da:

$$QR = \frac{EP_{TOT} - EP_{NREN}}{EP_{TOT}} = \frac{Q_{REN}}{Q_{TOT}}$$

È sufficiente un solo calcolo del sistema edificio/impianto. Occorre però definire un insieme di fattori in energia primaria totale attualmente mancanti in Italia.

Questo metodo consente di includere fra i flussi energetici in ingresso anche l'energia catturata dall'ambiente dalle pompe di calore. La definizione di energia primaria legalmente rinnovabile comporta che i fattori di conversione in energia primaria totale e rinnovabile dell'energia catturata dall'ambiente esterno valgono entrambi 1,0

Un difetto di questo metodo è la penalizzazione delle pompe di calore ad assorbimento rispetto a quelle a compressore azionate da motore elettrico.

15.7 USO DEI PANNELLI FOTOVOLTAICI

La potenza elettrica P degli impianti alimentati da fonti rinnovabili che devono essere obbligatoriamente installati sopra o all'interno dell'edificio o nelle relative pertinenze, misurata in kW, è calcolata secondo la seguente formula:

$$P = \frac{S}{K}$$

dove:

- S è la superficie in pianta dell'edificio al livello del terreno, misurata in m^2 ,
- K è un coefficiente (m^2/kW) che assume i seguenti valori: 80, 65 e 50 (in pratica 100 m^2 di superficie dovranno dare, a pieno regime del decreto, 2 kW)

Questa prescrizione comporta di fatto l'installazione preferenziale di pannelli solari fotovoltaici. Una veloce verifica per la zona climatica di Catania mostra come servano circa 9 m^2 per ottenere un kWp di potenza fotovoltaica e pertanto occorre coprire con pannelli fotovoltaici circa il 16% del tetto, oltre a dover utilizzare un po' di quello che resta per qualche pannello solare termico (per coprire almeno il 50% di acqua calda sanitaria) e sperare che ciò basti per soddisfare gli obblighi di copertura dei consumi con energia da fonte rinnovabile.

La prescrizione dovrebbe essere riferita alla superficie utile riscaldata per coerenza con altre disposizioni ma ciò dovrebbe essere precisato dal legislatore. In modo cautelativo si può considerare tutta la superficie utile in pianta.

15.7.1 OBBLIGO DI INTEGRAZIONE SUI TETTI

Il D.Lgs. 28/2011, a proposito di utilizzo di pannelli fotovoltaici, così recita (All. 3, comma 4):

In caso di utilizzo di pannelli solari termici o fotovoltaici disposti sui tetti degli edifici, i predetti componenti devono essere **aderenti o**

integrati nei tetti medesimi, con la stessa inclinazione e lo stesso orientamento della falda.

Quindi i pannelli solari termici e fotovoltaici solo se hanno la stessa inclinazione della falda.

Si tratta di una prescrizione architettonica che nulla ha a che vedere con l'efficienza energetica.

Anzi, in caso di tetti piani o poco inclinati, non è una soluzione energeticamente corretta. Questa prescrizione appare antitetica con lo scopo di utilizzare più efficacemente la fonte solare.

15.8 RIEPILGO DELLE VERIFICHE DA EFFETTUARE PER I DD.LLGG.SS 192/05 E 28/2011

Al fine di effettuare le verifiche energetiche degli edifici si riassumono i passi fondamentali richiesti dalle norme e leggi vigenti.

15.8.1 VERIFICHE AI SENSI DEL D.LGS. 192/05 E DPR 59/09

Occorre verificare che:

1. L' EP_{ci} dell'edificio sia inferiore all' $EP_{i,lim}$;
2. Che la produzione di acqua calda sia coperta, su base annuale, per almeno il 50% da energia solare (DM 59/09).

Il secondo requisito può non essere soddisfatto per giustificati (ad esempio indisponibilità di superficie utile, edifici storici, ...) motivi da inserire nella relazione tecnica.

15.8.2 VERIFICHE AI SENSI DEL D.LGS. 28/2011

Occorre verificare che:

1. Si abbia una quota di energia rinnovabile (QR) superiore al valore in vigore (attualmente il 20%, dal 1/01/2014 sarà 35%);
2. Che si produca energia elettrica con pannelli fotovoltaici con potenza $P=S/K$ kW.

Nel caso in cui uno o entrambi i requisiti non siano soddisfatti viene ridotto l' $EP_{i,lim}$ con la relazione vista in precedenza in funzione delle percentuali effettive e delle potenze effettive.

15.9 RIEPILGO DELLE VERIFICHE DA EFFETTUARE DAL 01/10/15 CON IL DM 26/06/06 – DECRETI ATTUATIVI L 90713

15.9.1 VERIFICHE AI SENSI DEL DECRETO SUI REQUISITI MINIMI DEGLI EDIFICI

Occorre verificare che:

- **EP_{gl} dell'edificio sia inferiore all' $EP_{gl,2019}$ dell'edificio di riferimento;**
- **che sia H'_T minore del limite dato per l'edificio di riferimento;**
- **che $A_{sol,est}/A_{utile}$ sia < 0.030 per edifici E1 e $0,040$ per gli altri;**

15.9.2 VERIFICHE DA EFFETTUARE AI SENSI DEL D.LGS. 28/2011

Occorre verificare che:

- **si abbia una quota di energia rinnovabile (QR) superiore al valore in vigore (attualmente il 35%, fino al 31-12-2016)**

- **che si produca energia elettrica con da fonti rinnovabili (fotovoltaico) con potenza: $P=S/K$ (kW).**

Nel caso in cui uno o entrambi i requisiti non siano soddisfatti viene ridotto l' $EP_{ci,lim}$ in funzione delle percentuali effettive e delle potenze effettive.

La produzione di acqua calda deve essere coperta, su base annuale, per almeno il 50% da fonte rinnovabile (solare termico, biomassa, pompa di calore, ...).

15.9.3 ESEMPIO DI APPLICAZIONE PER UNA VILLETTA

Al fine di chiarire l'applicazione di quanto sopra detto ed evidenziare anche le incongruenze in precedenza evidenziate, si vuole applicare il D.lgs. 28/2011 ad una villetta monofamiliare le cui caratteristiche sono illustrate nel prosieguo.

Si supporrà che la villetta sia sita in due zone climatiche diverse in modo da evidenziare sia gli aspetti architettonici dovuti all'involucro che quelli impiantistici FER e normativi:

- Catania zona B
- Cuneo Zona F

I calcoli sono eseguiti con il software STIMA10-TFM versione 8.03 della Idronica Line.



Figura 182: Certificazione del software STIMA10-TFM

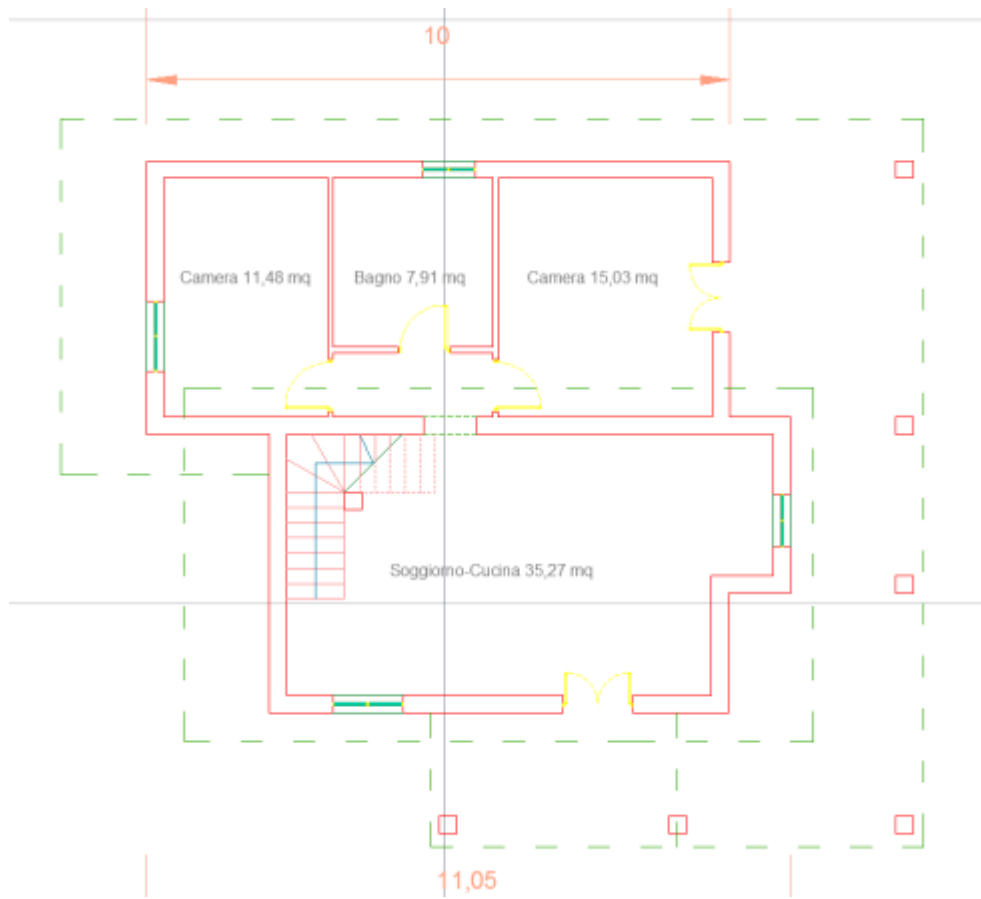


Figura 183: Pianta Piano Terra

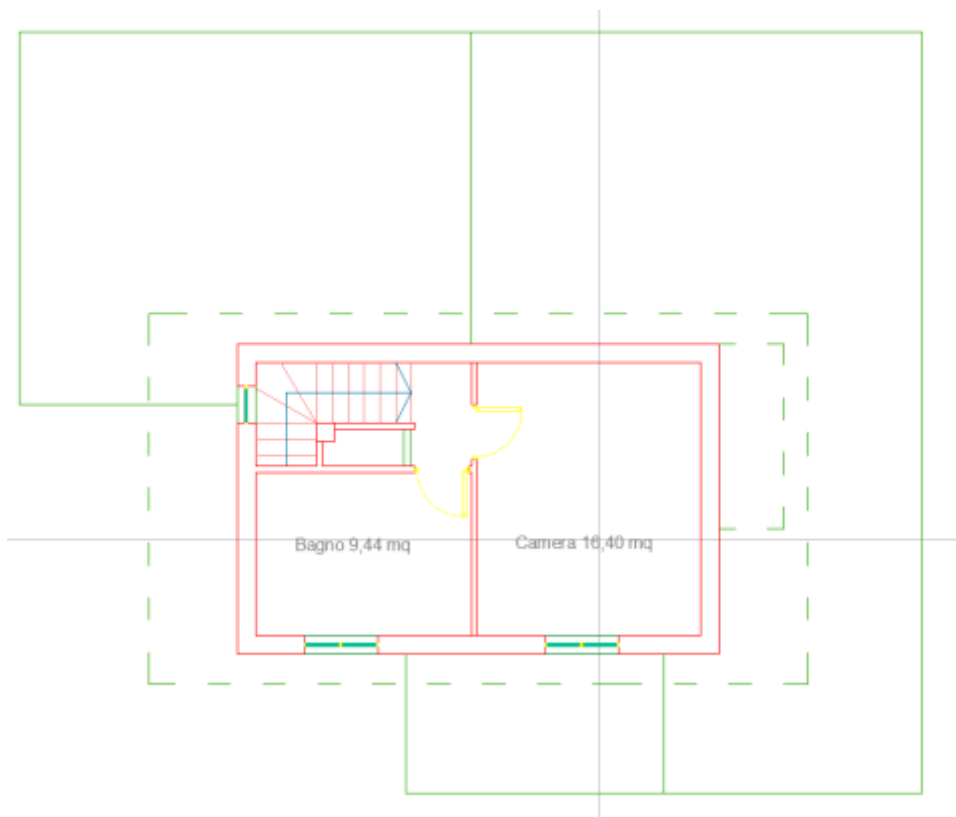


Figura 184: Pianta Piano Primo

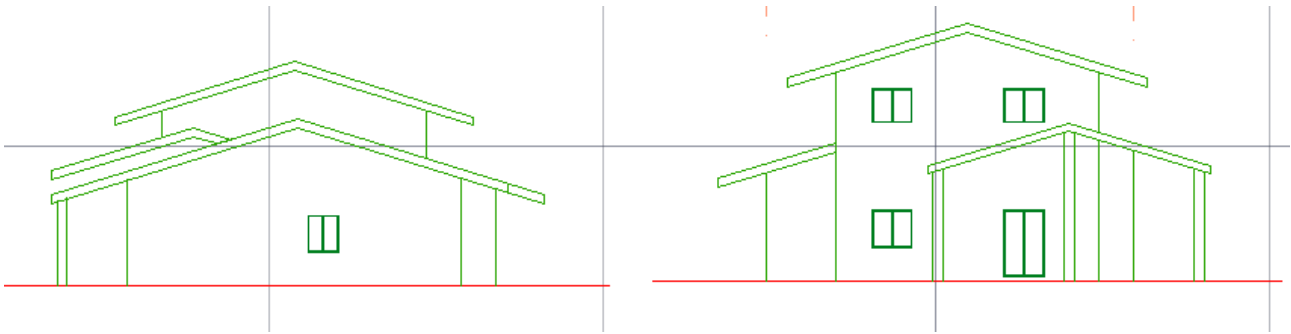


Figura 185: Prospetti

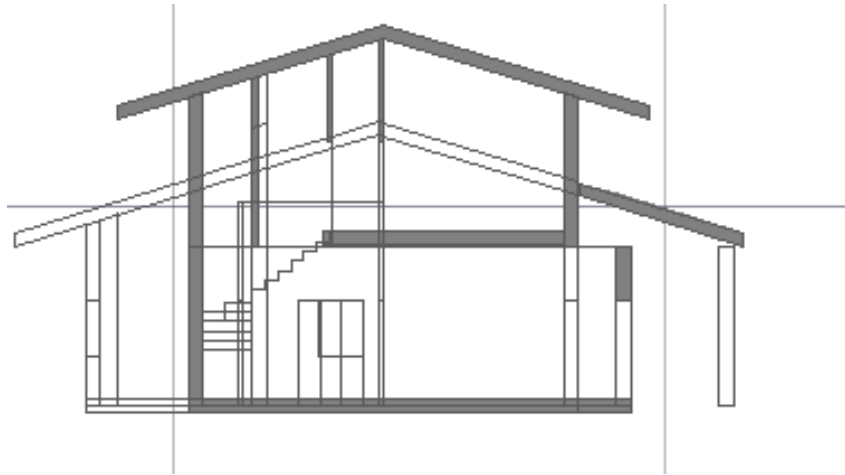


Figura 186: Sezione della villetta

Per calcolare l'indice di prestazione energetica ed effettuare la verifica del D.Lgs. 28/2011 si è utilizzato un CAD specifico aggiornato alle ultime disposizioni normative sugli argomenti trattati.

Sito di Catania

In figura seguente si ha la rappresentazione della pagina di lavoro fondamentale. I dati climatici siano inizialmente quelli di Catania, come indicato nella figura seguente.

ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LIM 1	Strato liminare della superficie verticale interna UNI 6946			0.130	19.47	2.263			0.972
1	INT 7	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,7	0.029	19.35	2.247	18	1.111	0.967
2	MUR 16	Mattoni pieni a due teste, spessore 25 cm (da UNI 10335)	0,25		0.320	18.05	2.071	21	11.905	0.909
3	ISO 7	Pannelli rigidi in fibre minerali da loppe di altoforno da 100 Kg/mc	0,08	0,046	1.739	10.98	1.310	150	0.533	0.906
4	INT 7	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,7	0.029	10.86	1.300	18	1.111	0.901
	LIM 2	Strato liminare della superficie verticale esterna (vento < 4 m/s) UNI 6946			0.040	10.70	1.287			0.901

Figura 187: Stratigrafia delle pareti

s	[m]	0.370	α	0.600	m	[kg/m²]	139					
R	[m²K/W]	2.29										
U calcolo	[W/m²K]	0.437						Fer	1.000	C	[kJ/m²K]	117
U corretto	[W/m²K]	0.437										

Figura 188: Valori della trasmittanza delle pareti

Località	CATANIA		Periodo riscaldamento ZONA	.. B								
Comune	CATANIA		Inizio	01-12 Fine 31-03								
Provincia	CATANIA		Durata	121 Ore 8								
Altitudine	7	Clearness number	1.00									
Latitudine	37°30'	Longitudine	15°05'									
Temp. esterna	5	Località rif. TE	CATANIA									
Gradi giorno	833	Località rif. GG	CATANIA									
DATI CLIMATICI MENSILI			Consistenza demografica >300.000									
	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	ago	set	ott	nov	dic
Hbh	5.7	7.7	10.5	14.1	18.6	21.6	22.1	19.8	14.1	9.2	6.6	5.0
Hdh	3.3	4.2	5.5	6.6	6.9	6.6	6.1	5.6	5.4	4.5	3.4	3.0
Rif	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Te	10.7	11.2	12.9	15.5	19.1	23.5	26.5	26.5	24.1	19.9	15.9	12.3
Pv	901.0	1003.0	1056.0	1182.0	1536.0	1884.0	2015.0	2307.0	1968.0	1572.0	1274.0	1023.0
DTge	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	10.0	10.0	10.0	10.0	9.0	9.0	9.0
Tbse	9.0	11.0	13.0	16.0	20.0	33.5	33.5	33.5	25.0	20.0	16.0	13.0
URe	70.0	70.0	70.0	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0	70.0

Figura 189: Dati climatici per Catania

STRUTTURA S.E 201	Serramento vetrato adimensionale con telaio in alluminio, vetro-camera 4-60-4 e tenda veneziana interposta. Fattore SC = 0.66 (Fc).									
ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LIM 11	Strato liminare della superficie verticale interna trasparente, vetro doppio			0.140	10.17	1.242			1.169
1	VEI 19	Superfici vetrate con vetro camera 4-60-4 (U=2,793) e telaio (s = 16%) in alluminio	0,068		0.176	-2.19	0.509	1,88E-001	3,6170211	0.362
	LIM 2	Strato liminare della superficie verticale esterna (vento < 4 m/s) UNI 6946			0.040	-5.00	0.402			0.362
			s [m]	0.068						
			R [m²K/W]	0.36	Uw [W/m²K]	2.937	m [kg/m²]	0		
			U calcolo [W/m²K]	2.809	Um [W/m²K]	2.554	C [kJ/m²K]	0		
			U corretto [W/m²K]	2.809						

Figura 190: Calcolo della trasmittanza degli infissi

STRUTTURA SOF 624	Copertura a falde con travi lamellari, incannucciato, compensato marino, telo sottotetto, pannelli in polistirene, ondulina sottocoppo e									
ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LIM 4	Strato liminare della superficie orizzontale interna, calore ascendente			0.100	19.80	2.310			0.972
1	PAV 15	Incannucciato	0,03	0,075	0.400	19.00	2.197	3,13	9.585	0.971
2	LEG 5	Compensato marino	0,25	0,76	0.329	18.34	2.110	4,5	55.556	0.962
3	IMP 7	Polietilene (PE) in fogli	0,001	0,35	0.003	18.34	2.109	0,003	333.333	0.907
4	ISO 15	Polistirene espanso in lastre stampate per termocompressione da 50 Kg/mc	0,06	0,034	1.765	14.81	1.685	1,6	37.500	0.901
5	ISO 32	Onduline sottocoppo in fibro-cemento	0,12	0,061	1.967	10.88	1.302	150	0.800	0.901
6	ZZZ	Copertura in cotto siciliano tipo Sciacca	0,02		0.050	10.78	1.294	4000	0.005	0.901
	LIM 5	Strato liminare della superficie orizzontale esterna, calore ascendente			0.040	10.70	1.287			0.901
			s [m]	0.481						
			R [m²K/W]	4.65	α	0.600	m [kg/m²]	28		
			U calcolo [W/m²K]	0.215	Fer	0.800	C [kJ/m²K]	34		
			U corretto [W/m²K]	0.215						

Figura 191: Calcolo della trasmittanza del soffitto

STRUTTURA		Pavimento su vespaio debolmente ventilato, isolato con polistirene, finitura in ceramica								
PAV 509										

ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LIM 7	Strato liminare della superficie orizzontale interna, calore discendente			0.170	18.59	2.143			1.169
1	PAV 1	Piastrelle di ceramica	0,015	1	0.015	18.47	2.126	0,938	15.991	1.058
2	ZZZ 6	Malta cementizia magra di sottofondo	0,04	1,4	0.029	18.23	2.095	6,25	6.400	1.013
3	ISO 11	Polistirene espanso estruso da 35 Kg/mc con pelle impermeabile alta	0,08	0,035	2.286	-0.69	0.577	0,94	85.106	0.420
4	SOL 5	Soletta mista da 20 cm. in laterizio +6, nervature in cemento armato; 1150 (da	0,26		0.350	-3.59	0.453	31,25	8.320	0.362
	LIM 7	Strato liminare della superficie orizzontale interna, calore discendente			0.170	-5.00	0.402			0.362

s	[m]	0.395								
R	[m²K/W]	3.02				m	[kg/m²]	83		
U calcolo	[W/m²K]	0.331				C	[kJ/m²K]	70		
U corretto	[W/m²K]	0.577								

Figura 192: Calcolo della trasmittanza del pavimento

The screenshot shows the TFM software interface with the following data:

EDIFICIO potenza [W] 5722
IMPIANTO — unico

PIANO: 3929
 01|PIANO TERRA

ZONA: 3929
 01|UNICA

AMBIENTE 1713
 01|SOGGIORNO

dispersioni per ventilazione							
nr	q	ric	l1	l2	l3	volume	potenza
01	1	0.50	7.60	4.80	3.80	139	309
02	1	0.50	1.30	2.27	3.80	11	25

dispersioni per trasmissione										
nr	str	co	q	es	U	dt	l1	l2	A	potenza
01	P.E	153	1	N	0.44	15	7.60	3.80	25.3	199
02	S.E	201	1	N	2.81	15	1.20	1.10	1.3	67
03	S.E	201	1	N	2.81	15	1.20	1.90	2.3	115
04	PTE	701	2	N	0.40	15	1.00	3.80	0.0	55
05	PTE	707	1	N	0.14	15	1.00	4.60	0.0	12
06	PTE	707	1	N	0.14	15	1.00	6.20	0.0	16
07	PTE	705	1		0.30	15	1.00	7.60	0.0	34
08	P.E	153	1	E	0.44	15	4.80	3.80	18.2	137
09	PTE	701	2	E	0.40	15	1.00	3.80	0.0	52
10	PTE	705	1		0.30	15	1.00	4.80	0.0	22
11	P.E	153	1	W	0.44	15	2.27	3.80	7.7	56
12	S.E	201	1	W	2.81	15	0.80	1.10	0.9	41
13	PTE	701	2	W	0.40	15	1.00	3.80	0.0	50
14	PTE	705	1		0.30	15	1.00	2.27	0.0	10
15	PTE	707	1	W	0.14	15	1.00	3.80	0.0	9
16	P.E	153	1	N	0.44	15	1.30	3.80	4.9	39
17	PTE	701	2		0.40	15	1.00	3.80	0.0	46
18	PTE	705	1		0.30	15	1.00	1.30	0.0	6
19	P.E	153	1	S	0.44	15	1.30	3.80	4.9	32
20	PTE	701	1		0.40	15	1.00	3.80	0.0	23
21	PTE	705	1		0.30	15	1.00	1.30	0.0	6
22	PAV	509	1		0.58	10	4.80	7.60	36.5	210
23	PAV	509	1		0.58	10	1.30	2.27	3.0	17

Parameters on the right:
 ta [°C] 20
 cor te [°C] 0
 um. rel. % 50
 aum/rid % 10

SUDDIVISIONE EDIFICIO IMPIANTO:

- 01 PIANO TERRA
 - 0101 UNICA
 - 01 SOGGIORNO
 - 02 CAMERA MATRIMONIALE
 - 03 BAGNO
 - 04 CAMERA RAGAZZI
 - 02 PRIMO
 - 0201 UNICA
 - 01 CAMERA 02
 - 02 BAGNO-SCALA
 - 03 VANO SCALA

Figura 193: Input dei dati in TFM

La verifica dell'indice di prestazione energetica è riportata nella figura seguente.

Strutture	ngL < ng	EPciL > EPci	EN 13788	
Conformi	0.782 < 0.954	42.5 > 18.7	sup	int

Figura 194: Verifica della prestazione energetica

Graficamente la situazione di EP_{ci} è data in figura seguente.



Figura 195: Verifica i Epi

In pratica l'edificio ha un EP_i=18,7 kWh/(m².a) che è inferiore all'EP_{i,lim}= 42,5 kWh/(m².a). L'indice EP_t (compresa acqua calda) è pari a 22,3 kWh/(m².a). L'edificio tuttavia non verifica il D.Lgs. 192/05 perché l'aliquota del 50% di produzione di ACS non è attuata mediante collettori solari termici.

Occorre pertanto prevedere una superficie di collettori solari termici che dia almeno il 50% di copertura per la produzione di ACS.

Infatti imponendo 4 m² di superficie di collettori solari si ha il riepilogo successivo nel quale si ha l'82% di Quota rinnovabile.

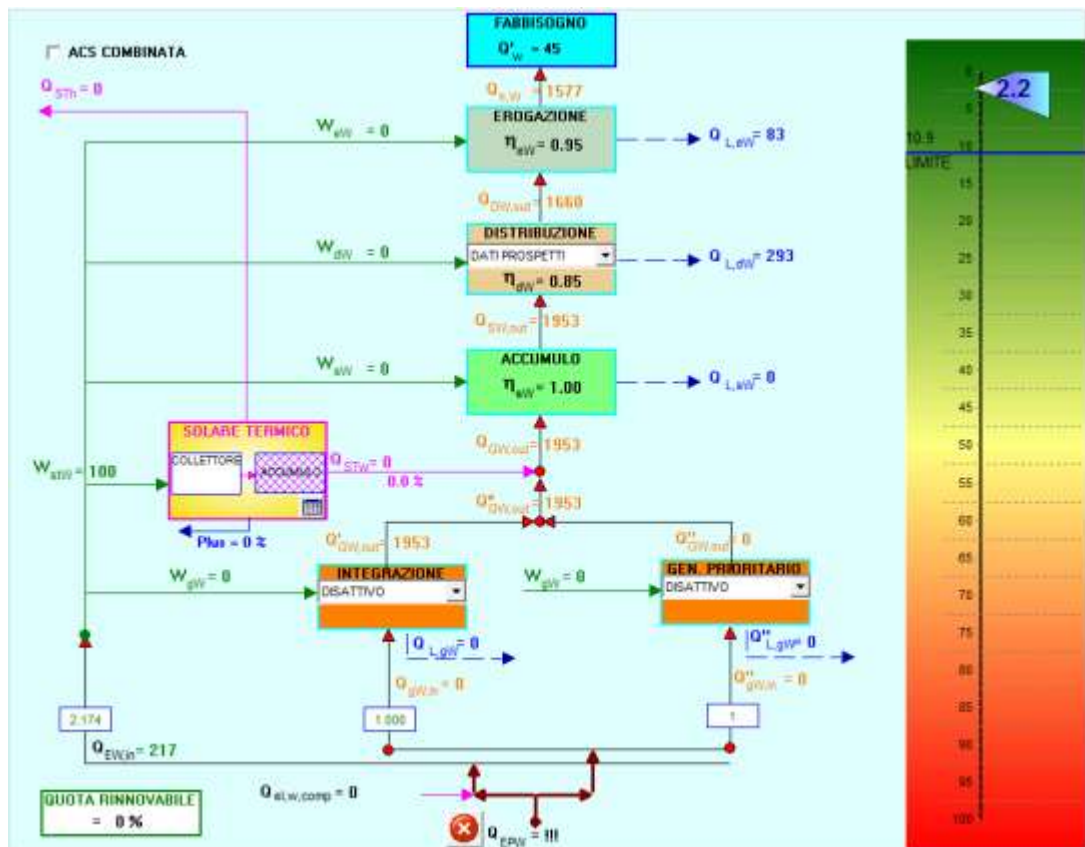


Figura 196: Mancata verifica della QR per ACS

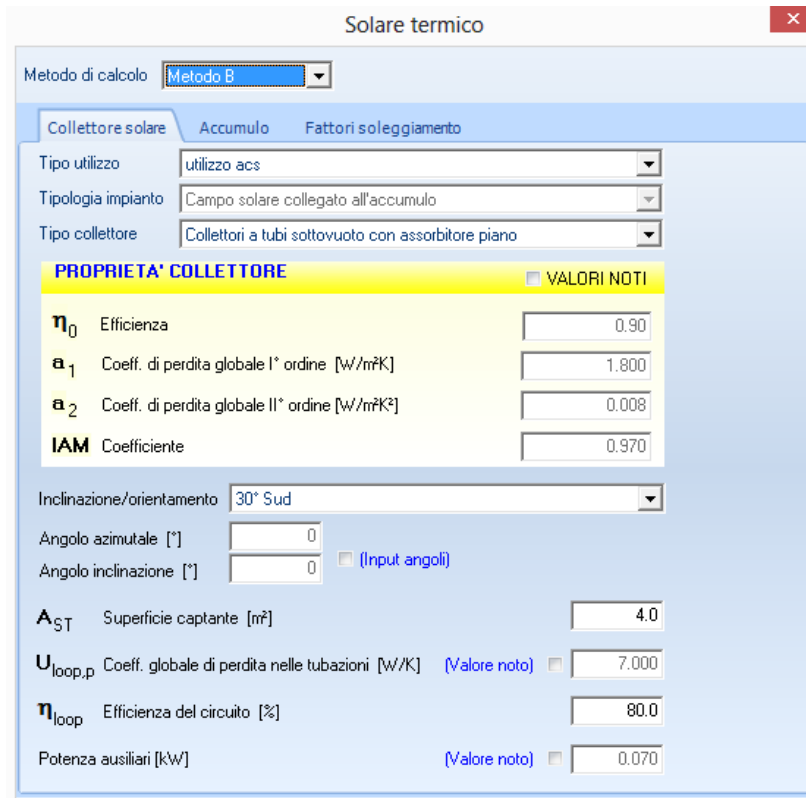


Figura 197: Utilizzo di colletti solari termici per ACS

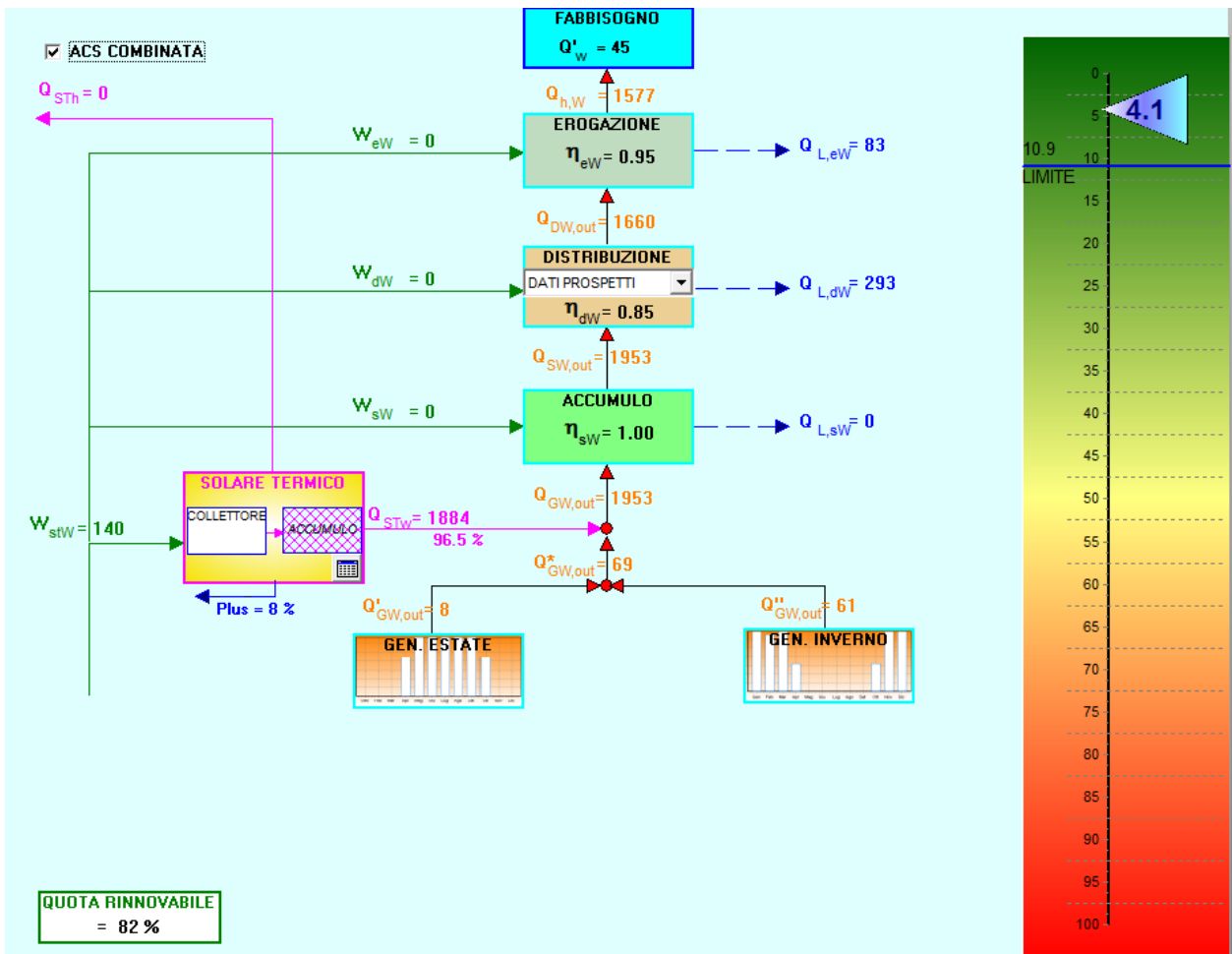


Figura 198: Verifica della QR per produzione di ACS

L'inserimento di questa superficie di collettori solari con uso combinato fornisce una QR complessiva pari al 45% che soddisfa il requisito del D.Lgs. 28/2011 della copertura della quota di energia rinnovabile, come illustrato nella figura seguente.

Tuttavia occorre verificare anche l'altro requisito richiesto dal D.Lgs. 28/2011 e cioè che sia abbia una produzione di energia elettrica pari a $P = 101/80 = 1.31 \text{ kWp}$.

Ciò richiede l'installazione di circa 12 m^2 di pannelli fotovoltaici da posizionare sulle falde dell'edificio.

Osserviamo, tuttavia, che se non vogliamo rispettare questo requisito del D.Lgs. 28/2011 dobbiamo ridurre l'EP_i limite e infatti il programma lo calcola automaticamente e risulta pari a $34,8 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$. Poiché l'EP_i dell'edificio è $20,1 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ questo risulta inferiore al valore corretto di $34,8 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ e pertanto potremmo, se lo volessimo, accettare la penalizzazione e non installare i pannelli fotovoltaici. Se decidiamo di inserire i pannelli fotovoltaici si ha la situazione di figura seguente.

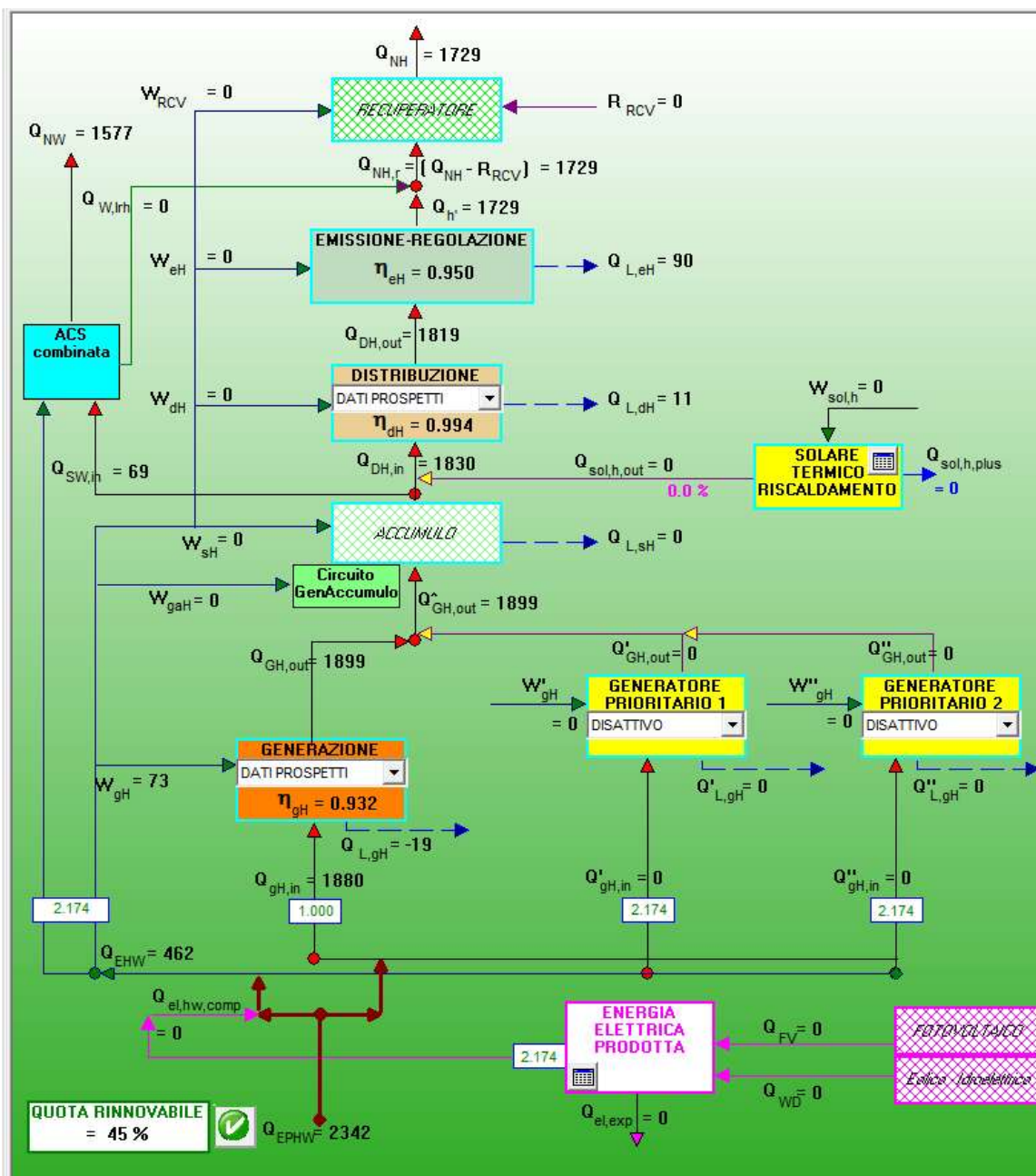


Figura 199: Verifica della QR del D.Lgs. 18/2011



Figura 200: Confronto con l'Epi corretto

Esiste impianto solare Fotovoltaico

Descrizione: FV
 Totalmente integrato

Tipo di modulo fotovoltaico

- Silicio monocristallino
- Silicio multicristallino
- Film sottile di silicio amorfo
- Altri strati di film sottile
- Film sottile Copper-Indium-Galium-Diselenide
- Film sottile Cadmium-Telloride

Ventilazione

- Non considerato
- Moduli non ventilati
- Moduli moderatamente ventilati
- Moduli molto ventilati o con ventilazione forzata

Inclinazione/Orientamento: 30° Sud

Angolo azimutale [*]: 0

Angolo inclinazione [*]: 30 (Input angoli)

Fattore potenza di picco [kW/m²] (Input): 0.150

Superficie captante [m²]: 12

Fattori di soleggiamento:

	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
Fs	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Potenza elettrica degli ausiliari [kW]: 0.050

Figura 201: Inserimento dei pannelli fotovoltaici

Questa soluzione migliora molto la verifica secondo il D.Lgs. 28/2011, come illustrato nella figura seguente. Infatti ora si raggiunge QR=56% e sono rispettati tutti i vincoli sia del D.Lgs. 192/05 che del D.Lgs. 28/2011.

La scelta fra le due possibilità sopra prospettate è legata anche a valutazioni economiche. Il costo dei pannelli fotovoltaici incide per circa € 5000.

Si osserva inoltre che, in aggiunta alla verifica degli indici di prestazione energetica EP_{ci} , che le strutture utilizzate verificano i limiti massimi previsti per Catania. In realtà questa verifica è sovrabbondante perché non richiesta dal DPR 59/09 se non nel caso di verifica dei requisiti prestazionali. Le strutture utilizzate sono, quindi, di pregio essendo ben isolate e le vetrate conformi alle indicazioni limite.

Sia le strutture utilizzate che la scelta delle vetrate fanno parte della progettazione architettonica e pertanto quanto sopra detto dimostra che con una buona progettazione dell'involucro edilizio si possono rispettare le verifiche sopra elencate, seppur con la penalizzazione sull' $EP_{ci,lim}$.

Vedremo nel *prosieguo* che non sempre questo è possibile e che la sola progettazione architettonica può non essere sufficiente alle verifiche energetiche richieste.

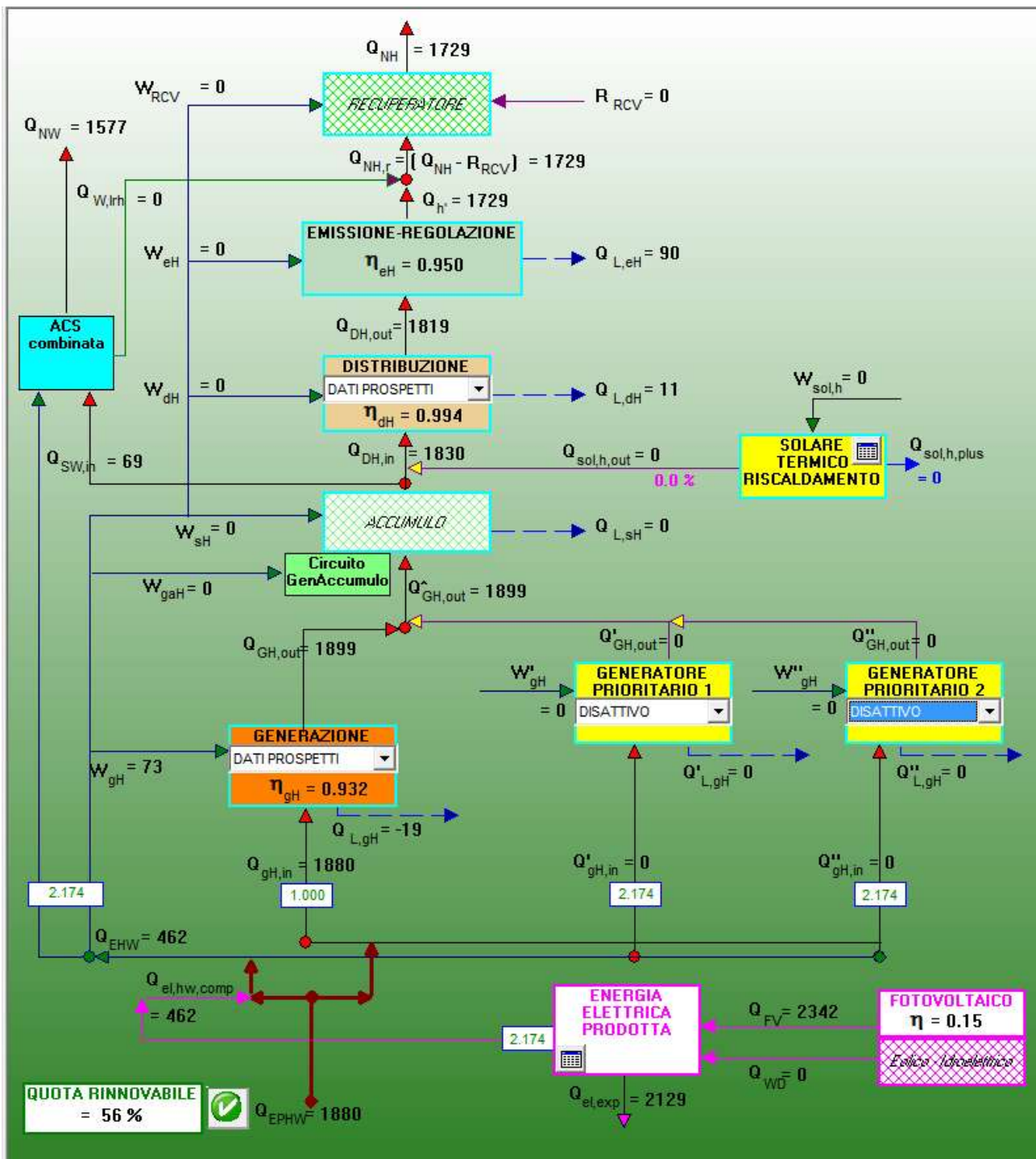


Figura 202: verifica del QR con pannelli fotovoltaici

Sito di Cuneo

Si suppone ora di avere la stessa abitazione indicata in precedenza ma situata a Cuneo avente i dati climatici di figura seguente.

La verifica energetica porta ai risultati di Figura 204. Si osserva che EP_{ci} è pari a 49.5 kWh/(m².a) e che EP_{ci-lim} è pari a 60.8 kWh/(m².a). Quindi si ha la verifica energetica. Le strutture risultano conformi e la quota di energia rinnovabile è QR=0, come si osserva in Figura 205.

Inseriamo collettori piani per la produzione di ACS con superficie pari a 6 m². Si ottiene QR=74% per l'ACS e quindi è soddisfatta la clausola del DPR 59/09. Inoltre QR complessivo è pari a 24%. Quindi è verificato il primo requisito del D.Lgs. 28/2011.

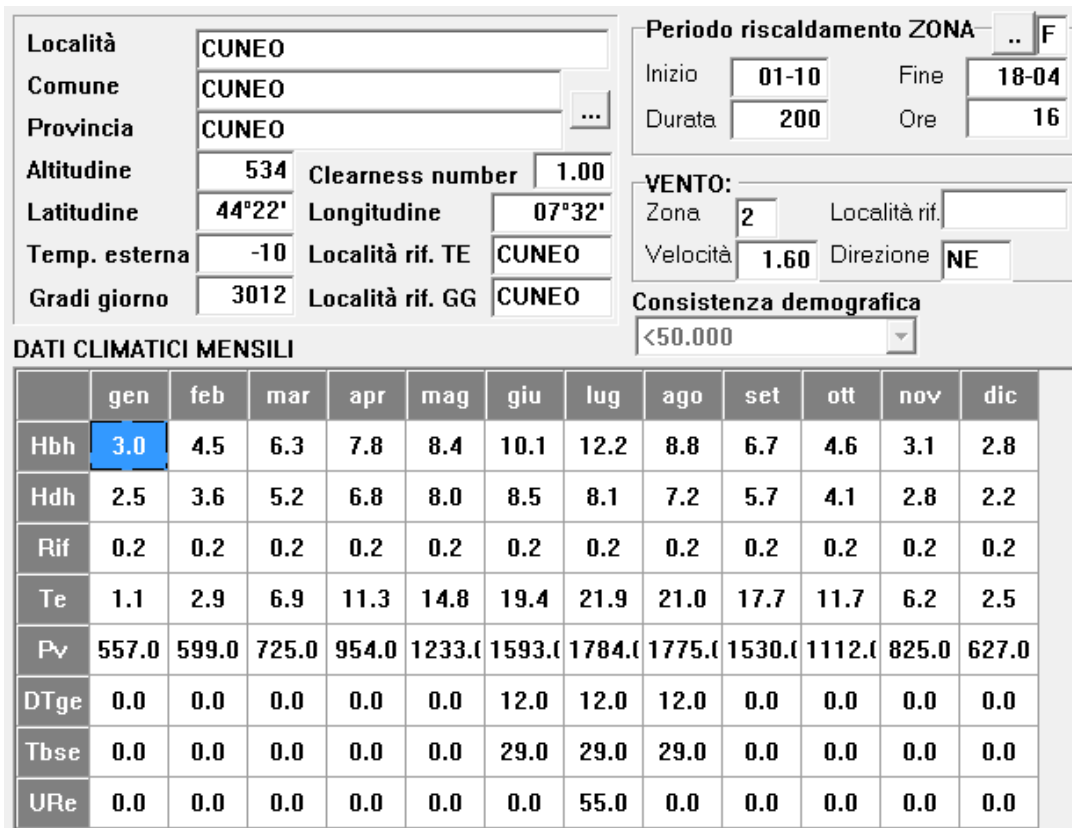


Figura 203: Dati climatologici di Cuneo

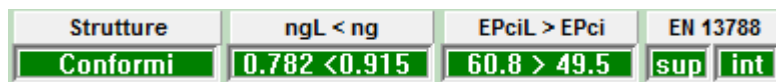


Figura 204: Sintesi della verifica energetica

Per soddisfare il secondo requisito (potenza fotovoltaica installata) dobbiamo introdurre pannelli fotovoltaici con una potenza di 1.31 kWp, come visto in precedenza. Pertanto aggiungiamo 15 m² di Pannelli Fotovoltaici del tipo monocristallino.

Si osserva in Figura 208 che EP_{ci} è ora divenuto 47.5 kWh/(m²a) e risulta inferiore al valore limite. Inoltre QR è pari al 33% e quindi sono verificati entrambi i requisiti del D.Lgs. 28/2011.

Qualora decidessimo di non installare pannelli FV allora verrebbe meno il secondo requisito del D.Lgs. 28/2011 e pertanto dovremmo verificare l'EP_{ci} dell'edificio con un valore ridotto del valore limite che risulta pari a 41.0 kWh/(m²a), come indicato in Figura 211.

Un confronto con l'EP_{ci} dell'edificio, pari a 48.7 kWh/(m².a) ci dice che questa verifica non è positiva e che dobbiamo intervenire sull'involucro.

Si decide di inserire vetri a triplo strato con kripton, come indicato in Figura 212. Il nuovo calcolo porta ai risultati di Figura 213. Il valore di EP_{ci} è sceso a 46.2 kWh/(m².a) ma ancora non verifica l'EP_{ci} ridotto.

Cambiando ulteriormente gli infissi con gas Xenon a triplo vetro, vedi Figura 214, e riducendo la trasmittanza delle pareti e del pavimento si ottiene la verifica energetica di Figura 215.

Pertanto, anche in considerazione del costo derivante dall'inserimento di maggior spessore di isolante alle pareti (con riduzione dello spazio utile interno per effetto dell'aumento dello spessore delle pareti stesse) e dell'utilizzo di vetrate particolarmente isolanti, per verificare il D.Lgs. 28/2011 occorre comunque inserire pannelli FV. Possiamo inserire una superficie ridotta, ad esempio 10 m², ottenendo la situazione degli indici di Figura 216. In questo caso l'EP_{ci} corretto scende a 46 kWh/(m².a) e pertanto si ha la verifica dell'EP_{ci} dell'edificio (42.1 kWh/(m².a).

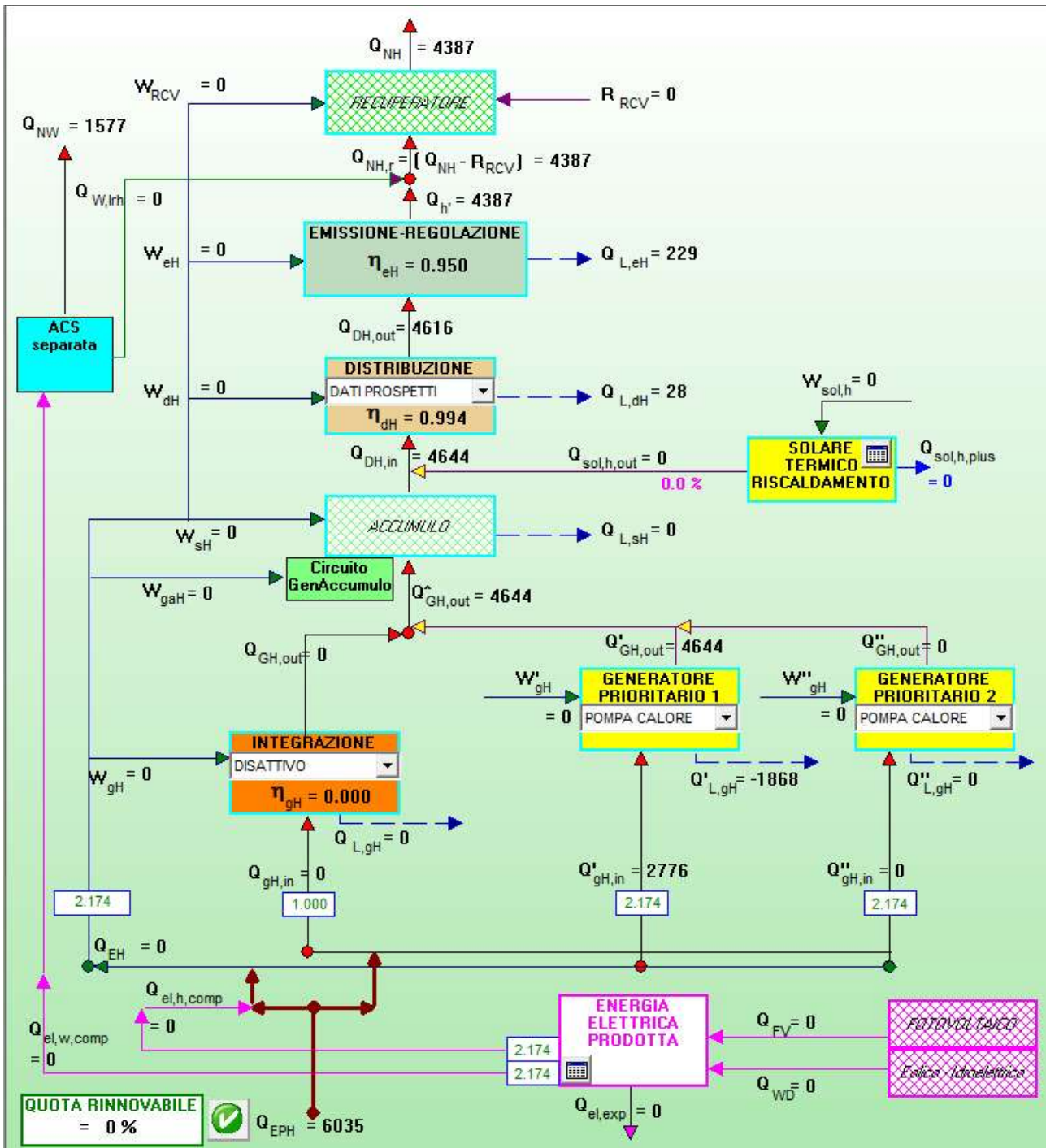


Figura 205: Riepilogo delle verifiche energetiche e della QR

L'esempio qui svolto per il sito di Cuneo chiarisce quanto segue:

- Nelle regioni climatiche più fredde la verifica energetica è più onerosa;
- L'utilizzo delle FER riduce l'energia primaria anche sensibilmente e pertanto risulta più semplice la verifica energetica;
- Che l'applicazione del D.Lgs. 28/2011 comporta nuovi vincoli progettuali che è opportuno rispettare. La penalizzazione dell' EP_{ci-lim} per la mancata verifica dei requisiti dello stesso D.Lgs. può non comportare la verifica energetica dell'edificio, anche con riduzioni significative ed onerose delle trasmittanze dell'involucro.

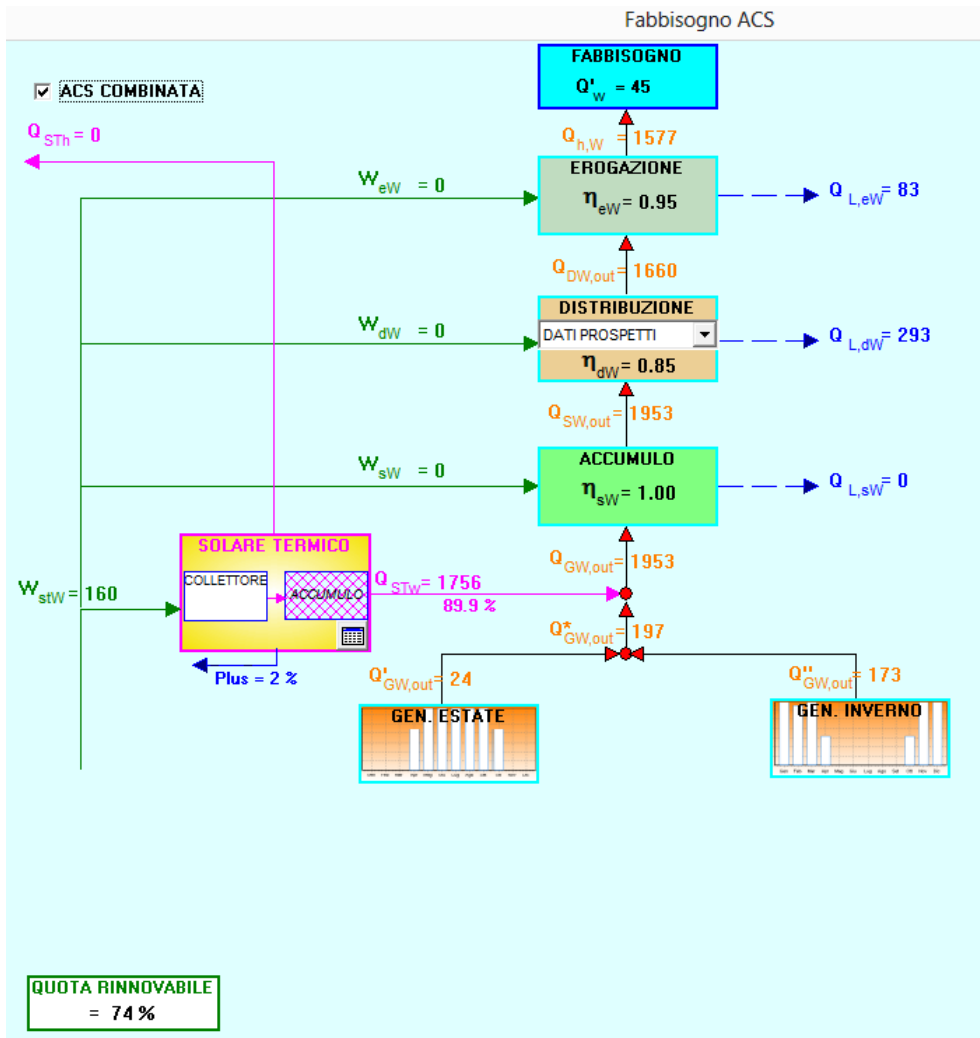


Figura 206: Utilizzo dei collettori solari per ACS

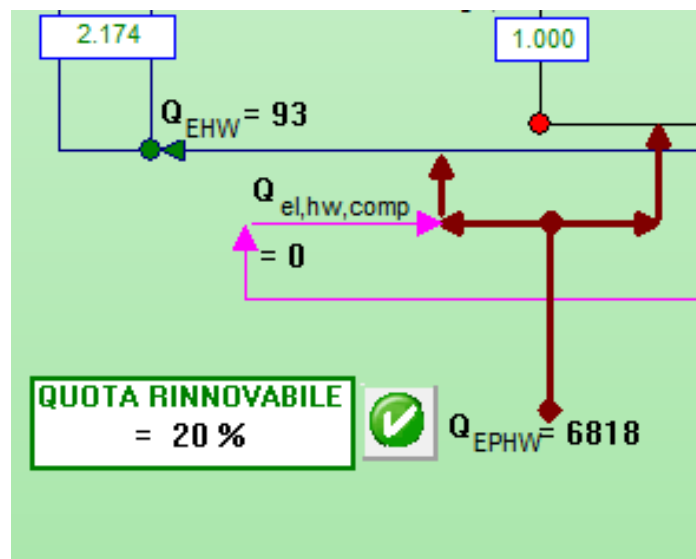


Figura 207: QR complessiva con soli collettori solari

Strutture	ngL < ng	EPciL > EPci	EN 13788
Conformi	0.782 < 0.954	60.8 > 47.5	sup int

Figura 208: Verifica energetica con pannelli fotovoltaici

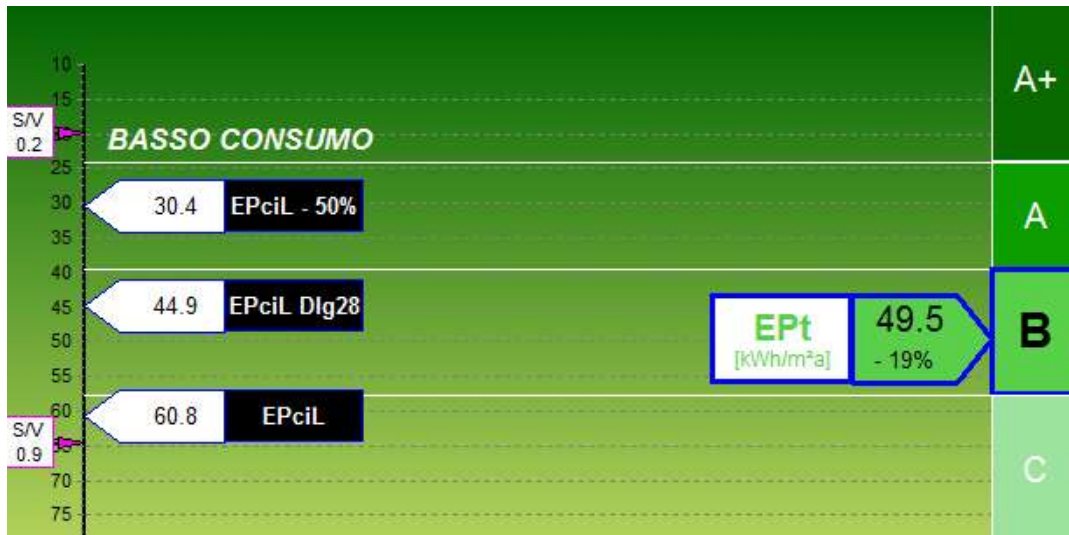


Figura 209: Confronto fra gli indici di prestazione energetica

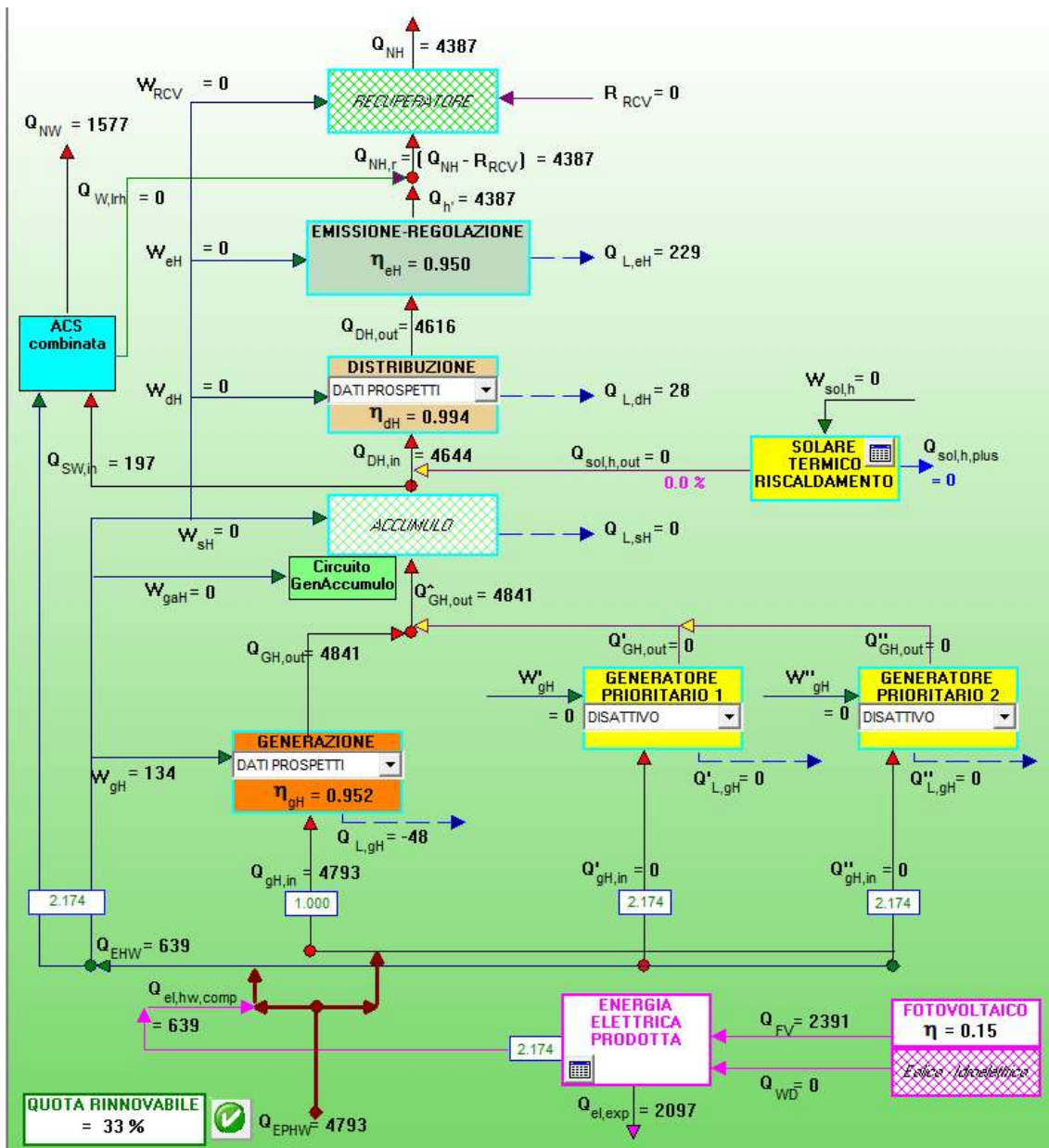


Figura 210: Riepilogo della verifica energetica con pannelli FV

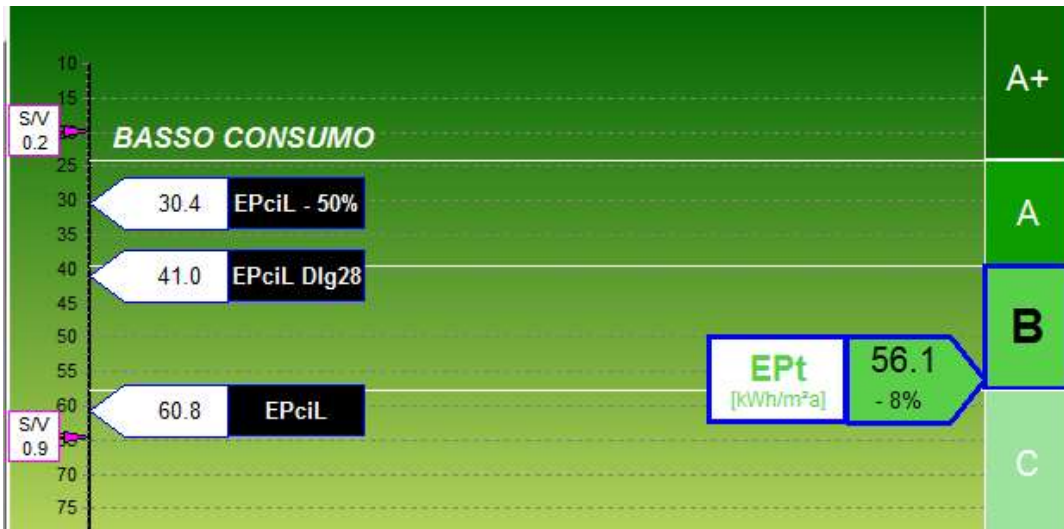


Figura 211: Valori di Epci limite corretti secondo D.Lgs. 28/2011

TRASMITTANZA TERMICA DEI COMPONENTI EDILIZI FINESTRATI UNIT0077-1

L1= larghezza lorda serramento [m]	1.00
L2= altezza lorda serramento [m]	1.60
Af= area del telaio [m²]	0.26
Ag= Area vetro:	1.34
Ft= coefficiente di riduzione dovuto all'area del telaio	0.838
g= trasmittanza solare dell'elemento	0.450
Fc= coeff. riduzione dovuto a tendaggi interni e/o esterni (schermatura mobile liberamente montabile e smontabile)	0.850
Fcp= coeff. riduzione dovuto a tendaggi interni e/o esterni (schermatura mobile permanente)	1.00
Emissività termica del componente trasparente	0.050
La trasmittanza termica Uw è	CALCOLATA SECONDO UNI 10077-1
Ug = trasmittanza termica del componente trasparente	1.800
Telaio:	metallico con taglio termico
d = parametro geometrico funzione del tipo di configurazione	15.00
Uf = trasmittanza termica del telaio	3.100
Lg= lunghezza perimetrale della superficie vetrata	3.00
Trasmittanza lineare dovuta al distanziatore	0.050
Uw= trasmittanza termica della superficie finestrata	2.105
Tipo di tapparella	alluminio
DR = resistenza termica aggiuntiva (tapparelle abbassata)	0.12
Uws= trasmittanza termica (chiusura chiusa) $1/((1/Uw)+DR)$	1.681
Uw,corr = trasmittanza termica corretta (finestra+chiusura)	1.850

Premere il pulsante $kp=Uw$ per impostare il valore della trasmittanza di picco kp con la trasmittanza del componente finestrato Uw

$kp = Uw$

Figura 212: Nuova tipologia di serramenti

Strutture	ngL < ng	EPcL > EPci	EN 13788
Conformi	0.782 < 0.911	60.8 > 46.2	sup int

Figura 213: Verifica energetica con triple finestre

TRASMITTANZA TERMICA DEI COMPONENTI EDILIZI FINESTRATI UNI10077-1

L1= larghezza lorda serramento [m]	<input type="text" value="1.00"/>	
L2= altezza lorda serramento [m]	<input type="text" value="1.60"/>	...
Af= area del telaio [m²]	<input type="text" value="0.26"/>	Ag= Area vetro: <input type="text" value="1.34"/>
Ft= coefficiente di riduzione dovuto all'area del telaio	<input type="text" value="0.838"/>	
g= trasmittanza solare dell'elemento	<input type="text" value="0.450"/>	...
Fc= coeff. riduzione dovuto a tendaggi interni e/o esterni (schermatura mobile liberamente montabile e smontabile)	<input type="text" value="0.850"/>	
Fcp= coeff. riduzione dovuto a tendaggi interni e/o esterni (schermatura mobile permanente)	<input type="text" value="1.00"/>	...
Emissività termica del componente trasparente	<input type="text" value="0.050"/>	
La trasmittanza termica Uw è	CALCOLATA SECONDO UNI 10077-1	
Ug = trasmittanza termica del componente trasparente	<input type="text" value="1.600"/>	...
Telaio:	<input type="text" value="metallico con taglio termico"/>	XML
d = parametro geometrico funzione del tipo di configurazione	<input type="text" value="15.00"/>	
Uf = trasmittanza termica del telaio	<input type="text" value="1.500"/>	...
Lg= lunghezza perimetrale della superficie vetrata	<input type="text" value="3.00"/>	
Trasmittanza lineare dovuta al distanziatore	<input type="text" value="0.080"/>	...
Uw= trasmittanza termica della superficie finestrata	<input type="text" value="1.734"/>	
Tipo di tapparella	<input type="text" value="alluminio"/>	
DR = resistenza termica aggiuntiva (tapparelle abbassata)	<input type="text" value="0.20"/>	...
Uws= trasmittanza termica (chiusura chiusa) $1/((1/Uw)+DR)$	<input type="text" value="1.287"/>	
Uw,corr = trasmittanza termica corretta (finestra+chiusura)	<input type="text" value="1.466"/>	

Premere il pulsante $k_p=U_w$ per impostare il valore della trasmittanza di picco k_p con la trasmittanza del componente finestrato U_w

Figura 214: Nuova tipologia di infissi con triplo vetro allo Xenon

Strutture	ngL < ng	EPciL > EPci	EN 13788
Conformi	0.782 < 0.910	60.8 > 44.1	sup int

Figura 215: Nuova verifica con infissi allo Xenon



Figura 216: Nuovi indici energetici con superficie ridotta di pannelli FV

16. RACCOMANDAZIONE 14/2013 DEL CTI

Questa raccomandazione di recente emanazione fornisce i criteri per il calcolo dell'energia primaria degli edifici. Essa, inoltre, è stata indicata dal decreto di recepimento della direttiva 2010/31/CE come norma di riferimento, unitamente alle UNI TS11300.

Se ne fornisce una breve presentazione.

16.1 RACCOMANDAZIONE 14/2013 DEL CTI

Questa norma definisce la prestazione energetica degli edifici e in particolare indica come calcolare il *fabbisogno di energia primaria non rinnovabile* (kWh) dell'edificio con la relazione:

$$Q_{P,nren,gl} = \sum_k (Q_{P,nren,k}) = Q_{P,nren,H} + Q_{P,nren,C} + Q_{P,nren,W} + Q_{P,nren,V} + Q_{P,nren,L} \quad (14)$$

Ove tutti i termini sono in kWh e sono così definiti:

- $Q_{P,nren,gl}$ è l'energia primaria non rinnovabile globale;
- $Q_{P,nren,k}$ è l'energia primaria non rinnovabile per il servizio energetico *k.mo*;
- $Q_{P,nren,H}$ è l'energia primaria non rinnovabile per la climatizzazione invernale;
- $Q_{P,nren,C}$ è l'energia primaria non rinnovabile per la climatizzazione estiva;
- $Q_{P,nren,W}$ è l'energia primaria non rinnovabile per la produzione di ACS;
- $Q_{P,nren,V}$ è l'energia primaria non rinnovabile per la ventilazione;
- $Q_{P,nren,L}$ è l'energia primaria non rinnovabile per l'illuminazione.

L'energia primaria si calcola tenendo conto dell'energia consegnata (*delivered*) e dell'energia esportata (*exported*) per ciascun vettore energetico *i* secondo la relazione:

$$Q_k = \sum_i (Q_{del,i,k} \cdot f_{P,del,i}) - \sum_i (Q_{exp,i,k} \cdot f_{P,exp,i}) \quad (15)$$

Ove tutti i termini sono espressi in kWh ed hanno i seguenti significati:

- $Q_{del,i,k}$ è l'energia consegnata del vettore energetico *i*;
- $Q_{exp,i,k}$ è l'energia esportata del vettore energetico *i*;
- $f_{P,del,i}$ è il fattore di energia primaria consegnata del vettore energetico *i*;
- $f_{P,exp,i}$ è il fattore di energia primaria esportata del vettore energetico *i*.

I fattori di energia primaria f_p possono essere eguali o diversi per energia consegnata o esportata.

Su base annuale l'energia consegnata e l'energia esportata per singolo vettore energetico viene calcolata sommando i contributi mensili per ciascuna tipologia.

Il fabbisogno mensile di energia elettrica per il k.mo servizio energetico si calcola mediante la relazione:

$$Q_{el,in,gl,m} = \sum_k Q_{k,aux,el,ngn,m} + \sum_k Q_{k,aux,ele,gn,m} + \sum_k Q_{k,el,gn,m}$$

Ove ciascun termine è espresso in kWh ed ha il seguente significato:

- $Q_{k,aux,el,ngn,m}$ Energia elettrica mensile per gli impianti ausiliari di non generazione;
- $Q_{k,aux,el,gn,m}$ Energia elettrica mensile per gli impianti ausiliari di generazione;
- $Q_{k,el,gn,m}$ Energia elettrica mensile in ingresso ai generatori (ad es. pompe di calore elettriche).

I fabbisogni di energia dell'edificio possono essere soddisfatti attraverso:

- Energia rinnovabile captata o prelevata in loco, definita come energia rinnovabile "on site";
- Energia consegnata da vettori energetici che può comprendere energia non rinnovabile ed energia rinnovabile "off site".

Attraverso l'energia rinnovabile on site si può produrre energia termica o energia elettrica.

Attraverso i vettori energetici si può produrre energia termica ed elettrica con generazione combinata (cogenerazione).

La quota di energia termica o di energia elettrica prodotta con vettori energetici rinnovabili è definita energia rinnovabile off site.

Possiamo dunque avere due casi:

- Energia rinnovabile "on site";
- Energia rinnovabile "off site".

Le produzioni di energia elettrica da fonti rinnovabili on site e off site si sommano al fine della procedura di calcolo.

Legenda

- 1 Utilizzazione (fabbisogno di energia termica)
- 2 Accumulo
- 3 Generatore
- 4 Vettore energetico primario
- 5 Energia elettrica
- 6 Energia per ausiliari
- 7 Collettori solari termici
- 8 Pannelli fotovoltaici
- 9 Energia termica utile fornita da rete
- 10 Energia termica utile esportata
- 11 Sistema di dissipazione del calore
- 12 Energia elettrica esportata da cogenerazione
- 13 Energia elettrica esportata da fotovoltaico
- 14 Rete elettrica pubblica
- 15 Confine del sistema

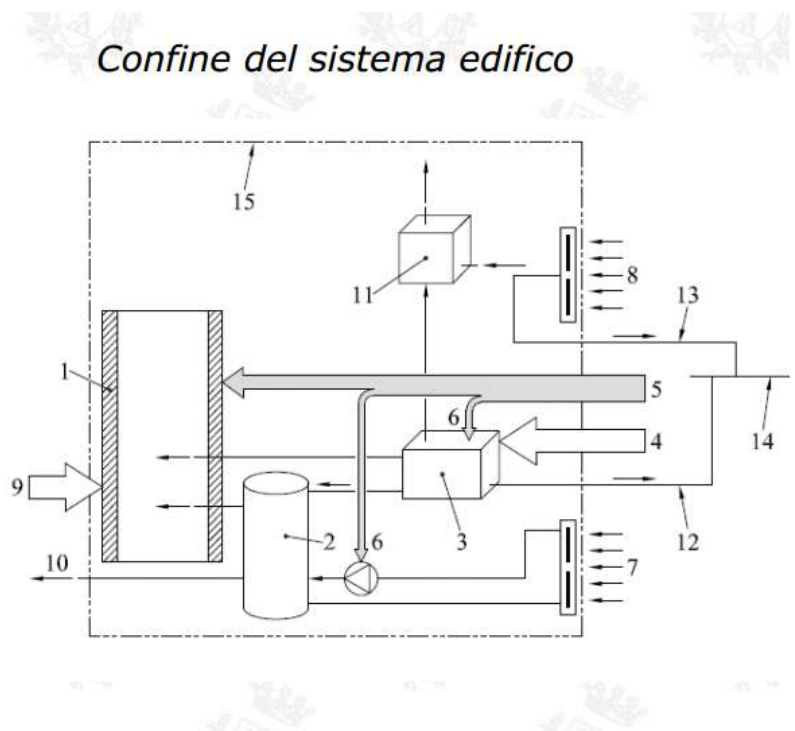


Figura 217: Definizione del confine dell'edificio

16.1.1 ENERGIA DA FONTI RINNOVABILI ON SITE

Si considerano fonti di energia rinnovabili *on site*:

- Energia solare captata entro il confine del sistema da collettori solari termici e trasformata in energia termica utile;
- Energia solare captata entro il confine del sistema da pannelli fotovoltaici e convertita in energia elettrica;
- Energia meccanica trasformata in energia elettrica da micro generatori eolici (attualmente non trattati dalle UNI TS 11300) o eventuali altri sistemi di generazione "on site";
- Energia prelevata entro il confine del sistema da fonte aerotermica, geotermica, idrotermica utilizzata direttamente oppure riqualificata mediante pompa di calore in energia a più elevata entalpia (ad esempio con unità esterne per prelievo di energia dall'aria, sonde geotermiche per prelievo di energia dal terreno, etc.)

Il calcolo dell'energia termica e elettrica prodotta da fonte *on site* si effettua secondo le procedure indicate dalla UNI TS11300/4. Nel caso di energia termica si prevede che questa sia immessa nel punto di collegamento fra generazione ed utilizzazione, ossia in ingresso all'accumulo o alla distribuzione *riducendo il fabbisogno di energia termica fornito dalla generazione*.

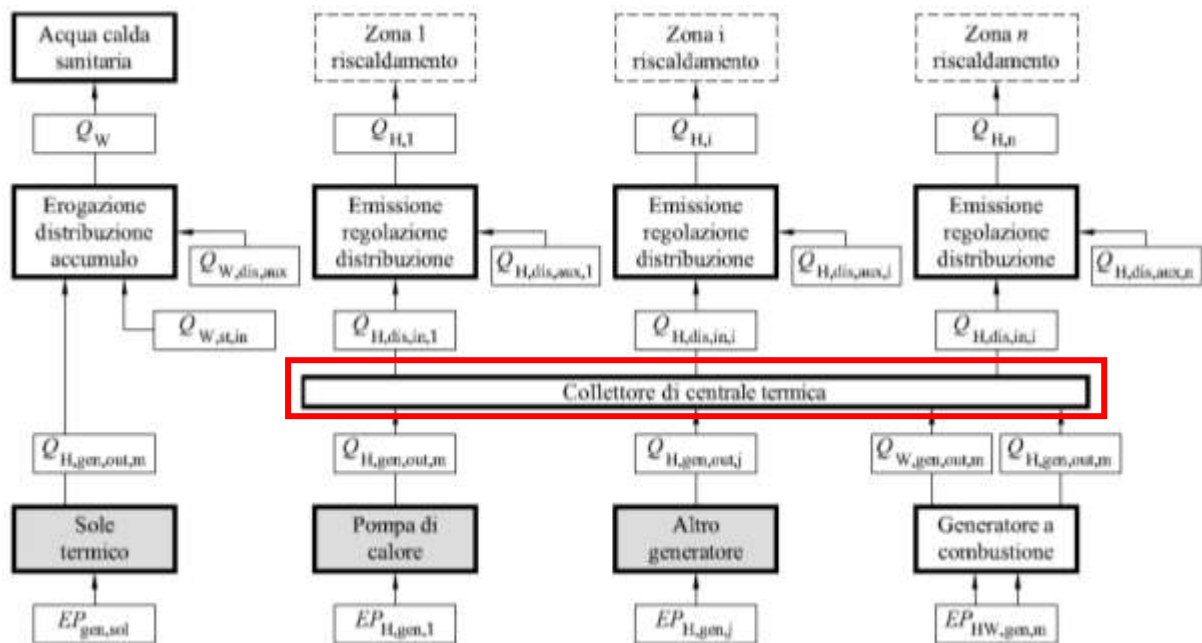


Figura 218: Punto di fornitura delle energie rinnovabili on site

L'energia aerotermica, geotermica ed idrotermica prelevata *on site* e riqualificata attraverso pompe di calore è valutata attraverso l'efficienza della macchina.

L'energia elettrica prodotta da fonte rinnovabile *on site* si sottrae dal fabbisogno mensile di energia elettrica e può ridurre o annullare il fabbisogno consegnato da rete oppure dar luogo ad un surplus. Qualora l'energia rinnovabile interessi due servizi, come ad esempio climatizzazione invernale (riscaldamento) e produzione di acqua calda sanitaria (ACS), si ripartisce l'energia *on site* tra i servizi in proporzione al fabbisogno di energia termica in ingresso alla distribuzione di ciascun servizio.

Il punto di consegna dell'energia da fonti rinnovabili è a valle dei generatori. Anche il D.Lgs. 28/2011 prevede che l'energia elettrica prodotta da FER non deve alimentare dispositivi o impianti per la produzione di ACS, riscaldamento e raffrescamento.

1. Nel caso di edifici nuovi o edifici sottoposti a ristrutturazioni rilevanti, gli impianti di produzione di energia termica devono essere progettati e realizzati in modo da garantire il contemporaneo rispetto della copertura, tramite il ricorso ad energia prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili, del 50% dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria e delle seguenti percentuali della somma dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento:

- a) il 20 per cento quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 31 maggio 2012 al 31 dicembre 2013;
- b) il 35 per cento quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 1° gennaio 2014 al 31 dicembre 2016;
- c) il 50 per cento quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è rilasciato dal 1° gennaio 2017.

2. Gli obblighi di cui al comma 1 non possono essere assolti tramite impianti da fonti rinnovabili che producano esclusivamente energia elettrica la quale alimenti, a sua volta, dispositivi o impianti per la produzione di acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento.

16.1.2 GENERATORI DA PRODUZIONE DI ENERGIA TERMICA

L'energia termica utile netta richiesta in uscita dai generatori si calcola con la relazione:

$$Q_{k,i,gnout,net,m} = Q_{k,d,in,i,m} - Q_{k,os,m}$$

Ove ciascun termine è espresso in kWh con i seguenti significati:

- $Q_{k,i,gnout,net,m}$ *energia termica mensile netta in uscita dal generatore i.mo;*
- $Q_{k,d,in,i,m}$ *energia termica utile mensile richiesta alla distribuzione del vettore i;*
- $Q_{k,os,m}$ *energia termica utile mensile ricevuta da fonte rinnovabile "on site".*

Nel caso di pompa di calore si considera solamente la richiesta di energia $Q_{k,d,in,i,m}$.

16.1.3 GENERATORI DI ENERGIA COMBINATA

Si fa riferimento alla UNI TS 11300/4 e in particolare si ha la seguente procedura.

Per unità di cogenerazione alimentati da combustibili non rinnovabili si effettuano le seguenti operazioni:

- *Si calcola il fabbisogno mensile di energia (kWh) in ingresso al cogeneratore per la combustione richiesto dal vettore non rinnovabile i;*
- *Si calcola l'energia elettrica prodotta mensilmente al netto dei consumi ausiliari;*
- *Si calcola l'energia primaria mensile in ingresso al cogeneratore deducendo dal consumo effettivo la produzione netta di energia elettrica calcolata come al punto precedente, tenendo conto del fattore di energia elettrica esportata;*
- *Ai fini della determinazione dell'energia elettrica consegnata alla rete non si tiene conto dell'energia elettrica netta cogenerata e il fabbisogno elettrico dell'edificio viene considerato fornito dalla rete.*

16.1.4 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA

Il fabbisogno di energia primaria di ciascun vettore energetico, ad eccezione dell'energia elettrica, si calcola mediante la relazione:

$$Q_{del,i,k,an} = \sum_m Q_{del,i,k,m}$$

Il fabbisogno annuo di energia elettrica consegnata ed esportata si calcola tenendo conto dei fattori di energia di Tabella 64.

16.1.5 NUOVI FATTORI DI ENERGIA PRIMARIA

I fattori di trasformazione riportati dalla Raccomandazione 14/2013 del CTI sono leggermente diversi da quelli della Raccomandazione 09/2012.

Vettore energetico	$f_{p,ren}$	$f_{p,ren}$	f_p
Gas naturale	1	0	1
GPL	1	0	1
Olio combustibile	1	0	1
Biomasse solide, liquide e gassose*	0,3	0,7	1
Energia elettrica da rete	2,174	0	2,174
Teleriscaldamento	**	-	-

* come definite dall'allegato X del D.Lgs 152 del 3 aprile 2006
 ** valore dichiarato dal fornitore

Tabella 64: Fattori di energia primaria dei vettori energetici della R. 14/13 CTI

In particolare vengono modificati i fattori energetici per le biomasse e per l'energia elettrica di rete che ora ha $f_p=2.174$ con un rendimento elettrico $\eta=0.46$.

Energia elettrica esportata da fotovoltaico $f_{p,el,exp,FV}$	0
Energia elettrica esportata da cogenerazione $f_{p,el,exp,CG}$ * (combustibili non rinnovabili)	2,174

* fattore da utilizzare per il calcolo al punto 9.2.2. Il fattore è basato sul rendimento di produzione della rete elettrica nazionale pari a 0,46 con combustibili non rinnovabili.

Tabella 65: fattori di energia primaria dell'energia elettrica esportata

17. LA NORMA UNI TS11300 PARTE 4

Ai fini della valutazione delle fonti di energia rinnovabili (FER) la norma di riferimento è la UNI TS11300/4 che si esporrà nel prosieguo.

In accordo con la UNI EN 15603 viene inizialmente definito il confine dell'edificio.

17.1 CONFINE DELL'EDIFICIO

Il confine dell'edificio (o di una porzione di edificio, per esempio un appartamento) comprende tutte le aree dell'edificio nelle quali viene utilizzata o prodotta energia termica utile o energia elettrica. Questo confine può non coincidere con i limiti dell'involucro e può inglobare aree di pertinenza utilizzate ai fini impiantistico – energetico.

Le perdite energetiche dei sottosistemi interni sono valutate come indicato dalla stessa norma mentre quelle dei sottosistemi esterni sono valutate solo per la parte interna ai confini dell'edificio. Le perdite esterne fanno parte del fattore di conversione in energia primaria dell'energia fornita.

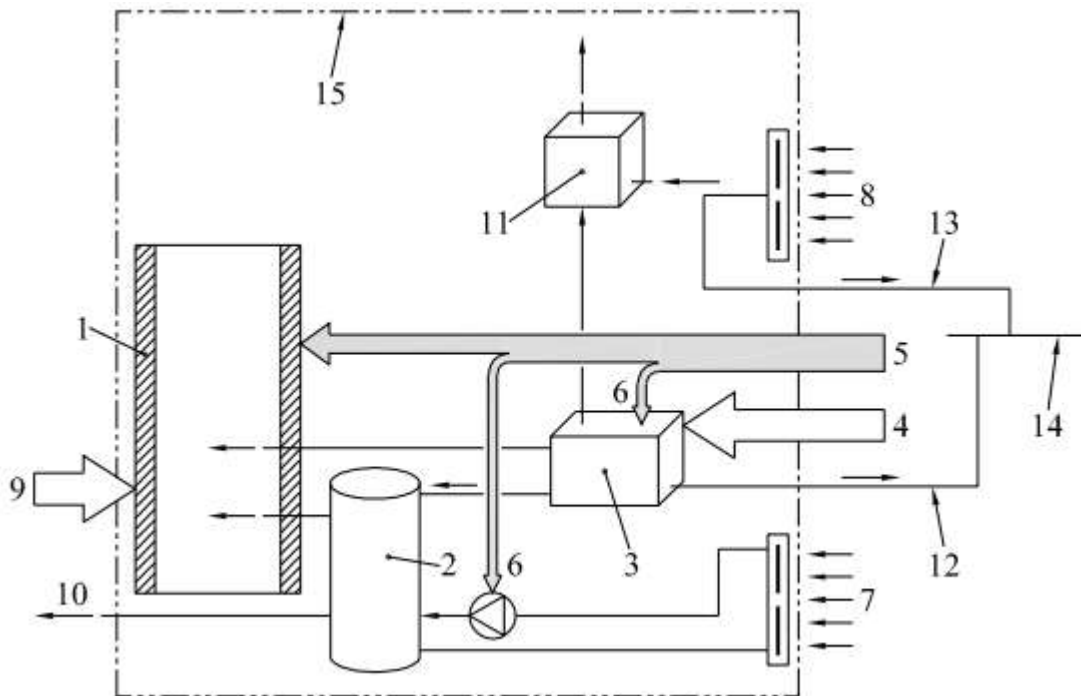


Figura 219: Delimitazione dei confini dell'edificio

17.2 ENERGIA ESTERNA SENZA TRASFORMAZIONE

L'energia esterna si considera fornita senza trasformazione interna solo per:

- Energia elettrica;
- Energia termica tramite teleriscaldamento.

Legenda

- 1 Utenza
- 2 Accumulo
- 3 Generatore
- 4 Combustibile
- 5 Energia elettrica
- 6 Energia degli ausiliari
- 7 Collettori solari termici
- 8 Pannelli fotovoltaici
- 9 Energia termica utile da rete
- 10 Energia termica utile asportata
- 11 Torre evaporativa
- 12 Energia elettrica da cogenerazione
- 13 Energia elettrica da fotovoltaico
- 14 Rete elettrica
- 15 Confine del sistema

Figura 220: Legenda per la determinazione dei confini dell'edificio

17.3 ENERGIA ESTERNA CON TRASFORMAZIONI

In questo caso si ha produzione di energia tramite gli impianti tecnologici dell'edificio. Ad esempio un combustibile introdotto nel confine dell'edificio è trasformato in energia termica mediante una caldaia o altro sistema tecnologico interno all'edificio, vedi Figura 219).

17.4 FORNITURA DI ENERGIA ALL'EDIFICIO

L'energia esterna transita attraverso i confini dell'edificio in varie forme:

- *Energia fornita dall'esterno mediante combustibili fossili che subiscono trasformazioni negli impianti tecnologici interni al confine dell'edificio;*
- *Energia termica fornita dall'esterno (ad esempio con rete di teleriscaldamento);*
- *Energia elettrica, tramite rete;*
- *Energia termica utile o energia elettrica prodotta all'interno dell'edificio ed esportata all'esterno.*

L'energia solare incidente sui collettori solari non è considerata nel bilancio energetico dell'edificio ma si considera solo l'energia termica utile fornita dal sistema solare e l'energia ausiliaria spesa per convogliarla dai collettori all'edificio, ad esempio tramite circolatori dell'acqua calda.

17.5 SISTEMA POLIVALENTE ENERGETICO

L'energia termica utile, $Q_{d,in}$ richiesta dall'edificio può essere coperta da due o più generatori di diverse tipologie e/o con diversi vettori energetici.

In Figura 221 si ha la rappresentazione schematica di sistema polienergetico che riversa l'energia generata in un punto di connessione tra distribuzione e generazione (serbatoio di accumulo o collettore di distribuzione).

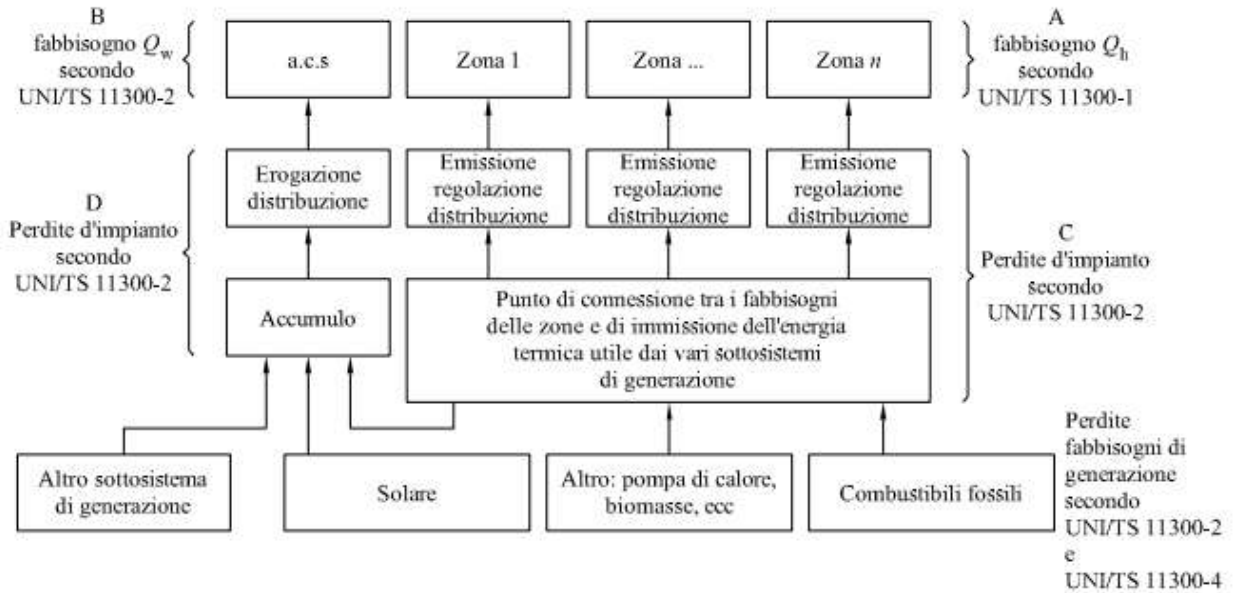


Figura 221: Esempio di sistema plurienergetico

17.6 PRIORITÀ DEI GENERATORI

In mancanza di condizioni specificate nel progetto, le priorità per la produzione di energia termica utile per riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria sono indicati nel prospetto della Tabella 66. In Tabella 67 si hanno i criteri di attivazione dei generatori.

Priorità ^{a)}	Sottosistema di generazione	Produzione di energia
1	Solare termico	Termica
2	Cogenerazione	Elettrica e termica cogenerata ¹⁾
3	Combustione di biomasse	Termica
4	Pompe di calore	Termica o frigorifera
5	Generatori di calore a combustibili fossili	Termica

a) Qualora il sistema preveda l'utilizzo di energia termica utile da rete (teleriscaldamento) e di energia solare, a quest'ultima viene assegnata priorità 1.

Tabella 66: Priorità dei generatori

1	$FC_{gn,i} > 1$	Funzionamento contemporaneo	Il fabbisogno viene ripartito sul generatore i e sul generatore $i + 1$
		Funzionamento alternato	Il fabbisogno è coperto tutto dal generatore $i + 1$
2	$\theta_c < \theta_{c, cut\ off, min}$	Il generatore i viene disattivato e tutto il fabbisogno deve essere coperto dal generatore $i + 1$	
	$\theta_c < \theta_{c, cut\ off, max}$		

Tabella 67: Criteri di attivazione dei generatori

17.7 DATI MENSILI ED ANNUALI

Per i dati mensili ed annuali valgono i simbolismi indicati nella seguente Tabella 68

Numero generatore	1	2	successivi da 3 fino a $n-1$	n
Sigla	$gn,1$	$gn,2$	$gn, n-1$	n
Servizio (a)				
Energia termica utile (b) [kWh]	$Q_{gn,out,1}$	$Q_{gn,out,2}$	$Q_{gn,out,n-1}$	$Q_{gn,out,n}$
Energia elettrica (c) [kWh]	$Q_{el,out,1}$	$Q_{el,out,2}$	$Q_{el,out,n-1}$	$Q_{el,out,n}$
Energia elettrica (d) [kWh]	$Q_{el,aux,1}$	$Q_{el,aux,2}$	$Q_{el,aux,n-1}$	$Q_{el,aux,n}$
Energia immessa (e) [kWh] (primaria)	$Q_{p,gn,in,1}$	$Q_{p,gn,in,2}$	$Q_{p,gn,in,n-1}$	$Q_{p,gn,in,n}$
Rendimento (f) [-]	η_1	η_2	η_{n-1}	η_n
Emissioni di CO2 (g) [kg CO2]	$M_{del,1} CO_2$	$M_{del,2} CO_2$	$M_{del,n-1} CO_2$	$M_{del,n} CO_2$
Quota rinnovabili (h) [kWh]	Dipendenti dal tipo di generatore			
Vettori energetici (i)	Dipendenti dal tipo di generatore			
(a) riscaldamento, acqua calda sanitaria, ecc. (b) energia termica - Nel caso di unità di cogenerazione è l'energia termica cogenerata. (c) energia elettrica autoprodotta con unità di cogenerazione insieme alla energia termica (b). (d) energia elettrica fornita per ausiliari. (e) energia immessa nel sottosistema. (f) calcolo secondo il punto 5.4.8. (g) calcolo secondo il punto 5.10. (h) calcolo secondo punto 5.9. (i) combustibile liquido, gassoso, energia elettrica, energia termica utile da rete, ecc.				

Tabella 68: Dati mensili dei generatori

In base ai dati mensili si ottiene un prospetto simile per i dati annuali.

I periodi di attivazione sono i seguenti:

- *Acqua calda sanitaria:* 12 mesi, cioè 365 giorni;
- *Riscaldamento:* periodo convenzionale indicato dalla UNI Ts 11300/1
- *Raffrescamento:* periodo convenzionale indicato dalla UNI TS 11300/1

18. SPECIFICHE DELLA UNI TS 11300 PARTE 4

A completamento della disamina della norma UNI TS 11300/4 vediamo in questo capitolo le specifiche tecniche per l'utilizzo delle fonti energetiche rinnovabili.

Essa riguarda, pertanto, quei sistemi di generazione che forniscono energia termica (o elettrica) da fonti rinnovabili o comunque con metodi di generazione a maggior efficienza energetica rispetto ai sistemi di generazione tradizionali a combustibili fossili. Tali impianti dovranno fornire energia termica utile solo per i servizi di riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria e climatizzazione estiva (solo come energia da fornire per post-riscaldamento o per sistemi frigoriferi ad assorbimento).

Le sorgenti rinnovabili di cui si trova applicazione nella norma sono:

- *il solare termico;*
- *la combustione di biomasse;*
- *fonti aeree, geotermiche e idrauliche per pompe di calore;*
- *solare fotovoltaico (produzione di energia elettrica).*
- *Per sistemi di generazione con processi diversi dalla combustione a fiamma si considerano:*
- *sistemi che convertono l'energia chimica della combustione di fonti fossili in produzione combinata di energia termica ed elettrica (cogenerazione);*
- *sistemi che impiegano energia termica proveniente da un unico sistema di generazione remota (teleriscaldamento).*

Le procedure di calcolo analizzate, per ogni sistema di generazione, portano a risultati che possono essere utilizzati ai seguenti scopi:

- *valutare il rispetto di obiettivi energetici imposti da normative vigenti;*
- *confrontare le prestazioni energetiche di varie alternative impiantistiche;*
- *valutare il risparmio di energia conseguibile con interventi sugli impianti;*
- *valutare il risparmio di energia primaria nell'uso di energie rinnovabili piuttosto che metodi di generazione tradizionali.*

La specifica tecnica si può applicare a impianti di nuova progettazione, ristrutturati o esistenti per riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria ed energia termica destinata a soddisfare i fabbisogni per climatizzazione estiva (post-riscaldamento o energia termica da fornire ad unità ad assorbimento).

I parametri per la valutazione delle prestazioni energetiche, previsti dalla norma, sono il fabbisogno di energia primaria, con il contributo di essa fornito da ciascun vettore energetico, e la produzione globale di CO₂, anch'essa con attribuzione frazionale al singolo vettore energetico.

I fabbisogni di energia termica utile e le perdite d'impianto, ad eccezione delle perdite dovute alla generazione, si calcolano secondo le parti precedenti della medesima norma, in modo che l'energia richiesta in ingresso alla distribuzione $\sum Q_{H,W,d,in,mese}$ sia proprio uguale all'energia termica che il sistema di generazione deve rendere disponibile $\sum Q_{H,W,gn,out,mese}$.

$$\sum Q_{H,W,gn,out,mese} = \sum Q_{H,W,d,in,mese}$$

Nel caso di sistemi multipli, ovvero costituiti da più sottosistemi di generazione, quelli che producono energia termica da fonte rinnovabile hanno la priorità rispetto a quelli tradizionali a combustibili fossili. Il principio base è comunque quello di ottimizzare il consumo di energia primaria tenendo conto della ripartizione del carico che deve mediare esigenze di rendimenti e caratteristiche dei singoli generatori. Avremo quindi il solare termico come fonte di assoluta priorità, in quanto pulita e a impatto nullo, seguita dai sistemi di cogenerazione, che lavorano ad alti rendimenti, per poi passare alla combustione di biomasse, alle pompe di calore e ai generatori a fonti fossili.

18.1.1 FABBISOGNI DI ENERGIA PRIMARIA

La norma, come si vedrà nei prossimi paragrafi, permette quindi di valutare le prestazioni energetiche delle varie sottostazioni, in diverse condizioni ambientali e di carico. Si possono ottenere i rendimenti di generazione, che in generale hanno la seguente relazione:

$$\eta_i = (Q_{gn,ter,out,i} + f_{p,el} Q_{gen,el,out,i}) / (f_{p,i} Q_{gn,in,i} + f_{p,el} Q_{el,aux,i})$$

La formula mostra che la resa di un sottosistema di generazione si ottiene come rapporto tra le energie utili prodotte (termiche ed elettriche) e quelle spese in ingresso (combustibili e fabbisogno di ausiliari). Il coefficiente $f_{p,el}$ rappresenta il fattore di conversione in energia primaria dell'energia elettrica. Questo e gli altri fattori di conversione sono riportati in tabella.

Vettore energetico	Fattore f_p
Energia elettrica	Valore dichiarato dall'AEEG
Energia da combustibili fossili	1
Energia solare	0
Energia da combustione di biomasse	0
Energia termica da teleriscaldamento	Valore dichiarato dal fornitore
Energia termica utile esportata	$f_{p,H,exp} = 1/\eta_{p,g}$

Tabella 69: : Valore del fattore di conversione in energia primaria per tipo di vettore energetico

Come visto nei riferimenti legislativi riportati nell'introduzione, le disposizioni normative prevedono la copertura di percentuali definite del fabbisogno di energia primaria con fonti rinnovabili $f_{EP,rinn}$.

Tali disposizioni, fin ora riferite al solo servizio di produzione di acqua calda sanitaria, saranno presto estese anche ai servizi di climatizzazione per abitazioni e quindi presentano un'importanza e un peso (soprattutto tecnico-economico) molto importanti.

La verifica del grado di copertura del fabbisogno di energia primaria si effettua secondo la seguente procedura.

- si calcola il fabbisogno di energia primaria in assenza di fonti rinnovabili EP_{nr} , ovvero solo relativo a generatori a fonti fossili o, nel caso di energia elettrica, considerando l'acquisto dalla rete;
- si calcola il fabbisogno di energia primaria EP_{rin} in presenza del contributo fornito dai sottosistemi di generazione con fonti rinnovabili;
- si valuta il grado di copertura $f_{EP,rinn}$ con la seguente relazione:

$$f_{EP,rinn} = (EP_{nr} - EP_{rin}) / EP_{nr}$$

18.1.2 VALUTAZIONE DELLE EMISSIONI DI CO2

La produzione di anidride carbonica per vettore energetico si calcola come:

$$M_{CO_2,i} = Q_i \cdot k_{em,i} \quad [kg \text{ CO}_2]$$

in cui:

- $M_{CO_2,i}$ è la massa di CO₂ prodotta dall'i-esimo vettore energetico espresso in [kg CO₂];
- $k_{em,i}$ è la produzione specifica di CO₂ dell'i-esimo vettore energetico espresso in [kgCO₂/kWh].

La norma in esame fornisce anche i fattori di emissione di CO2 per i vettori energetici più comuni.

Vettore energetico	$k_{em,i}$ [kgCO2/kWh]
Gas naturale	0.1998
GPL	0.2254
Gasolio	0.2642
Olio combustibile	0.2704
Biomasse	0
Energia elettrica	0.4332
Energia termica da teleriscaldamento	Valore dichiarato da fornitore

Tabella 70: Valore del fattore di emissione di CO2 per tipo di vettore energetico

18.2 IMPIANTI SOLARI

18.2.1 SPECIFICA TECNICA

La norma fornisce la procedura per valutare le prestazioni energetiche degli impianti solari termici. Questi riguardano sia la produzione di acqua calda sanitaria che il riscaldamento con funzionamento indipendente o combinato. Le formule permettono inoltre di calcolare i fabbisogni di energia che l'impianto è in grado di soddisfare.

La procedura, implementata in foglio di calcolo di Excel, si basa sul metodo F-Chart. Tale metodo è essenzialmente fondato sulla determinazione dell'aliquota mensile di energia coperta dall'impianto solare. La parte eccedente dovrà essere invece fornita dall'impianto integrativo di tipo convenzionale.

Il primo passo da compiere riguarda la determinazione dei fabbisogni mensili di energia relativi al riscaldamento e agli usi igienico-sanitari. In via di prima approssimazione, il fabbisogno di energia per il riscaldamento dell'edificio può essere valutato, per ogni mese, con la seguente espressione:

$$Q_{H,out} = \frac{C_d \cdot V \cdot (t_i - t_a) \cdot h \cdot n_g}{1000} \quad (kWh)$$

in cui:

- C_d è il coefficiente³⁷ volumico di dispersione dell'edificio (W/m³°C);

³⁷ Il coefficiente Cd è un residuo della L. 10/91. Esso è definito dalla relazione: $C_d = \frac{\sum_i U_i S_i \Delta T_i + \sum_j \psi_j l_j \Delta T_j}{V \cdot \Delta T_p}$ cioè

è il rapporto fra i soli disperdimenti attraverso le pareti e infissi (inclusi i ponti termici) e il prodotto fra il Volume lordo riscaldato V e il salto termico ΔT_p fra la temperatura interna dell'edificio (20 °C) e la temperatura esterna minima di progetto.

- - V è il volume dell'edificio (m^3);
- - t_i è la temperatura fissata per gli ambienti interni ($18 \div 20^\circ C$);
- - t_a è la temperatura media mensile dell'ambiente esterno ($^\circ C$);
- - h è il numero di ore giornaliere di funzionamento dell'impianto (h);
- - n_g è il numero di giorni del mese.

Chiaramente, per calcolare tale fabbisogno, bisogna essere a conoscenza, come già accennato, di alcuni parametri termici dell'edificio o in generale della struttura da servire. In particolare saranno necessarie la conoscenza delle trasmittanze di pareti opache e vetrate. Inoltre si dovrà tener presente che il periodo di riscaldamento è convenzionale, essendo regolato dalle stesse norme UNI. In particolare per la Sicilia, in cui i capoluoghi appartengono alla zona climatica B, il periodo di riscaldamento è stabilito in 121 giorni nel periodo che va dal 1° Dicembre al 31° Marzo.

La Figura 222 mostra un dettaglio del foglio Excel per un edificio di isolamento buono e superficie utile di 150 m² con i fabbisogni di riscaldamento calcolati, visualizzati nel riquadro inferiore. In esso è prevista una procedura di massima per l'assegnazione dei fabbisogni mensili potendo scegliere il grado di isolamento dell'edificio da servire e i metri quadri di superficie utile dello stesso.



Figura 222: Layout del foglio Excel relativo al calcolo dei fabbisogni di riscaldamento

Il fabbisogno di energia per la produzione d'acqua calda sanitaria può essere ottenuto con dei calcoli riportati nella parte 2 della specifica in esame. In particolare avremo:

$$Q_{W,out} = \rho \cdot c \cdot V_W \cdot (\vartheta_{er} - \vartheta_0) \cdot G \quad (kWh)$$

dove:

- - c è il calore specifico dell'acqua pari a 1,162 [Wh/kg°C];
- - ρ è la massa volumica dell'acqua [kg/m^3];
- - V_W è il volume d'acqua richiesto durante il periodo di calcolo [m^3/G];
- - G è il numero di giorni del periodo di calcolo [G];
- - ϑ_{er} è la temperatura di erogazione [$^\circ C$];
- - ϑ_0 è la temperatura d'ingresso dell'acqua fredda sanitaria.

I volumi d'acqua sono riferiti, convenzionalmente, ad una temperatura di erogazione di 40°C e ad una temperatura di ingresso dell'acqua dalla distribuzione dell'ente erogatore di 15°C. Il salto termico, ai fini del calcolo del fabbisogno dell'energia termica utile, è quindi di 25K. I valori del fabbisogno giornaliero sono calcolati con la formula:

$$V_W = a \cdot N_u \quad [l/G]$$

Dove a è il fabbisogno giornaliero specifico [litri/giorno], mentre N_u è un parametro che dipende dal tipo di destinazione d'uso dell'edificio.

Per abitazioni il valore di N_u è il valore della superficie utile S_u della stessa, espressa in metri quadrati. Il valore di a , sempre per abitazioni, si ricava dal seguente prospetto, nel quale sono presenti anche i fabbisogni di energia termica utile equivalente. Si fa notare espressamente che i valori di fabbisogno sono riferiti a un utilizzo di 365 giorni l'anno.

Fabbisogni	Calcolo in base al valore della superficie utile S_u [m^2]			Valore medio per $S_u=80m^2$
	≤ 50	51-200	>200	
a	1.8	$4.514 * S_u^{-0.2356}$	1.3	1.6
Fabbisogno termico utile [Wh/Gm^2]	52.3	$131.22 * S_u^{-0.2356}$	37.7	46.7
Fabbisogno termico utile [$kWh/m^2 a$]	19.09	$47.9 * S_u^{-0.2356}$	13.8	17.05

Tabella 71: Prospetto per calcolo del coefficiente a per fabbisogno termico ACS

Per destinazioni d'uso diverse da civile abitazione, la determinazione del fabbisogno di acqua calda sanitaria deve essere effettuata su base mensile tenendo conto del consumo giornaliero e dei giorni del mese in cui l'edificio è effettivamente occupato.

Si avrà quindi un fabbisogno specifico giornaliero a che può variare dai 15 L/G per scuole e ristoranti, agli 80-90 L/G per hotel di lusso o palestre, mentre il parametro N_u sarà determinato dal numero di posti letto per hotel, o dal numero di bambini nelle scuole, o di docce installate per palestre, ciascuno moltiplicato per i giorni mese. Anche in questo caso, nel foglio Excel, può essere utilizzato il calcolo di default per determinare i fabbisogni di energia termica per produzione di acqua calda sanitaria in funzione della superficie utile, per edifici destinati ad uso abitazione, o in funzione del consumo specifico d'acqua. In fig.2.3 si riporta un esempio di tale calcolo per un'abitazione di 120 m^2 utili.

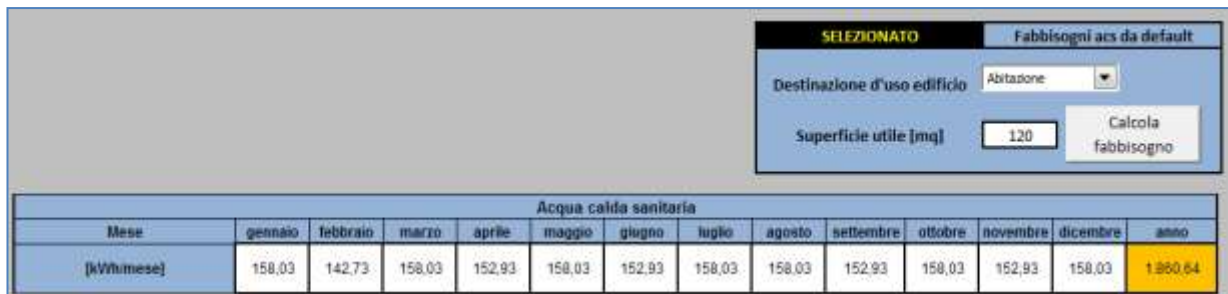


Figura 223: Layout del foglio Excel relativo al calcolo dei fabbisogni per produzione di acqua calda sanitaria

Fabbisogno applicato all'impianto solare termico.

Il fabbisogno applicato all'impianto solare è quello che dovrà essere disponibile in ingresso alla rete di distribuzione, quindi il fabbisogno di energia termica appena descritto dovrà tener conto dei rendimenti di erogazione (ovvero i rendimenti dei terminali), dei rendimenti di regolazione e di quello della stessa rete di distribuzione. Nel caso di sistema combinato si prevede di calcolare i seguenti fattori:

- P_H rapporto tra il fabbisogno per riscaldamento e fabbisogno totale:

$$P_H = \frac{Q_{H,gn,out}}{Q_{H,gh,out} + Q_{W,gn,out}}$$

- P_W rapporto tra il fabbisogno per produzione di acqua calda sanitaria e fabbisogno totale:

$$P_W = \frac{Q_{W,gn,out}}{Q_{H,gh,out} + Q_{W,gn,out}}$$

Chiaramente nel caso di solo riscaldamento $P_H=1$ e $P_W=0$ e viceversa per impianto per sola acqua calda sanitaria $P_W=1$ e $P_H=0$.

La superficie dei collettori, così come il volume d'accumulo, per sistemi combinati, sarà ripartita secondo i valori di PH e PW testé calcolati.

Vediamo a questo punto come calcolare l'energia prodotta dall'impianto solare termico.

Metodo F-Chart

Tale metodo è utilizzato per determinare l'aliquota mensile di energia coperta dall'impianto solare. Si tratta di un metodo storico derivato dagli studi di Balcomb dei Los Alamos Laboratories negli anni '70. Esso deriva da una serie di simulazioni impiantistiche di impianti solari termici effettuati con il codice TRNSYS.

La produzione di energia dell'impianto solare si calcola con la relazione:

$$Q_{sol,out,mese} = (aY + bX + cY^2 + dX^2 + eY^3 + fX^3) \cdot Q_{gn,out,mese} \quad [\text{kWh}]$$

Con $Q_{gn,out,mese}$ fabbisogno mensile applicato all'impianto di riscaldamento ad energia solare. Noto quindi il fabbisogno di energia, bisogna calcolare i due parametri X ed Y indicativi delle perdite e degli apporti di calore sul collettore. La norma propone di calcolare tali fattori come segue.

Fattore adimensionale X:

$$X = \frac{A \cdot U_{loop} \cdot \eta_{loop} \cdot \Delta T \cdot f_{st} \cdot t_m}{Q_{gn,out,mese} \cdot 10^3}$$

dove:

- A è l'area di apertura dei collettori [m^2];
- U_{loop} è un coefficiente di perdita di energia nel circuito del collettore (incluse tubazioni) [W/m^2K], definito in seguito;
- η_{loop} è il rendimento del circuito dei collettori. Se non fornito dal fabbricante si assume il valore $\eta_{loop}=0.8$;
- t_m è la durata del periodo di calcolo assunta pari alle ore del mese [h];
- f_{st} è il coefficiente di correzione della capacità di accumulo, di cui si parlerà in dettaglio a breve;
- ΔT è la differenza di temperatura di riferimento calcolata con la formula:

$$\Delta T = \theta_{ref} - \theta_{e,avg}$$

con $\theta_{e,avg}$ temperatura media mensile esterna nel periodo considerato e θ_{ref} temperatura di riferimento.

Per sistemi di riscaldamento la θ_{ref} si assume pari a 100°C. Per sistemi solari termici destinati alla produzione di acqua calda sanitaria viene suggerita la formula seguente:

$$\theta_{ref} = 11.6 + 1.18\theta_w + 3.86\theta_{cw} - 2.32\theta_{e,avg}$$

- θ_w temperatura di utilizzo dell'acqua calda, assunta pari a 40°C
- θ_{cw} temperatura dell'acqua fredda in ingresso nell'accumulo. Tale temperatura, come indicato nella parte 2 della norma in esame, si assume pari a 15°C, salvo casi particolari.

Calcolo del coefficiente di perdita di energia del circuito del collettore

Il parametro U_{loop} è definito come segue:

$$U_{loop} = a_1 + 40a_2 + \frac{U_{loop,p}}{A} \quad [W/m^2K]$$

- a_1 e a_2 sono coefficienti rispettivamente di primo e secondo ordine di perdita globale del collettore. Tali dati sono forniti dal costruttore e determinati in accordo alla norma UNI EN 12975-2. In assenza di tali dati si ricorre a valori di default forniti nella norma in esame.
- $U_{loop,p}$ è il coefficiente globale di perdita di calore delle tubazioni nel circuito del collettore e viene calcolato con la formula empirica:

$$U_{loop,p} = 5 + 0.5A \quad [W/m^2K] \quad (2.11)$$

in cui A è la superficie di apertura del collettore.

Si fa notare esplicitamente che, nel caso di sistemi combinati, il valore di U_{loop} viene calcolato sull'area totale dei collettori.

Fattore adimensionale Y:

$$Y = \frac{A \cdot IAM \cdot \eta_0 \cdot \eta_{loop} \cdot I_m \cdot t_m}{Q_{gn,out,mese} \cdot 10^3}$$

Dove:

- A è l'area di apertura dei collettori [m^2];
- IAM coefficiente modificatore dell'angolo di incidenza (da prospetto o fornito dal fabbricante);
- η_0 è il rendimento del collettore a perdite nulle (da prospetto e calcolato secondo UNI EN 12975-2);
- η_{loop} è il rendimento del circuito del collettore (ivi includendo circolatore o ventilatore, tubazioni e scambiatore di calore); in assenza di dati forniti dal fabbricante si assume $\eta_{loop} = 0,8$;

Tipologia del collettore	η_0	a_1	a_2	IAM
Collettori a tubi sottovuoto con assorbitore piano	0.9	1.8	0.008	0.97
Collettori a tubi sottovuoto con assorbitore circolare	0.9	1.8	0.008	1
Collettori piani vetrati	0.78	3.5	0.015	0.94
Collettori non vetrati	0.76	15	0	1

Tabella 72: Prospetto coefficienti per calcolo dei fattori adimensionali X e Y.

- I_m è l'irradianza solare media mensile incidente sul collettore (W/m^2). Tale valore si calcola secondo la UNI TR 11328.
- t_m è la durata in ore del mese considerato [h];
- $Q_{gn,out,mese}$ è il fabbisogno di energia termica applicato all'impianto di riscaldamento ad energia solare (da distinguere tra quota per riscaldamento e quota per la produzione di acqua calda sanitaria).

I coefficienti a, b, c, d ed f dipendono dalle caratteristiche del pozzo di accumulo e i loro valori sono riportati nella seguente tabella:

Coefficienti di correlazione	Tipo di sistema	
	Sistema collegato ad accumulo	Sistema diretto (riscaldamento a pannelli)
<i>a</i>	1.029	0.863
<i>b</i>	-0.065	-0.147
<i>c</i>	-0.245	-0.263
<i>d</i>	0.0018	0.008
<i>e</i>	0.0215	0.029
<i>f</i>	0	0.025

Tabella 73: Prospetto coefficienti di correlazione

L'energia prodotta dall'impianto solare sarà limitata inferiormente dal valore nullo e superiormente dal valore del fabbisogno stesso.

Il metodo *f-chart* opera secondo delle ipotesi, riguardanti il volume dell'accumulo termico, che devono essere rispettate nel momento in cui si valuta la frazione *f*. Se queste ipotesi non sono verificate, si può ancora applicare il metodo apportando delle correzioni ai valori della *X*.

18.2.2 CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI CORREZIONE DELLA CAPACITÀ DI ACCUMULO FST.

Per serbatoi di accumulo inerziale ad acqua, tale coefficiente di correzione dovrà essere calcolato con la formula:

$$f_{st} = (A \cdot V_{ref} / V_{sol})^{0.25}$$

dove:

- *A* è la superficie di apertura dei collettori;
- *V_{ref}* è un volume di riferimento pari a 75 litri a metro quadrato di superficie di collettore solare [litri];
- *V_{sol}* è il volume del pozzo (parte riscaldata dal sistema solare) [litri].

Per impianti di preriscaldamento solare la capacità dell'accumulo coincide con il valore nominale (*V_{sol}*=*V_{nom}*). Se è necessario un riscaldatore ausiliario, la capacità dell'accumulo è data da:

$$V_{sol} = V_{nom}(1 - f_{aux})$$

con *f_{aux}* frazione del volume dell'accumulo usata per il sistema ausiliario.

Il valore di *f_{aux}* viene calcolato come:

$$f_{aux} = x \cdot V_{bu} / V_{nom}$$

- *V_{bu}* è il volume riscaldata dal sistema di back up;
- *x* è un coefficiente che tiene conto del tipo di controllo, ovvero del grado di integrazione di tale impianto ausiliario.

<i>x</i> =1	<i>x</i> =0,7	<i>x</i> =0,3
Integrazione permanente	Integrazione notturna	Integrazione d'emergenza

Tabella 74: . Valori del coefficiente *x* al variare del tipo di integrazione del back-up

Calcolo dell'irradianza incidente sul piano dei collettori

Su una superficie inclinata arriva, oltre alla radiazione diretta, anche la radiazione diffusa dal cielo e quella riflessa. Queste due ultime componenti sono in genere di difficile valutazione. Si può supporre tuttavia che il cielo abbia comportamento isotropico e, in tal caso, le valutazioni risultano semplificate. La radiazione diffusa dipende principalmente dall'angolo di inclinazione dei pannelli (angolo di tilt β), mentre la radiazione diffusa dipende, oltre che dal tilt, dall'effetto di edifici o corpi riflettenti nella zona vicina alla superficie considerata. Tale influenza viene riassunta nel cosiddetto coefficiente di albedo ρ (compreso tra 0 e 1) che, moltiplicato per l'irradianza totale e per un coefficiente funzione del tilt, fornisce il valore della radiazione riflessa.

Avendo preso in considerazione il modello proposto da Liu e Jordan, la radiazione totale su una superficie inclinata vale:

$$I_T = I_b R_b + I_d R_d + I_t R_t = I_b R_b + I_d \frac{1 + \cos\beta}{2} + I_t \rho_t \frac{1 - \cos\beta}{2}$$

- R_b è il fattore di inclinazione per la radiazione diretta. Esso dipende dalla declinazione solare δ , dal tilt β , dalla latitudine L , oltre che dall'altitudine h e dall'angolo solare ω . Esso risulta di difficile formulazione per cui si trova già calcolato nelle tabelle UNI in funzione dell'angolo $L-\beta$.
- R_t è il fattore di vista per la radiazione riflessa. In esso ρ è il coefficiente di riflessione orizzontale antistante il pannello il cui valore può variare da 0 per una superficie scura, a 0,75 per la neve. Quando $\beta=0$, si annulla, essendo il pannello parallelo al terreno.
- R_d è il fattore di vista per la radiazione diffusa. Vale 1 quando il pannello è parallelo al suolo, cioè tutta la radiazione diffusa sul piano orizzontale viene captata. Vale 0,5 quando il pannello è verticale.

Nel foglio di calcolo Excel implementato sono stati caricati i dati climatici, forniti dalla norma 10349, relativi alle province della regione Sicilia.

Sono quindi disponibili al calcolo i dati di temperatura, latitudine e irradianza relativi alla città selezionata. Successivamente scegliendo gli altri parametri (albedo, angolo di tilt, superficie del collettore) si potranno ottenere in automatico i valori dell'energia solare disponibile.

La figura seguente mostra i riquadri in cui poter selezionare i dati relativi al sito di installazione e i parametri geometrici.

Figura 224. Layout dei riquadri in cui inserire i dati geometrici e climatici

18.2.3 FABBISOGNO DI ENERGIA ELETTRICA DEGLI AUSILIARI

Per gli impianti a circolazione naturale chiaramente il fabbisogno elettrico è nullo. Per quanto riguarda invece i sistemi a circolazione forzata, la norma fornisce un metodo per il calcolo

del fabbisogno degli ausiliari, ovvero delle pompe di circolazione, nonché di eventuali sistemi di regolazione e controllo.

$$Q_{sol,aux,m} = W_{aux,nom} \cdot \frac{t_{aux,m}}{1000} \quad [kWh]$$

- $W_{aux,nom}$ rappresenta la potenza nominale totale dei circolatori [W];
- $t_{aux,m}$ il numero di ore nel mese di funzionamento dei circolatori.

Qualora tale dato non fosse disponibile viene assunto:

$$W_{aux,nom} = 50 + 5A \quad [W]$$

con A superficie del collettore in m².

Per il calcolo di tale durata mensile si fa riferimento alla UNI 12976 la quale stabilisce una durata di 2000 ore annue degli ausiliari elettrici. Da questo si ricavano i numeri di ore mensili che si assumono proporzionali alla frazione di irradianza solare mensile rispetto a quella complessiva annua.

Per impianti di produzione dell'acqua calda sanitaria avremo:

$$t_{aux,W,m} = (2000 \cdot I_{sol} \cdot P_W) / \sum I_{sol}$$

Per impianti di riscaldamento, invece:

$$t_{aux,H,m} = (2000 \cdot I_{sol} \cdot N_{g,H,mese} \cdot P_H) / (\sum I_{sol} \cdot N_{g,H})$$

Con $N_{g,H,mese}$ numero di giorni di riscaldamento nel mese e $N_{g,H}$ numero di giorni di riscaldamento nella stagione (si ricordano le norme che regolano il periodo di riscaldamento per le diverse zone climatiche).

18.2.4 PERDITE DELL'IMPIANTO SOLARE TERMICO

L'ultimo passo, prima di poter valutare il rendimento energetico, è quello di quantificare le perdite totali dell'impianto. Queste si compongono delle perdite relative all'accumulo sia per acqua calda sanitaria che per riscaldamento, dovute all'efficienza di tale scambio termico, e delle perdite relative alla distribuzione dal sottosistema solare termico sino all'impianto di integrazione o, in mancanza di quest'ultimo, sino all'utenza. Avremo quindi in formula:

$$Q_{sol,lost,mese} = Q_{W,sol,s,lost,mese} + Q_{H,sol,s,lost,mese} + Q_{bu,dist,lost,mese}$$

Con chiaro significato dei pedici utilizzati. Vengono quindi descritte le procedure utilizzate per computare tali termini.

18.2.5 PERDITE DI ACCUMULO

Nel caso in cui il serbatoio di accumulo sia all'interno del generatore di calore, le perdite sono comprese nelle perdite di produzione dell'apparecchio. In caso contrario, ovvero con serbatoio esterno, vi saranno delle tubazioni e delle pompe di circolazione che generano delle perdite a sé stanti.

Le perdite relative all'accumulo dovranno essere calcolate secondo le indicazioni della norma 11300 parte 2. Tale procedimento, riportato qui di seguito, prevede di tener conto delle dispersioni dell'accumulatore in funzione della superficie, delle caratteristiche termiche e dalla differenza di temperatura che insiste tra interno ed esterno (opportunamente mediate), ovvero:

$$Q_{lost,s} = \frac{S_s}{d_s} \cdot (\vartheta_s - \vartheta_a) \cdot t_s \cdot \lambda_s \quad [Wh]$$

Dove:

- S_s è la superficie esterna dell'accumulo [m^2];
- d_s è lo spessore dello strato isolante [m];
- λ_s è la conduttività dello strato isolante [W/mK];
- t_s è la durata del periodo considerato [h];
- ϑ_s e ϑ_a sono rispettivamente la temperatura media dell'accumulo e la temperatura media del locale di installazione del serbatoio di accumulo [$^{\circ}C$].

Se il costruttore fornisce il valore della dispersione termica del serbatoio K_s [W/K], le perdite si possono calcolare con la seguente formula:

$$Q_{lost,s} = k_s \cdot (\vartheta_s - \vartheta_a) \cdot t_s \quad [Wh]$$

Tali perdite nel sistema solare devono tener presente della configurazione degli accumuli e delle funzioni a cui sono dedicati, in particolare se si è in presenza di più sottosistemi in cascata (sistema polivalente). In generale comunque in questi casi l'attribuzione delle perdite dei singoli sottosistemi di generazione sarà proporzionale all'energia utile fornita dagli stessi.

A titolo di esempio, chiaramente non esaustivo, si riporta la procedura di calcolo da seguire nel caso di sistema combinato con unico accumulo dedicato sia alla funzione di accumulo inerziale per l'energia solare, sia a quella di back-up.

Nel caso in cui il costruttore fornisca il valore della trasmittanza si ha:

$$Q_{sol,W,s,lost,mese} = K_s \cdot (\vartheta_{set} - \vartheta_{a,avg}) \cdot [Q_{sol,W,out,mese} / (Q_{sol,W,us,m} + Q_{sol,H,us,m})] \cdot t_m / 1000$$

$$Q_{sol,H,s,lost,mese} = K_s \cdot (\vartheta_{set} - \vartheta_{a,avg}) \cdot [Q_{sol,H,out,mese} / (Q_{sol,W,us,m} + Q_{sol,H,us,m})] \cdot t_m / 1000$$

rispettivamente perdite per accumulo per i servizi di acqua calda sanitaria e riscaldamento. La quota delle perdite mensili attribuibili al back up saranno invece:

$$Q_{W,bu,s,l,m} = K_s \cdot (\vartheta_{set} - \vartheta_{a,avg}) \cdot [(Q_{sol,W,us,m} - Q_{sol,W,out,m}) / (Q_{sol,W,us,m} + Q_{sol,H,us,m})] \cdot \frac{t_m}{1000}$$

$$Q_{H,bu,s,lost,m} = K_s \cdot (\vartheta_{set} - \vartheta_{a,avg}) \cdot [Q_{sol,H,us,m} - Q_{sol,H,out,m}) / (Q_{sol,W,us,m} + Q_{sol,H,us,m})] \cdot \frac{t_m}{1000}$$

Quindi la perdita complessiva dell'accumulo sarà data dalla somma:

$$Q_{tot,s,lost,m} = Q_{sol,W,s,lost,m} + Q_{sol,H,s,lost,m} + Q_{W,bu,s,lost,m} + Q_{H,bu,s,lost,m} \quad [kWh]$$

Analogamente nel caso in cui non fosse disponibile il valore di K_s , bensì quelli di S_s , d_s e λ_s .

18.2.6 PERDITE NELLA DISTRIBUZIONE TRA SISTEMA SOLARE E RISCALDATORE AUSILIARIO

Tali perdite fino al sistema integrativo si calcolano distinguendo tra:

- tubazioni isolate $Q_{distr,sol-bu,lost,m} = 0,02 \cdot Q_{sol,out,m} \quad [kWh]$
- tubazioni non isolate $Q_{distr,sol-bu,lost,m} = 0,05 \cdot Q_{sol,out,m} \quad [kWh]$

18.2.7 PERDITE RECUPERABILI DALL'IMPIANTO SOLARE TERMICO

Le perdite che è possibile recuperare da un impianto di energia termica solare sono quelle relative al pozzo di accumulo, al circuito di distribuzione tra accumulo e generatore integrativo, nonché dagli ausiliari elettrici.

18.2.8 PERDITE RECUPERABILI DAL POZZO DI ACCUMULO TERMICO

Dal pozzo di accumulo si considera che le perdite siano recuperabili, per un impianto che integri la produzione di acqua calda sanitaria, solo nel periodo di riscaldamento, se installato in ambiente riscaldato. In particolare l'energia termica recuperabile si considera tutta recuperata sottraendola al fabbisogno per riscaldamento $Q_{H,out}$.

Per impianti di preriscaldamento solare e accumulo solare distinto da back up, le perdite recuperate sono calcolabili dalla relazione:

$$Q_{sol,W,s,lost,rec,mese} = Q_{sol,W,s,lost,mese}(1 - b_{g,W}) \quad [kWh]$$

Dove $b_{g,W}$ è pari a zero se l'accumulo è in ambiente riscaldato e pari a uno (quindi non si recupera alcunché) per accumulo esterno all'ambiente riscaldato.

Nel caso di unico pozzo votato alle funzioni di accumulo solare e back up, le perdite recuperate dall'intero accumulo saranno date da:

$$Q_{W,s,lost,rec,m} = Q_{W,s,lost,m}(1 - b_{g,W}) \quad [kWh]$$

Per quanto riguarda, infine, impianti solari destinati al riscaldamento, le perdite recuperabili (che sono tali nel periodo di riscaldamento e per accumulo installato in ambiente riscaldato) si calcolano moltiplicando per un fattore 0.8 le perdite recuperabili.

18.2.9 PERDITE RECUPERABILI DALLA DISTRIBUZIONE

Le perdite recuperate dalla distribuzione si ottengono dalle perdite recuperabili già calcolate moltiplicando per il fattore 0.8 e per $(1-b_g)$, come visto per il pozzo di accumulo.

18.2.10 PERDITE RECUPERABILI DAGLI AUSILIARI ELETTRICI

Anche qui si ipotizza di recuperare l'80% ma, in questo caso, del fabbisogno di energia elettrica:

$$Q_{sol,aux,lost,rec} = 0.8 \cdot Q_{sol,aux,mese} \quad [kWh]$$

18.2.11 FRAZIONE SOLARE E RIDUZIONE DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA

Con il metodo di calcolo fin qui descritto si determina mensilmente la frazione solare ovvero la percentuale di energia termica soddisfatta dall'impianto solare rispetto al fabbisogno totale richiesto.

$$f_{sol} = Q_{sol,out,mese}/Q_{gn,out,mese}$$

dove chiaramente la produzione di energia dell'impianto solare è da intendersi al netto delle perdite recuperate. Grazie a tale frazione è poi possibile conoscere la riduzione di energia primaria necessaria a soddisfare l'intero fabbisogno (qualora f_{sol} sia minore di 1).

Per fare ciò bisognerà tener presente che il generatore ausiliario avrà rendimento medio mensile di generazione che dipende dal fattore di carico strettamente legato alla frazione solare.

18.2.12 ESEMPIO DI CALCOLO

A conclusione di questo capitolo sul solare termico, si riporta un esempio di calcolo svolto nel foglio di lavoro Excel.

The screenshot shows an Excel spreadsheet with the following sections and data:

- SITO DI INSTALLAZIONE:** Località di installazione: Catania; Fattore di albedo: Edifici chiari; Dati irraggiamento: UNI 10349.
- SISTEMA SOLARE TERMICO:** Servizio da erogare: Solo acqua calda sanitaria; Tipo di collettore: Collettori piani vetrati; Tipo di collegamento: Sistema collegato ad accumulo; Angolo di inclinazione dei collettori (tilt): 45°; Area del collettore solare [mq]: 5.
- FABBISOGNI RISCALDAMENTO DA DEFAULT (NON SELEZIONATO):** Grado di isolamento edificio: Buon isolamento; 100 [kWh/mq anno]; Superficie utile [mq]: 150.
- ACCUMULO TERMICO:** Tipo di accumulo: Accumulo ad acqua; Ubicazione: All'esterno; Volume nominale del serbatoio: 120 Litri.
- ACCUMULO TERMICO (NON SELEZIONATO):** Tipo di integrazione: Integrazione permanente; Volume riscaldato da back-up: 50 Litri.
- DISTRIBUZIONE:** Stato tubazioni: tubazioni isolate.
- FABBISOGNI ACS DA DEFAULT (SELEZIONATO):** Destinazione d'uso edificio: Abitazione; Superficie utile [mq]: 120.

Figura 225: Layout relativo ai dati di ingresso nel foglio Excel.

Si suppone di installare un impianto di 5m² a Catania, in presenza di edifici chiari, per produrre acqua calda sanitaria in quantità da soddisfare il fabbisogno di un appartamento di 120m² destinato ad abitazione civile.

Questi e gli altri dati di input sono visibili in figura. Applicando, quindi, la procedura di calcolo prevista per il tipo di sistema selezionato e imposti i fabbisogni calcolati come suddetto, si ottengono i risultati relativi alla producibilità e alla frazione solare.

Acqua calda sanitaria													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	158,03	142,73	158,03	152,93	158,03	152,93	158,03	158,03	152,93	158,03	152,93	158,03	1.860,64

Producibilità di energia termica e frazione solare													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	77,95	95,56	131,83	133,10	146,69	155,39	171,73	171,73	157,44	137,69	95,68	67,78	1.474,80
[%]	49%	67%	83%	87%	93%	100%	100%	100%	100%	87%	63%	44%	

Figura 226: Layout fabbisogni per produzione di acqua calda sanitaria e risultati ottenuti

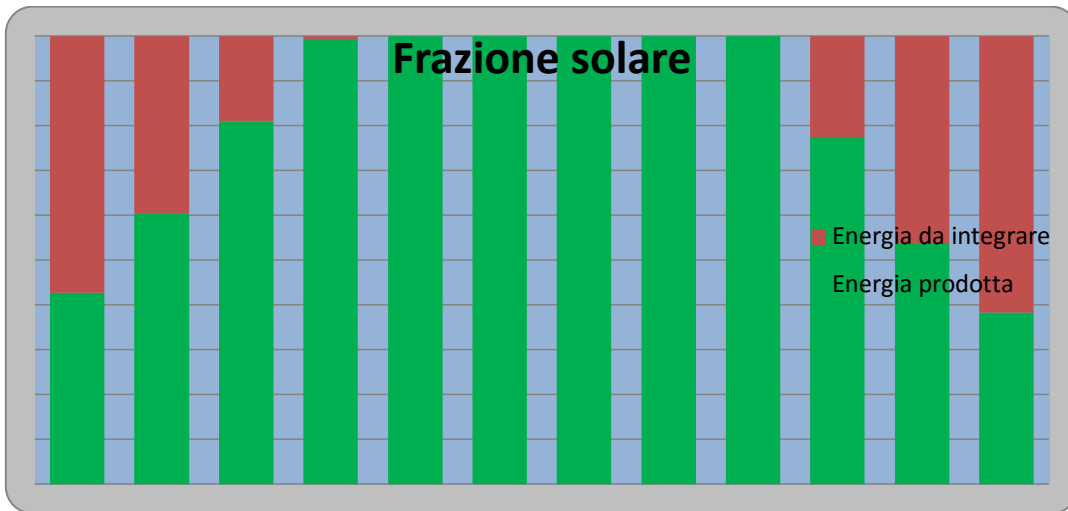


Figura 227: Percentuale di energia termica prodotta e di energia da integrare (in rosso).

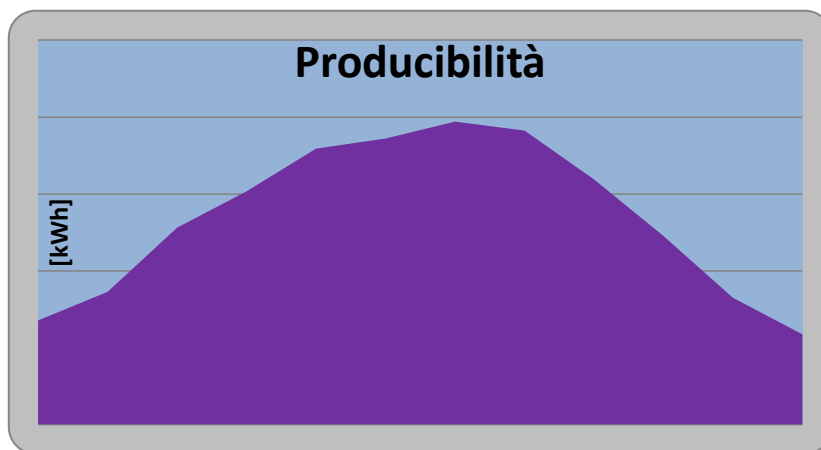


Figura 228: Grafico del energia termica prodotta

18.3 IMPIANTI FOTOVOLTAICI

18.3.1 SPECIFICA TECNICA

La seconda procedura di calcolo della UNI 11300 parte 4 riguarda il solare fotovoltaico. Il metodo di calcolo della norma prevede in particolare la stima dell'energia prodotta da impianti fotovoltaici $E_{el,pv,out}$. Questa è funzione della radiazione solare incidente sul piano dei pannelli, della potenza di picco installata e da un fattore di efficienza dell'impianto stesso.

Il calcolo è effettuato su base mensile e non si tengono in considerazione l'energia termica prodotta, il consumo degli ausiliari, le perdite di generazione e gli eventuali recuperi.

18.3.2 PROCEDURA DI CALCOLO

L'energia prodotta mensilmente dall'impianto fotovoltaico si calcola con la formula seguente:

$$E_{el,pv,out} = \frac{E_{pv} \cdot W_{pv} \cdot f_{fv}}{I_{ref}} [W]$$

dove si ha:

- E_{pv} irradianza solare mensile incidente sull'impianto fotovoltaico [kWh/m^2];

- W_{pv} potenza di picco, in Watt, definita come la potenza elettrica sviluppata da un impianto fotovoltaico di determinata superficie quando su di esso “insiste” un’irradianza di 1 kW/m^2 (a 25°C);
- f_{pv} fattore di incidenza del sistema, che dipende dall’impianto di conversione dell’energia elettrica da continua in alternata, della temperatura operativa dei moduli e dall’integrazione dell’impianto con l’edificio. I suoi valori sono riportati nella tabella seguente;
- I_{ref} è l’irradianza solare di riferimento pari a 1 kW/m^2 .

Grado di ventilazione dei moduli fotovoltaici	f_{pv}
Moduli non ventilati	0.70
Moduli moderatamente ventilati	0.75
Moduli molto ventilati o con ventilazione forzata	0.80

Tabella 75: Valori del fattore di efficienza f_{pv}

L’irradiazione solare mensile incidente sull’impianto fotovoltaico E_{pv} viene calcolata, come visto già nel capitolo relativo al solare termico mediante il metodo di Liu e Jordan.

Come per il metodo relativo ad impianti solari termici, è stato implementato in Excel un foglio di calcolo che permette, selezionando le informazioni relative alla topologia del sito di installazione e ai parametri geometrici (azimut e tilt), di ottenere immediatamente i valori effettivi della potenza solare incidente nel piano dei moduli. E’ inoltre possibile selezionare il tipo di terreno circostante all’area di collocazione dei pannelli per considerare il giusto fattore di albedo che influenza la quota parte di radiazione riflessa captata dagli stessi pannelli.

La potenza di picco W_{pv} si ottiene in condizioni di prova standard, quindi per irraggiamento unitario e condizioni di temperatura stazionarie (come detto a 25°C). Se tale valore non è noto, può essere calcolato con la formula seguente:

$$W_{pv} = K_{pv} \cdot A_{pv} \text{ [kW]}$$

Dove:

- K_{pv} è il fattore di potenza di picco, dipendente dal materiale di cui è fatto il modulo installato. I valori di tale fattore sono riportati in tabella 3.
- A_{pv} è la superficie utile di captazione dell’impianto, considerata al netto dell’intelaiatura.

Tipo di modulo fotovoltaico	K_{pv}
Silicio monocristallino	0.150
Silicio multi cristallino	0.130
Film sottile di diseleniuro di indio-rame-gallio (CIGS)	0.105
Film sottile di tellurio di cadmio (CdTe)	0.095
Film sottile di silicio amorfo	0.060
Altri strati di film sottile	0.035

Tabella 76: Valori del fattore di potenza di picco K_{pv} .

18.3.3 ESEMPIO DI CALCOLO

Si propone un esempio di applicazione al foglio di lavoro Excel, supponendo di voler verificare la produzione elettrica di un impianto fotovoltaico di 10 m^2 , installato a Siracusa, in presenza di edifici scuri. I pannelli scelti sono di silicio monocristallino, non ventilati e posizionati con angolo di tilt ottimale, pari a 45°C .



Figura 229: Layout dei quadri di dati di input in Excel

Nelle figure viene riportato l’esempio di calcolo elaborato in Excel, con i layout dei dati di ingresso e dei risultati ottenuti.

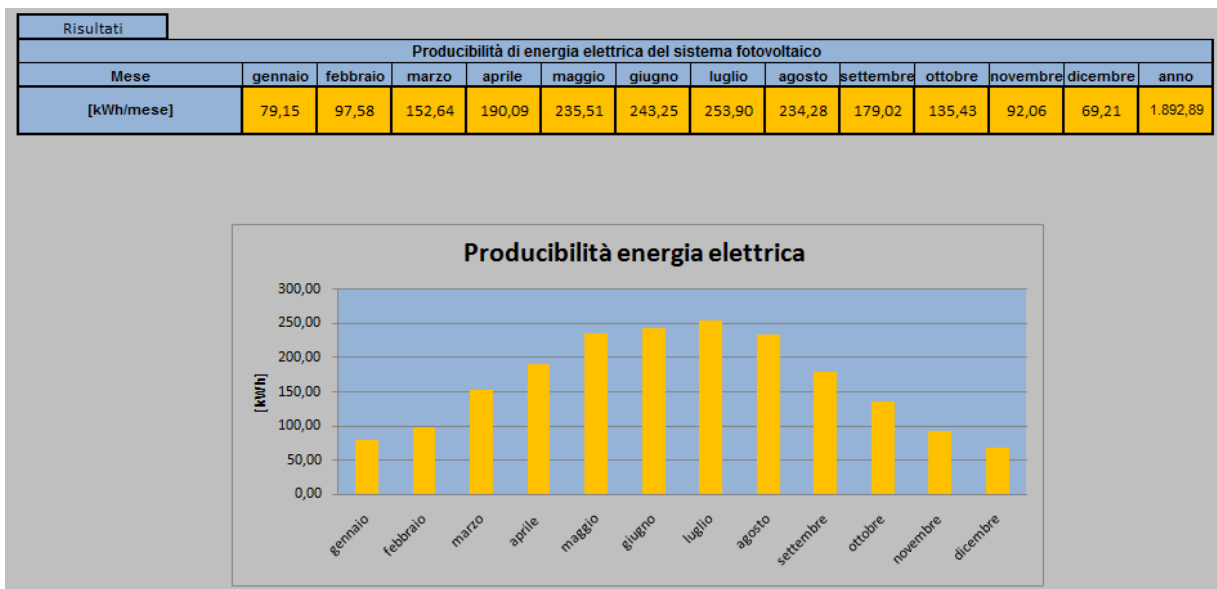


Figura 230: Layout del foglio Excel relativo ai risultati per sistema fotovoltaico.

18.4 COMUSTIBILE DA BIOMASSE

Per questo tipo di fonte rinnovabile la specifica tecnica fornisce le modalità di calcolo per determinare il rendimento dei sottosistemi che utilizzano, come fonte di generazione, la combustione a fiamma di biomasse, ovvero il consumo di combustibili (biomasse) e l’energia termica da essi ricavabile.

Il termine biomassa è utilizzato per indicare tutti quei materiali, di origine animale e vegetale, che non hanno subito alcun processo di fossilizzazione e sono utilizzati per la produzione di energia, quindi tutti i combustibili fossili (petrolio, carbone, metano, ecc.) non rientrano in questa categoria. Le biomasse fanno parte delle fonti rinnovabili in quanto la CO₂ emessa per la produzione di energia non rappresenta un incremento dell’anidride carbonica presente nell’ambiente, dal momento che liberano le sole quantità di carbonio che hanno assimilato le piante durante la loro formazione nonché quantità di zolfo e di ossidi di azoto nettamente inferiori a quelle rilasciate dai combustibili.

L’utilizzo delle biomasse, quindi, accelera il ritorno della CO₂ in atmosfera rendendola nuovamente disponibile alle piante. Sostanzialmente queste emissioni rientrano nel normale ciclo del carbonio e sono in equilibrio fra CO₂ emessa e assorbita.

La differenza con i combustibili fossili è pertanto molto profonda: per quest'ultimi, infatti, il carbonio immesso in atmosfera è carbonio fissato nel sottosuolo che non rientra più nel ciclo del carbonio, ma ivi è fissato stabilmente. In questo caso si va a rilasciare in atmosfera vera e propria "nuova" CO₂. La valorizzazione energetica dei materiali organici contribuisce alla produzione di energia termica e con impianti di medie o grosse dimensioni può produrre anche energia elettrica, contribuendo a limitare le emissioni di anidride carbonica.

Lo sfruttamento delle biomasse, il cui unico problema a livello tecnico sarebbe il potere calorifico moderato (circa la metà del carbone), è in realtà limitato da determinati fattori strettamente legati alla loro natura.

- **disponibilità:** *le biomasse non sono disponibili in ogni momento dell'anno. Basti pensare ad esempio a tutte quelle che derivano da colture stagionali, la cui raccolta avviene in un determinato periodo dell'anno. Anche il legno, che in via teorica potrebbe essere disponibile tutto l'anno, di fatto viene tagliato prevalentemente d'inverno, poiché durante questa stagione esso contiene meno umidità. Per questo motivo impianti di potenza alimentati a biomasse richiedono grandi zone per lo stoccaggio del materiale, che viene di fatto reso disponibile solo una volta l'anno.*
- **resa per ettaro:** *al contrario dei combustibili tradizionali, che si trovano generalmente in giacimenti di grandi dimensioni, la produzione di biomasse avviene generalmente su aree molto elevate. Questo è forse il principale limite allo sfruttamento delle biomasse. Si pensi che, volendo alimentare a biomasse l'impianto di generazione elettrica di Porto Tolle (4 gruppi da 660 MW, di cui è in discussione la trasformazione a carbone) sarebbe necessario dedicare alla coltura delle biomasse una superficie pari al 75% della superficie agricola del Veneto.*
- **emissioni di sostanze climalteranti:** *la combustione del materiale, soprattutto se legnoso (quindi allo stato solido), contribuisce in maniera minimale all'emissione di CO₂. L'energia prodotta con le biomasse legnose è rinnovabile e come tutte le rinnovabili gode in tutta Europa di contributi pubblici per incentivarne la produzione.*

18.4.1 PROCEDURA DI CALCOLO

L'energia richiesta dal generatore per la combustione (sottosistema monovalente, ovvero ad un solo metodo di generazione) è data da:

$$Q_{gn,in} = Q_{gn,out} + Q_{lost,gn} + Q_{lost,acc} - (k_{rec,acc} \cdot Q_{lost,acc}) - (k_{rec,aux} \cdot Q_{gn,aux})$$

Tale formula esprime che l'energia richiesta dal sottosistema per la combustione, espressa in kWh, è pari alla somma dell'energia termica utile richiesta $Q_{gn,out}$, delle perdite di generazione $Q_{lost,gn}$, delle perdite di accumulo $Q_{lost,acc}$, meno le quote di energia ausiliaria e perdite di accumulo che vengono recuperate.

Il rendimento del sottosistema sarà chiaramente dato dalla relazione:

$$\eta_{gn,p} = Q_{gn,out} / (f_{p,x} \cdot Q_{gn,in} + f_{p,el} \cdot Q_{gn,aux})$$

con:

- $f_{p,x}$ *fattore di conversione dell'energia termica in primaria, dipendente dal vettore energetico (in questo caso dal tipo di biomassa).*
- $f_{p,el}$ *fattore di conversione dell'energia elettrica in energia primaria.*
- *Le tipologie di generatori contemplati nella specifica tecnica in esame sono:*
- *Generatori a caricamento automatico a biomassa solida (legna, pellets, cippato);*

- *Generatori a caricamento manuale a biomassa solida;*
- *Generatori con bruciatori ad aria soffiata a biomassa liquida (oli vegetali quali olio di girasole, di colza, di palma) o gassosa (biogas).*

I fluidi termo vettori considerati sono acqua e aria.

La specifica tecnica fornisce dei prospetti con dei rendimenti precalcolati. Questi possono essere utilizzati in ogni caso per generatori a caricamento manuale, mentre possono essere utilizzati per generatori a caricamento automatico se sono verificate opportune condizioni al contorno di cui si parlerà a breve.

Nel caso in cui tali rendimenti precalcolati non siano utilizzabili si utilizza un metodo di calcolo descritto nella parte 2 della medesima norma UNI 11300. Si puntualizza che nel caso di uso dei valori precalcolati, le perdite di calore di ausiliari, generatore, accumulo inerziale, ecc. si considerano tutte non recuperabili.

18.4.2 RENDIMENTI DI GENERAZIONE PRECALCOLATI

La norma fornisce dei prospetti che permettono di calcolare i rendimenti al variare della tipologia di generatore, del tipo di fluido termovettore e di una serie di condizioni al contorno (detti fattori di correzione) che riguardano la geometria e le caratteristiche tecniche dell’impianto stesso.

Si riportano di seguito i prospetti utilizzati per implementare automaticamente il calcolo dei rendimenti, nei casi su citati, in ambiente di calcolo Excel.

Fluido termo vettore acqua:

<i>Termo camini, termo stufe e termo cucine a biomassa</i>						
<i>Periodo di Costruzione del generatore</i>	<i>Valori di base</i>	<i>F1</i>				<i>F3</i>
		<i>1</i>	<i>1,5</i>	<i>2</i>	<i>4</i>	<i>-4</i>
<i>Prima del 78</i>	<i>50</i>	<i>0</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>-6</i>	<i>-4</i>
<i>1978-86</i>	<i>60</i>	<i>0</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>-6</i>	<i>-4</i>
<i>1978-94</i>	<i>60</i>	<i>0</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>-6</i>	<i>-4</i>
<i>Dopo il 1994</i>	<i>70</i>	<i>0</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>-6</i>	<i>-4</i>
	<i>Valore certificato UNI EN 13229</i>	<i>0</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>-6</i>	<i>-4</i>

Tabella 77: Rendimenti precalcolati per camini, stufe e cucine a biomassa e fluido acqua

Nella tabella precedente, valida per camini, stufe e cucine a combustione di biomassa aventi come fluido termovettore acqua, ai valori di base del rendimento, variabile con il periodo di costruzione del generatore, si sommano, con proprio segno ove previsto, i valori presenti a fianco.

In particolare con F1 si indica il rapporto tra la potenza installata del generatore e la potenza di progetto richiesta, mentre con F3 si indica se il camino è posizionato ad un’altezza maggiore di 10 m (in tal caso si somma il valore corrispondente, altrimenti il rendimento base resta invariato).

<i>Generatori di calore a biomassa a caricamento manuale aspirati</i>								
<i>Periodo di costruzione del generatore</i>	<i>Valore di base</i>	<i>F1</i>				<i>F2</i>	<i>F3</i>	<i>F4</i>
		<i>1</i>	<i>1,5</i>	<i>2</i>	<i>4</i>			
<i>Prima del 78</i>	<i>79</i>	<i>0</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>-6</i>	<i>-9</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>

1978-86	80	0	-2	-2	-6	-9	-2	-2
1978-94	80	0	-2	-2	-6	-9	-2	-2
Dopo il 1994	82	0	-2	-2	6	-9	-2	-2
Omologato secondo UNI EN 303-5	Valore certificato secondo UNI EN 303-5	0	-2	-2	6	-8	-2	-2

Tabella 78: Rendimenti precalcolati per generatori a caricamento manuale aspirati e fluido **acqua**

Generatori di calore a biomassa a caricamento manuale con ventilatore								
Periodo di costruzione del generatore	Valore di base	F1				F2	F3	F4
		1	1,5	2	4			
Prima del 78	81	0	-2	-2	-5	-9	-2	-2
1978-86	83	0	-2	-2	-5	-9	-2	-2
1986-94	85	0	-2	-2	-5	-9	-2	-2
Dopo il 1994	86	0	-2	-2	-5	-9	-2	-2
Omologato secondo UNI EN 303-5	Valore certificato secondo UNI EN 303-5	0	-2	-2	-5	-8	-2	-2

Tabella 79: Rendimenti precalcolati per generatori a caricamento manuale ventilati e fluido **acqua**

In tabella sono riportati i rendimenti per generatori, sempre con fluido termovettore acqua, a caricamento manuale aspirati e con ventilatore. I fattori di correzione F2 ed F4 vengono considerati rispettivamente se il generatore è installato all'esterno e per temperatura media di caldaia maggiore di 65°C (in condizioni on-design).

Generatori di calore a biomassa a caricamento automatico con ventilatore								
Valore di base	F1				F2	F4	F5	F6
	1	1,5	2	4				
90	0	-1	-2	-2	-2	-1	-1	-2
Valore certificato UNI EN 303-5 caldaie a biomassa	0	-1	-2	-2	-2	-1	-1	-2
Valore certificato UNI EN 14785 termo stufe	0	-1	-2	-2	0	0	-1	-2

Tabella 80: Rendimenti precalcolati per generatori a caricamento automatico ventilati e fluido **acqua**

Generatori di calore a biomassa a condensazione a caricamento automatico con ventilatore											
Valore di base	F1				F2	F5	F6	F7			
	1	1,5	2	4				40°C	50°C	60°C	>60°C
92	0	-1	-2	-2	-1	-2	-2	0	-3	-5	-6
Valore certificato UNI EN 303-5	0	-1	-2	-2	-1	-2	-2	0	-3	-5	-6

Tabella 81: Rendimenti precalcolati per generatori a condensazione, caricamento automatico ventilati

Nelle tabelle sono proposti i valori di rendimento e fattori di correzione per generatori a combustione di biomasse a caricamento automatico ventilati, semplici e a condensazione. Si trovano qui i fattori F5, F6 ed F7. Il primo si considera se il generatore è monostadio; il secondo se il camino è di altezza superiore a 10 m e non vi è la presenza di un sistema di chiusura dell'aria comburente allo spegnimento del generatore; infine F7 indica la temperatura di ritorno in caldaia nel mese più freddo da scegliere tra i valori riportati in tabella (40°C-50°C-60°C o >60°C).

Fluidi termo vettore aria

<i>Camini, inserti, stufe e cucine</i>						
<i>Periodo di costruzione del generatore</i>	<i>Valori di base</i>	<i>F1</i>				<i>F3</i>
		<i>1</i>	<i>2</i>	<i>2</i>	<i>4</i>	
<i>Prima del 1978</i>	<i>50</i>	<i>0</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>-6</i>	<i>-4</i>
<i>1978-1994</i>	<i>60</i>	<i>0</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>-6</i>	<i>-4</i>
<i>Dopo 1994</i>	<i>65</i>	<i>0</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>-6</i>	<i>-4</i>
	<i>Valore certificato secondo UNI EN 13229</i>	<i>0</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>	<i>-6</i>	<i>-4</i>

Tabella 82: Rendimenti precalcolati per camini, stufe e cucine con fluido di scambio aria

<i>Generatori di calore a biomassa a caricamento automatico con ventilatore</i>				
<i>Valore di base</i>	<i>F1</i>			
	<i>1</i>	<i>1,5</i>	<i>2</i>	<i>2</i>
<i>80</i>	<i>0</i>	<i>-1</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>
<i>Valore certificato UNI EN 14785 Termo stufe</i>	<i>0</i>	<i>-1</i>	<i>-2</i>	<i>-2</i>

Tabella 83: Rendimenti precalcolati per generatori a caricamento automatico ventilati fluido aria

Le due tabelle precedenti riportano i dati necessari al calcolo dei rendimenti di generazione, per camini, stufe, cucine e generatori a biomassa a caricamento automatico ventilati nel caso di fluido termovettore aria. I fattori di correzione sono quelli già visti nel caso di acqua come fluido di scambio termico.

18.4.3 GENERALITÀ SUI METODI DI CALCOLO

Il presente paragrafo descrive il metodo di calcolo delle perdite di generazione di generatori di calore con combustione a fiamma per combustibili liquidi e gassosi basato su dati forniti dai costruttori o rilevati in campo. I dati possono essere ottenuti da prove, ma anche rilevati in campo, oltre che forniti di default della specifica tecnica.

Il metodo non prende in considerazione le perdite durante i cicli di accensione del bruciatore. Le perdite al camino a bruciatore spento non sono facilmente determinabili e la loro valutazione è generalmente prevista sulla base dei valori di default. Nei generatori di calore moderni l'influenza di quest'ultimo parametro è comunque minima. Si considerano i seguenti tipi di sottosistemi di generazione:

- - sottosistemi singoli con unico generatore di calore;

- - sottosistemi multipli con più generatori di calore o più sottosistemi;
- - sottosistemi misti per riscaldamento e produzione acqua calda sanitaria.

18.4.4 PROCEDURA PER IL CALCOLO DELLE PERDITE DI GENERAZIONE

Il metodo è basato sui dati di rendimento dei generatori di calore, richiesti dalla Direttiva 92/42/CEE, determinati secondo le relative norme di prodotto. I dati richiesti sono relativi a tre fattori di carico:

- - rendimento al 100% del carico $\eta_{gn,Pn}$;
- - rendimento a carico intermedio $\eta_{gn,Pint}$;
- - perdite a carico nullo $\Phi_{gn,l,Po}$.

La procedura di calcolo è finalizzata alla determinazione delle perdite di energia termica ed è costituita dai seguenti passi:

- a) si assumono i rendimenti a potenza nominale ed a carico parziale, determinati in base alla Direttiva, e si apportano le correzioni per adeguarli alle specifiche temperature dell'acqua previste nelle condizioni di funzionamento del generatore;
- b) si determinano le perdite a carico nullo in condizioni di riferimento e si apportano le correzioni per tenere conto dell'effettiva temperatura dell'acqua nel generatore e per la temperatura dell'aria del locale di installazione;
- c) si determinano le perdite di potenza termica per tre fattori di carico:
 - perdite al 100% del carico $\phi_{gn,l,Pn}$;
 - perdite a carico intermedio $\phi_{gn,l,Pint}$;
 - perdite a carico nullo $\phi_{gn,l,Po}$;
- d) si determinano le perdite di potenza termica al carico specifico per interpolazione lineare;
- e) si determinano le perdite di energia nell'intervallo di tempo considerato;
- f) si determina l'energia ausiliaria in base al carico del generatore;
- g) si determinano le perdite di energia recuperabili all'involucro come frazione delle perdite a carico nullo ed in funzione dell'ubicazione del generatore;
- h) si aggiunge l'energia ausiliaria recuperabile alle perdite recuperabili per determinare l'energia recuperabile totale.

18.4.5 DATI D'INGRESSO DEL GENERATORE

Come descritto al punto a, per il calcolo implementato in foglio Excel occorre introdurre il rendimento, determinato in prove termiche secondo la Direttiva 92/42/CEE, a pieno carico $\eta_{gn,Pn}$ e quello a carico ridotto (30%) $\eta_{gn,Pint}$. Inoltre vanno inseriti il fabbisogno di energia termica all'uscita dalla generazione (tenuto conto quindi dei rendimenti di emissione, regolazione e distribuzione), il tipo di generatore, la potenza termica utile nominale installata ϕ_{Pn} e il tipo di unità terminali per il riscaldamento. Con questi dati a disposizione il foglio Excel effettua i seguenti calcoli preliminari:

- Potenza al carico medio

$$\phi_{gn,Px} = Q_{gn,out}/t_{gn} \quad [kW]$$

- con t_{gn} tempo di attivazione del generatore (anch'esso da introdurre);

- *Fattore di carico utile del generatore*
- $FC_{u,x} = \phi_{gn,Px} / \phi_{gn,Pn}$
- *Rendimento corretto a carico nominale:*

$$\eta_{gn,Pn,corr} = \eta_{gn,Pn} \cdot f_{corr,Pn} \cdot (\vartheta_{gn,test,Pn} - \vartheta_{gn,w})$$

con:

- $f_{corr,Pn}$ *fattore di correzione del rendimento alla potenza nominale che esprime la variazione del rendimento in funzione della temperatura media dell'acqua nel generatore (tabella 4.8);*
- $\vartheta_{gn,test,Pn}$ *temperatura media dell'acqua nel generatore nelle condizioni di prova al carico nominale (tabella seguente);*
- $\vartheta_{gn,w}$ *temperatura media effettiva dell'acqua nel generatore in funzione delle condizioni effettive di funzionamento (per generatori a condensazione si considera la temperatura dell'acqua di ritorno).*

Tipologia di generatore	$\vartheta_{gn,test,Pn}$	$f_{corr,Pn}$
Generatore standard	70	0.04
Generatore a bassa temperatura	70	0.04
Generatore a condensazione a gas	70	0.2
Generatore a condensazione a gasolio	70	0.1

Figura 231: Fattori di correzione del rendimento a potenza nominale e temperatura di test

- *Perdite corrette a carico nominale:*

$$\phi_{gn,I,Pn,corr} = \frac{(100 - \eta_{gn,Pn,corr})}{\eta_{gn,Pn,corr}} \cdot \phi_{Pn} \cdot 1000 \text{ [W]}$$

- *Rendimento corretto a carico intermedio:*

$$\eta_{gn,Pint,corr} = \eta_{gn,Pint} + f_{corr,Pint} \cdot (\vartheta_{gn,test,Pint} - \vartheta_{gn,w})$$

Con:

- $f_{corr,Pint}$ *fattore di correzione del rendimento a potenza intermedia che esprime la variazione del rendimento in funzione della temperatura media dell'acqua nel generatore (tabella seguente);*
- $\vartheta_{gn,test,Pn}$ *temperatura media dell'acqua nel generatore nelle condizioni di prova al carico intermedio (tabella seguente).*

La potenza intermedia dipende dal tipo di generatore. Per generatori a combustibile liquido o gassoso la potenza intermedia ϕ_{Pint} vale $0.3 \cdot \phi_{Pn}$.

Tipo di generatore	$\vartheta_{gn,test,Pint}$	$f_{corr,Pint}$
Generatore standard	50	0,05
Generatore a bassa temperatura	40	0,05
Generatore a condensazione a gas	30	0,2
Generatore a condensazione a gasolio	70	0,1

Figura 232: Temperatura media dell'acqua in condizioni intermedie e fattore di correzione.

- *Perdite corrette a carico intermedio:*

$$\phi_{gn,l,Pint,corr} = \frac{(100-\eta_{gn,Pint,corr})}{\eta_{gn,Pint,corr}} \cdot \phi_{Pint} \cdot 1000 \quad [W]$$

con chiaro significato dei pedici.

- *Perdite corrette a carico nullo:*

$$\phi_{gn,l,Po,corr} = \phi_{gn,l,Po} \cdot \left(\frac{\vartheta_{gn,avg} - \vartheta_{a,gn}}{\vartheta_{test,avg} - \vartheta_{a,test}} \right)^{1.25} \quad [W]$$

in cui:

- $\phi_{gn,i,Po}$ rappresenta le perdite a carico nullo per differenza di temperatura $\Delta\vartheta_{a,test}$ [W] il cui calcolo verrà illustrato (qualora il suo valore non venga fornito dal costruttore) nel paragrafo seguente;
- $\vartheta_{a,gn}$ è la temperatura del locale di installazione [°C] i cui valori di default sono riportati in tabella 4.10 o della temperatura esterna, in caso di ubicazione all'aperto del generatore;
- $\vartheta_{gn,avg}$ è la temperatura media dell'acqua del generatore alle condizioni effettive di utilizzo;
- $\vartheta_{test,avg}$ è la temperatura media della caldaia in condizioni di prova i cui valori di default sono riportati nella tabella seguente;
- $\vartheta_{a,test}$ è la temperatura nell'ambiente di prova pari a 20°C.

Ubicazione generatore	Fattore b_{gn}	$\vartheta_{a,gn}$
All'aperto	1	10
In centrale termica	0,3	15
Entro lo spazio riscaldato	0	20

Tabella 84: Fattore di riduzione della temperatura e valori convenzionali della temperatura del locale

A questo punto del procedimento di calcolo, il programma è in grado di calcolare, alla potenza media corrispondente al fattore di carico già calcolato, le perdite corrette alla potenza effettiva. Queste vengono ottenute con un'interpolazione lineare mediante le formule riportate qui di seguito. Nel caso in cui la potenza utile effettiva ϕ_{Px} sia compresa tra 0 e ϕ_{Pint} le perdite si calcolano con:

$$\phi_{gn,l,Px} = \frac{\phi_{Px}}{\phi_{Pint}} \cdot (\phi_{gn,l,Pint,corr} - \phi_{gn,l,Po,corr}) + \phi_{gn,l,Po,corr} \quad [W]$$

Mentre se la potenza effettiva ϕ_{Px} risulta compresa tra ϕ_{Pint} e ϕ_{Pn} le perdite del generatore si calcolano come segue:

Successivamente vengono calcolate le perdite totali di energia $Q_{gn,l,tot}$ nell'intervallo di attivazione del generatore:

$$\phi_{gn,l,Px} = \frac{\phi_{Px} - \phi_{Pint}}{\phi_{Pn} - \phi_{Pint}} \cdot (\phi_{gn,l,Pn,corr} - \phi_{gn,l,Pint,corr}) + \phi_{gn,l,Pint,corr} \quad [W]$$

$$Q_{gn,l,tot} = \frac{\phi_{gn,l,Px} \cdot t_{gn}}{1000} \quad [kWh]$$

in cui chiaramente t_{gn} rappresenta la durata di attivazione del generatore nell'intervallo di calcolo espresso in ore [h].

Perdite a carico nullo

Qualora non siano disponibili, nei dati forniti dal costruttore, le perdite a carico nullo possono essere calcolate come proposto nella parte 2 della norma in esame, ovvero con la formula:

$$\phi_{gn,l,po} = \phi_{Pn} \cdot \frac{E}{100} \cdot \left(\frac{\phi_{Pn}}{1000}\right)^F \quad [kW]$$

dove la potenza utile nominale ϕ_{Pn} ha valore limite massimo di 400kW. Per potenze superiori si assume comunque tale valore limite. I parametri E ed F sono riportati nella tabella seguente.

Tipo di generatore	Tipo di bruciatore	E	F	$\vartheta_{test,avg}$
Generatore standard	Atmosferico	8,5	-0,4	70
Generatore standard	Aria soffiata	8,5	-0,4	70
Generatore a bassa temperatura	Atmosferico	6,5	-0,35	70
Generatore a bassa temperatura	Aria soffiata	5	-0,35	70
Generatore a condensazione a gas		4,8	-0,35	70
Generatore a condensazione a gasolio		4,8	-0,35	70

Tabella 85: Parametri per la determinazione della potenza a carico nullo di default

18.4.6 RENDIMENTI MINIMI A CARICO NOMINALE E INTERMEDIO CALCOLATI SECONDO LA DIRETTIVA 92/42/CEE

Questi rendimenti, necessari per l'implementazione dei rendimenti e delle perdite corrette relative all'effettiva condizione di funzionamento del generatore, possono essere determinati con il metodo proposto nella parte 2 della stessa norma UNI 11300.

Il rendimento minimo del generatore a pieno carico si determina con la relazione seguente:

$$\eta_{gn,Pn} = A + B \cdot \log(\phi_{Pn})$$

Il rendimento minimo del generatore al carico parziale (come detto del 30%) si determina invece con:

$$\eta_{gn,Pint} = C + D \cdot \log(\phi_{Pn})$$

Anche qui, come nella valutazione delle perdite a carico nullo del paragrafo precedente, si pone una limitazione sulla potenza utile nominale massima ϕ_{Pn} che non può eccedere i 400 kW.

I coefficienti A,B,C e D sono riportati nella seguente tabella .

Tipo di generatore	A	B	C	D
Generatore standard	84	2	80	3
Generatore a bassa temperatura	87,5	1,5	87,5	1,5
Generatore a condensazione	91	1	97	1

Figura 233: Parametri per la determinazione dei rendimenti minimi.

18.4.7 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA DEGLI AUSILIARI

Come per il calcolo dei rendimenti di generazione, anche la determinazione del fabbisogno di energia degli ausiliari può essere effettuato secondo due metodi.

Il primo metodo si applica nel caso in cui non possono essere utilizzati i rendimenti precalcolati ovvero quando non sono soddisfatte le condizioni al contorno descritte nel paragrafo precedente. L'energia ausiliaria totale si calcola con:

$$Q_{gn,aux} = \frac{W_{aux,Pn} \cdot t_{gn}}{1000} \quad [kWh]$$

in cui:

- t_{gn} è il tempo di attivazione degli ausiliari [h];
- $W_{aux,Pn}$ è la potenza degli ausiliari alla potenza media [W] che si ricava interpolando tra i valori delle potenze a pieno carico, carico intermedio e carico nullo.

Se $FC_{u,Px}$ è compreso tra 0 e $FC_{u,Pint}$, il valore di $W_{aux,Px}$ è dato da:

$$W_{aux,Px} = W_{aux,Po} + \frac{FC_{u,Px}}{FC_{u,Pint}} \cdot (W_{aux,Pint} - W_{aux,Po}) \quad [W]$$

Se $FC_{u,Px}$ è compreso tra $FC_{u,Pint}$ e $FC_{u,Pn}$, il valore di $W_{aux,Px}$ si calcola invece con la formula seguente:

$$W_{aux,Px} = W_{aux,Pint} + \frac{(FC_{u,Px} - FC_{u,Pint}) \cdot (W_{aux,Pn} - W_{aux,Pint})}{FC_{u,Pn} - FC_{u,Pint}} \quad [W]$$

I dati relativi alla potenza degli ausiliari a carico nominale, carico intermedio e carico nullo sono forniti dal fabbricante. Nel caso in cui tali dati non fossero disponibili, ai fini del calcolo del rendimento di generazione, possono essere calcolati con la seguente espressione:

$$W_{aux,Pj} = G + H \cdot \Phi_{Pn}^n \quad [W]$$

in cui:

- $W_{aux,Pj}$ è la potenza degli ausiliari ai j-esimo carico (nominale, intermedio o nullo);
- Φ_{Pn} è la potenza termica utile nominale del generatore in kW;
- G, H e n sono parametri forniti dalla norma che vengono riportati di seguito (tabella seguente), alle potenze di carico.

Tipologia	Potenza	G	H	n
Generatori standard				
Generatori atmosferici a gas	Φ_{Pn}	40	0,148	1
	Φ_{Pint}	40	0,148	1
	Φ_{Po}	15	0	0
Generatori con bruciatori ad aria soffiata a gas o liquidi	Φ_{Pn}	0	45	0,48
	Φ_{Pint}	0	15	0,48
	Φ_{Po}	15	0	0
Generatori a bassa temperatura				
Generatori atmosferici a gas	Φ_{Pn}	40	0,148	1
	Φ_{Pint}	40	0,148	1
	Φ_{Po}	15	0	0
Generatori con bruciatori ad aria soffiata a gas o liquidi	Φ_{Pn}	0	45	0,48
	Φ_{Pint}	0	15	0,48
	Φ_{Po}	15	0	0
Generatori a condensazione a liquidi o gas	Φ_{Pn}	0	45	0,48
	Φ_{Pint}	0	15	0,48

	ϕ_{Po}	15	0	0
--	-------------	----	---	---

Tabella 86: Parametri per il calcolo della potenza degli ausiliari

L'altro metodo di calcolo relativo agli ausiliari si ha quando vengono utilizzati i rendimenti precalcolati della norma tecnica in esame. In questo caso il fabbisogno di energia dei sistemi ausiliari si calcola come segue:

$$Q_{gn,aux} = (P_{aux,Px} \cdot t_{on} + P_{aux,off})/1000 \quad [kWh]$$

In cui $P_{aux,Px}$ e $P_{aux,off}$ sono rispettivamente le potenze degli ausiliari ai carichi medio e nullo [W] e t_{on} e t_{off} sono i tempi di funzionamento e di non funzionamento dei generatori espressi in ore [h].

La potenza degli ausiliari deve quindi essere valutata nelle condizioni di funzionamento reale, interpolando i valori delle potenze a pieno carico, carico intermedio e nullo. Il procedimento e le formule sono le stesse viste per il metodo precedente a cui si rimanda per il calcolo. Si fa invece una precisazione riguardante il calcolo del fattore di carico. Infatti, qualora non sia nota la potenza minima del generatore, per calcolare FC si può assumere:

- per i generatori a caricamento manuale $\phi_{gn,min} = 0.7 \cdot \phi_{gn,nom}$
- per i generatori a caricamento automatico $\phi_{gn,min} = 0.3 \cdot \phi_{gn,nom}$

A differenza del metodo precedente, in assenza di dati forniti dal costruttore riguardo le potenze degli ausiliari ai vari carichi, essi si possono calcolare come segue:

- il fabbisogno di energia ausiliaria si calcola in relazione ad una classificazione differente, stavolta basata sul tipo di bruciatore, che, come sappiamo, può essere atmosferico o con ventilatore;
- Si trascura l'energia richiesta per la regolazione e per l'accensione e si considera solo l'energia richiesta per la combustione e per l'accumulo (sistema di bilanciamento).

La potenza elettrica degli ausiliari viene calcolata con una relazione formalmente uguale a quella vista in precedenza ma i cui parametri sono diversi.

$$P_{aux} = A_i + B_i \cdot \left(\frac{\phi_{Pn}}{1000}\right)^{n_i} \quad [W]$$

in cui il pedice i sta ad indicare che i parametri A,B ed n variano in funzione della potenza che si vuole calcolare, ovvero per carico nominale ϕ_{Pn} , carico intermedio ϕ_{Pint} , e carico nullo ϕ_{Po} .

Di seguito si riportano i valori di tali parametri per il calcolo della potenza degli ausiliari per generatori a biomassa e fluidi termo vettori acqua e aria.

Tipo di generatore	Carico del generatore	A	B	n
Generatori atmosferici	ϕ_{Pn}	40	0.35	1
	ϕ_{Pint}	20	0.1	1
	ϕ_{Po}	15	0	0
Generatori con ventilatore	ϕ_{Pn}	0	45	0.48
	ϕ_{Pint}	0	15	0.48
	ϕ_{Po}	15	0	0

Tabella 87: Valori di default per il calcolo della potenza degli ausiliari (fluido termovettore acqua).

Tipo di generatore	Carico del generatore	A	B	n
Generatori privi di ausiliari	ϕ_{Pn}	0	0	0
	ϕ_{Pint}	0	0	0
	ϕ_{Po}	0	0	0

Generatori con ventilatore	ϕ_{pn}	0	45	0.48
	ϕ_{pint}	0	15	0.48
	ϕ_{po}	15	0	0

Tabella 88: Valori di default per il calcolo della potenza degli ausiliari (fluido termovettore aria).

18.4.8 SOTTOSISTEMA DI ACCUMULO

Per le caldaie a biomassa a caricamento manuale, la norma UNI EN 305-5 prevede di installare un sistema di accumulo quando la potenza installata sia 1,5 volte superiore al fabbisogno richiesto, ovvero $\phi_{gn,nom}/Q_{gn,out} \geq 1.5$. Il sistema di accumulo inerziale viene installato, nelle caldaie a biomassa con caricamento manuale, allo scopo di conservare il calore tra i cicli di funzionamento, migliorare il comfort per l'utente e bilanciare il sistema in funzione del fattore di carico dell'impianto. Nei sistemi con caldaia a caricamento automatico, inoltre, il sistema di accumulo inerziale permette di ridurre le accensioni e gli spegnimenti del bruciatore migliorando quindi il rendimento medio stagionale e prolungando il tempo di accensione del bruciatore.

Il sistema di accumulo, come già visto nel capitolo riguardante il solare termico, è composto da un pozzo di stoccaggio e da un circuito di distribuzione tra caldaia e accumulo, provvisto di pompa di circolazione e organi di regolazione.

Le perdite relative a tale sistema si calcolano con il metodo già descritto al capitolo 2 del presente elaborato. In alternativa si propone il metodo semplificato presente nell'appendice B della parte 3.

$$Q_{lost,s} = h_k \cdot \phi_{l,d,s}$$

In cui h_k è il numero di ore del mese k-esimo [h] e $\phi_{l,d,s}$, si ricava dal seguente prospetto (tab.4.16).

Volume di accumulo [litri]	$\phi_{l,d,s}$
10-50	0,03
51-200	0,06
201-1500	0,12
1500-10000	0,5
Oltre 10000	0,9

Tabella 89: Valori di ϕ in funzione del volume di accumulo

Si riporta inoltre, il calcolo sul dimensionamento di massima del volume del pozzo di accumulo inerziale, qualora non fosse noto. Per caldaie a caricamento manuale il volume dell'accumulo si calcola con la seguente formula:

$$V_{acc} = 15 \cdot t_{gn} \cdot \phi_{gn,nom} \cdot (1 - 0.3 \cdot \phi_{des}/\phi_{min}) \quad [l]$$

Mentre per sistemi a caricamento automatico il volume dell'accumulo vale:

$$V_{acc} = K_{acc} \cdot \phi_{des} \quad [l]$$

t_{gn} è il periodo di combustione in ore del generatore;

$\phi_{gn,nom}$ è la potenza nominale della caldaia in kW;

$\phi_{gn,min}$ è la potenza minima della caldaia in kW;

ϕ_{des} è il fabbisogno termico alla temperatura on-design per il riscaldamento dell'edificio in kW;

K_{acc} è il fabbisogno in litri per kW di potenza assunto pari a 25 litri/kW.

18.4.9 CALCOLO DELLE PERDITE D'ENERGIA RECUPERABILI

L'ultimo passo della procedura di calcolo, che porta alla valutazione del fabbisogno di energia utile alla combustione, è la valutazione dell'energia recuperabile dal processo di generazione. L'energia termica recuperabile, in particolare, sarà quella delle perdite dell'involucro e quella dagli ausiliari elettrici.

18.4.10 ENERGIA TERMICA RECUPERABILE DALL'ENERGIA AUSILIARIA ELETTRICA.

Nel caso in cui si utilizzino i valori di rendimento dichiarati secondo la Direttiva 92/42/CEE, il recupero di energia elettrica ceduta al fluido termovettore è già considerato. Nel caso si utilizzino, invece, i valori calcolati secondo il metodo descritto in precedenza, il calcolo dell'energia termica recuperabile avviene considerando che la quota di energia termica trasmessa all'acqua dell'impianto è pari al 75% del totale. Ciò significa che la quota di energia ceduta in ambiente dagli ausiliari elettrici si dovrà assumere pari al 25% del totale.

L'energia ausiliaria recuperata $Q_{aux,gn,rec}$ si calcola con la seguente formula:

$$Q_{aux,gn,rec} = Q_{gn,aux} \cdot 0.25 \cdot (1 - b_{gn})$$

in cui b_{gn} rappresenta il fattore di riduzione della temperatura in base all'ubicazione del generatore. I valori di tale parametro sono riportati nella tabella 4.17.

18.4.11 4.7.2 ENERGIA TERMICA RECUPERABILE DALL'INVOLUCRO DEL GENERATORE.

Dell'energia dispersa dal corpo del generatore si considera recuperabile solo quella dispersa attraverso il mantello esterno. Tale perdita recuperabile viene espressa come una frazione delle perdite totali che si hanno a carico nullo, ovvero:

$$Q_{gn,env,rec} = \frac{\phi_{gn,l,po,corr} \cdot (1 - b_{gn}) \cdot p_{gn,env} \cdot t_{gn}}{1000} \quad [kWh]$$

dove:

- $p_{gn,env}$ è la frazione delle perdite a carico nullo che viene considerata come attribuibile al mantello esterno del generatore; in assenza di dati dichiarati dal fabbricante, si riportano i valori di default in funzione del tipo di bruciatore, forniti dalla norma, nella tabella seguente;
- t_{gn} è il tempo di attivazione del generatore nell'intervallo di calcolo [h].

Tipo di bruciatore	t_{gn}
Bruciatore atmosferico	0,5
Bruciatore ad aria soffiata	0,75

Tabella 90: Frazione delle perdite di carico nullo attribuite al mantello

L'energia termica complessivamente recuperata sarà data chiaramente dalla somma dei singoli contributi come riassunto in formula:

$$Q_{gn,rec,tot} = Q_{gn,env,rec} + Q_{aux,gn,rec} \quad [Wh]$$

Il passo finale della procedura in esame è quello di valutare il fabbisogno di energia utile per la combustione. E' intuibile che questo sarà composto dal fabbisogno di energia utile richiesto a

cui vanno sommate le perdite totali al netto di quelle che possono essere recuperate. Avremo quindi:

$$Q_{gn,in} = Q_{gn,out} + Q_{lost,gn} + Q_{gn,lost,rec} \quad [Wh]$$

chiaramente presi con il proprio segno.

18.4.12 SOTTOSISTEMI MULTIPLI

Prima di proporre un esempio di calcolo, bisogna spendere qualche parola riguardo i sistemi bivalenti o polivalenti che prevedano, tra i metodi di generazione, l'uso di biomasse. Infatti la norma in esame prevede che l'energia fornita da generatore a combustione di biomassa sia una frazione del fabbisogno totale. Per sistemi con fluido termovettore acqua la quota di energia utile non può superare i valori riportati nelle seguenti tabelle.

<i>Sistemi combinati o per riscaldamento con fluido termovettore acqua</i>		
<i>Tipo di generatore</i>	<i>Quota fornita dalla biomassa [%]</i>	
	<i>Impianto con accumulo</i>	<i>Impianto senza accumulo</i>
<i>Generatore di calore a biomassa a caricamento manuale e controllo manuale dell'aria comburente</i>	55	40
<i>Generatore di calore a biomassa a caricamento manuale e controllo automatico dell'aria comburente</i>	75	65
<i>Generatore di calore a biomassa a caricamento automatico e controllo automatico dell'aria comburente</i>	90	90
<i>Sistemi per la produzione di acqua calda sanitaria con fluido termovettore acqua</i>		
<i>Tipo di generatore</i>	<i>Quota fornita dalla biomassa [%]</i>	
	<i>Impianto con accumulo</i>	<i>Impianto senza accumulo</i>
<i>Generatore di calore a biomassa installato in ambiente</i>	-	-
<i>Generatore di calore a biomassa in centrale termica a caricamento manuale</i>	50	-
<i>Generatore di calore a biomassa installato in centrale termica a caricamento automatico</i>	90	-
<i>Generatori di calore a biomassa a caricamento automatico con ventilatore a condensazione</i>	90	0

Tabella 91: Frazioni limite di fabbisogno per sottosistemi multipli e fluido termovettore acqua

Lo stesso vale per generatori a combustione di biomassa che usano l'aria come fluido termovettore. Per questi la quota fornita da biomassa è riportata nella tabella qui sotto.

<i>Sistemi per il riscaldamento con fluido termovettore aria</i>	
<i>Tipo di generatore</i>	<i>Quota fornita dalla biomassa [%]</i>
<i>Generatore di calore a biomassa a caricamento manuale e controllo manuale dell'aria comburente</i>	30
<i>Generatore di calore a biomassa a caricamento automatico e controllo automatico dell'aria comburente</i>	50

Tabella 92: Frazioni limite di fabbisogno per sottosistemi multipli e fluido termovettore aria

Qualora nel sistema polivalente sia previsto un sistema solare termico, le quote massime indicate nelle tabelle sono riferite al fabbisogno di energia utile al netto del contributo coperto dal sistema solare termico. Se sono presenti più generatori o più sottosistemi di generazione, il carico si può ripartire in modo diverso a seconda del tipo di regolazione. Possiamo avere, infatti, sistemi

con ripartizione uniforme del carico (ovvero sistemi in cui non viene data alcuna priorità) e sistemi con regolazione di cascata e ripartizione del carico con priorità.

Nel primo caso, quindi il fattore di carico sarà uguale per tutti i generatori e pari a:

$$FC_u = \phi_{gn,out} / \sum \phi_{gn,Pn,i}$$

in cui $\phi_{gn,out}$ è la potenza termica utile da fornire e $\sum \phi_{gn,Pn,i}$ è la sommatoria delle potenze termiche utili dei generatori del sottosistema.

Nel secondo caso, i generatori a più alta priorità funzionano chiaramente per primi a pieno carico, e successivamente i generatori di priorità immediatamente successiva. Se i generatori sono di uguale potenza nominale $\phi_{gn,Pn}$ il numero di generatori in funzione $N_{gn,on}$ è:

$$N_{gn,on} = \text{intero} \left(\phi_{out} / \phi_{gn,Pn} \right).$$

Se così non fosse, il numero di generatori in funzione deve essere determinato in modo che il fattore di carico sia compreso tra 0 e 1 rispettando sempre l'ordine dato dalla priorità.

Nel caso di impianti alimentati anche da fonti rinnovabili (solare, pompe di calore) o da altri sistemi di generazione (cogenerazione, pompe di calore, ecc.), ad essi si attribuisce la priorità nel soddisfare il fabbisogno termico dell'impianto, mentre alla generazione tradizionale con carbon fossili si attribuisce una funzione integrativa, qualora sia necessaria.

Si calcola quindi, per le varie condizioni di esercizio (fabbisogno, condizioni esterne, disponibilità delle risorse), il contributo delle fonti rinnovabili e/o alternative alla generazione tradizionale si attribuisce l'aliquota restante per soddisfare l'intero fabbisogno.

18.4.13 ESEMPIO DI CALCOLO

Viene di seguito riportato un esempio di utilizzo del foglio di calcolo per due particolari configurazioni.

CARATTERISTICHE IMPIANTO	
Tipologia di generatore	Generatori di calore a biomassa a condensazione a caricamento automatico con ventilatore
Tipo di fluido termovettore	Generatore con fluido termovettore acqua

CONDIZIONI AL CONTORNO	
Periodo di costruzione del generatore	Dopo il 1994
Selezionare rapporto tra potenza del generatore installato e potenza di progetto richiesta	2
Installazione all'esterno	No
Altezza camino	Minore di 10 m
Temperatura di caldaia >65°C (on design)	No
Generatore monostadio	Si
Presenza di chiusura dell'aria comburente all'arresto	Si
Temperatura di ritorno in caldaia nel mese più freddo	40°C

RENDIMENTO
88 %

Figura 234: Layout relativo al calcolo del rendimento precalcolato

Nelle figure vengono riportati i layout del foglio Excel rispettivamente per l'ottenimento del rendimento di generazione precalcolato e di quello ricavato mediante il metodo analitico. Si sceglie di confrontare il risultato ottenuto imponendo una caldaia a condensazione.

METODO ANALITICO	
Selezionare tipo di generatore	Generatore a condensazione a gas
Selezionare tipo di bruciatore	Atmosferico
Temperatura esterna	Scegliere località di installazione: 0, Siracusa
Selezionare ubicazione della sottostazione di generazione	All'aperto
Introdurre fabbisogno di energia termica ideale netto	20000 [kWh], inserire tempo di attivazione: 720 ore
Selezionare tipo di regolazione sui terminali di riscaldamento	Regolazione con valvole termostatiche
Potenza termica utile nominale installata	10 [kW]
Dimensione serbatoio d'accumulo	da 10 a 50 litri

RENDIMENTO
87,3%

Figura 235: Layout relativo al calcolo del rendimento con metodo analitico

18.5 POMPE DI CALORE

La pompa di calore è una macchina in grado di trasferire calore da un corpo a temperatura più bassa (sorgente fredda) ad un corpo a temperatura più alta (pozzo caldo). Genericamente il calore reso dalla pompa di calore è pari all'energia fornita alla macchina per il suo funzionamento

(generalmente ad energia elettrica) sommato al calore trasferito (o pompato) dalla macchina stessa dall'esterno all'interno.

L'efficienza di una pompa di calore è misurata dal coefficiente di prestazione "COP" (dall'inglese *Coefficient of Performance*), dato dal rapporto tra energia resa (calore ceduto al mezzo da riscaldare) ed energia elettrica consumata. Per fare un esempio, un valore di COP pari a tre vuol dire che per ogni kWh d'energia elettrica consumato, la pompa di calore renderà 3 kWh d'energia termica all'ambiente da riscaldare (dei tre resi, uno sarà prodotto da energia elettrica, i restanti due prelevati invece dall'ambiente esterno).

Tenendo conto della gratuità dell'energia prelevata dall'ambiente esterno, si può facilmente affermare che l'efficienza della pompa di calore è del 300 per cento. In realtà, per una valutazione più corretta, occorre ovviamente considerare anche l'energia necessaria a produrre il chilowattora consumato dall'apparecchio, tenendo conto dei rendimenti della catena di produzione, trasporto e distribuzione dell'energia elettrica. Questa energia proviene, in parte, da fonti rinnovabili e, per la maggior parte (70% circa), dalle centrali termoelettriche che bruciano combustibile.

Comunque la pompa di calore offre la possibilità di utilizzare le differenti fonti energetiche da cui si estrae calore, con rendimenti complessivi medi annuali compresi tra il 110 ed i 140 per cento (gli attuali impianti a caldaia presentano rendimenti di produzione medi stagionali inferiori all'80%). Il COP di una pompa di calore è funzione del modello, delle condizioni climatiche e del funzionamento dell'impianto ed è tanto maggiore quanto più bassa è la differenza di temperatura tra l'ambiente da riscaldare e la sorgente di calore.

Il rendimento (COP) ha valori prossimi a 3-4 quando si utilizza l'aria esterna, a temperature non inferiori ai 4-5°C e valori più elevati quando si utilizzano l'acqua, il terreno, o anche l'aria interna prima di aver effettuato il ricircolo. Nel calcolare il COP effettivo di un impianto sono inoltre da computare i consumi elettrici dei dispositivi ausiliari come pompe, ventilatori e resistenze di sbrinamento.

Le moderne pompe di calore hanno la possibilità di considerare, a seconda delle esigenze, uno stesso ambiente sia come pozzo caldo sia come sorgente di calore. Sono utilizzabili tanto in estate quanto in inverno e rappresentano il sistema da preferire senz'altro quando si desidera, o è necessario, il condizionamento estivo.

18.5.1 CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE IN BASE AL FLUIDO TERMOVETTORE E AL POZZO FREDDO

Nell'utilizzo della pompa di calore per riscaldamento ambiente, le principali sorgenti fredde dalle quali estrarre il calore gratuito sono:

L'aria

- - *esterna al locale dove è installata la pompa di calore;*
- - *estratta dal locale dove è installata la pompa di calore.*

L'acqua

- - *di falda, di fiume, di lago, presente in prossimità dei locali da riscaldare e a ridotta profondità;*
- - *accumulata in serbatoi e riscaldata da collettori solari.*

Il terreno nel quale possono sotterrarsi apposite tubazioni collegate all'evaporatore.

A seconda delle combinazioni delle sorgenti fredde disponibili e del fluido (acqua o aria) usato per la distribuzione del calore negli ambienti, si possono avere pompe di calore:

<i>aria-aria</i>	<i>acqua-aria</i>	<i>terra-aria</i>
<i>aria-acqua</i>	<i>acqua-acqua</i>	<i>terra-acqua</i>

L'aria come sorgente fredda ha il vantaggio d'essere disponibile ovunque; tuttavia la potenza resa dalla pompa di calore diminuisce con la temperatura della sorgente fredda. Nel caso si utilizzi l'aria esterna, è necessario (intorno ai 4-5°C), un sistema di sbrinamento che comporta un ulteriore consumo d'energia elettrica. In definitiva l'efficienza della pompa di calore si abbassa quando la temperatura dell'aria esterna scende al di sotto di 5°C fin quando potrà rendersene conveniente lo spegnimento.

L'acqua, come sorgente fredda, garantisce ottime prestazioni della pompa di calore, senza risentire delle condizioni climatiche esterne; il suo utilizzo può richiedere un leggero costo addizionale dovuto al sistema d'adduzione. Anche il terreno, usato come sorgente fredda, ha il vantaggio di subire minori sbalzi di temperatura rispetto all'aria.

Le tubazioni orizzontali vanno interrate ad una profondità minima da 1 a 1,5 m per non risentire troppo delle variazioni di temperatura dell'aria esterna e mantenere i benefici effetti dell'insolazione. Questa soluzione è però costosa sia per il terreno necessario sia per la complessità dell'impianto.

18.5.2 APPLICAZIONI DELLA POMPA DI CALORE

Le possibili applicazioni di una pompa di calore sono, come accennato precedentemente:

- - *climatizzazione degli ambienti;*
- - *riscaldamento degli ambienti e produzione d'acqua sanitaria (dove distinguiamo gli impianti in monovalenti e bivalenti).*

Quando la pompa di calore è in grado di coprire l'intero fabbisogno termico, avremo un sistema monovalente (se la pompa utilizza come sorgente l'aria esterna, tale sistema è utilizzabile soltanto in zone ove la temperatura non scenda sotto agli 0°C). Qualora invece la pompa di calore non riesca a coprire il fabbisogno termico, si farà ricorso al sistema bivalente. Questo si distingue in bivalente mono-energetico, se la quota del fabbisogno termico stagionale è coperto da pompa di calore e l'integrazione avviene con generatore ausiliario che utilizza lo stesso vettore energetico, e bivalente bi-energetico se il generatore ausiliario utilizza un altro vettore energetico rispetto alla pompa di calore.

Come vettore energetico la norma considera l'energia elettrica per pompe di calore a compressione di vapore e combustibili gassosi o liquidi per le pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto. Per il riscaldamento dell'acqua calda si ricorda che i serbatoi di accumulo dovranno essere previsti di dimensioni maggiori rispetto ai normali scaldacqua, giacché la temperatura dell'acqua prodotta non supera i 55°C.

18.5.3 SPECIFICA TECNICA

La norma UNI 11300-4 definisce i dati di ingresso e le procedure di calcolo per la determinazione del fabbisogno mensile di energia dei sottosistemi di generazione con pompe di calore per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria e l'eventuale quota di integrazione. L'applicabilità di tale procedura si rivolge alle pompe di calore a compressione di vapore ad azionamento elettrico e a pompe di calore ad assorbimento aventi come fonti di energia l'aria, il terreno o l'acqua (sia di falda che superficiale), impiegate come generatori termici con fluido di trasmissione del calore aria o acqua.

Sono da ritenersi escluse dalla trattazione, pertanto, le pompe di calore a compressione azionate da motori endotermici.

Per il metodo di calcolo che ci si appresta a descrivere bisogna avere a disposizione i seguenti dati, forniti dal fabbricante:

- Prestazioni a pieno carico (CR=1) alle temperature di sorgente fredda e pozzo caldo previste dalle normative tecniche vigenti.
- Prestazioni a fattore di carico climatico PLR, dall'inglese "party load ratio", diverso da 1. Il fattore PLR è definito come:

$$PLR = (\vartheta_e - 16) / (\vartheta_{des} - 16)$$

con ϑ_e temperatura esterna considerata, ϑ_{des} temperatura di progetto e 16 la temperatura di bilanciamento.

La specifica tecnica fornisce le condizioni di riferimento per cui il fabbricante deve dichiarare le prestazioni a pieno carico e a carico parziale.

Di seguito si riportano i prospetti con le temperature della sorgente fredda e del pozzo caldo in funzione del tipo di servizio erogato e dalla fonte energetica di approvvigionamento della pompa di calore.

Pompe di calore per solo riscaldamento o funzionamento combinato										
Sorgente fredda	Temperatura sorgente fredda				Temperatura pozzo caldo riscaldamento ad aria	Temperatura pozzo caldo riscaldamento idronico			Temperatura pozzo caldo produzione ACS	
Aria	-7	2	7	12	20	35	45	55	45	55
Acqua		5	10	15	20	35	45	55	45	55
Terreno/Roccia	-5	0	5	10	20	35	45	55	45	55
Pompe di calore per sola produzione di acqua calda sanitaria										
Pompa di calore	Temperatura sorgente fredda (aria)					Temperatura pozzo caldo produzione ACS				
Sola produzione ACS		7		15	20	35				55

Tabella 93: Temperature di riferimento per la fornitura dei dati tecnici delle pompe di calore

La scelta delle temperature di riferimento è dettata dalla suddivisione dell'Europa in tre zone climatiche, come illustrato in Figura 236, dette COLDER AVERAGE e WARMER.

Temperatura bivalente θ_{biv} è definita come:

- Per la stagione di riscaldamento in condizioni "Colder" la temperatura a bulbo secco bivalente è pari a -7 °C o minore;
- Per la stagione di riscaldamento in condizioni "Average" la temperatura a bulbo secco bivalente è pari a $+2\text{ °C}$ o minore;
- Per la stagione di riscaldamento in condizioni "Warmer" la temperatura a bulbo secco bivalente è pari a $+7\text{ °C}$ o minore;

In Figura 237 si ha un esempio di input dei dati per la determinazione del COP e della potenza termica resa di una pompa di calore, ai sensi delle UNI TS11300/4.

zone climatiche



Figura 236: Suddivisione dell'Europa in tre zone climatiche

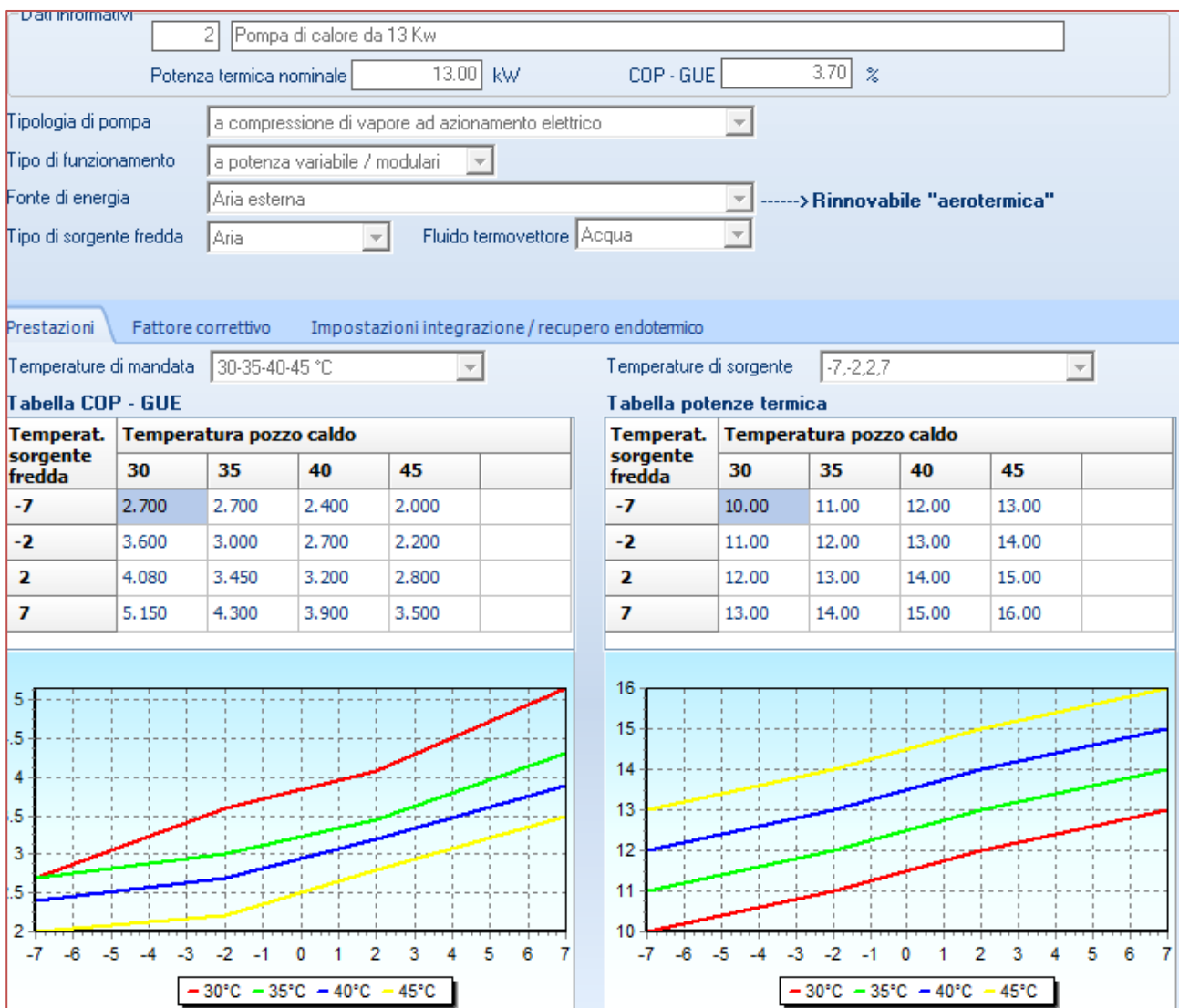


Figura 237: Esempio di input dei dati per COP e potenza termica delle PdC

Le pompe di calore possono avere o meno il generatore di integrazione termica a seconda del loro dimensionamento e della zona climatica in cui sono installate. Il generatore di

integrazione compreso nella macchina può essere una resistenza elettrica o un generatore a combustione alimentato con combustibili gassosi o liquidi.

Nel caso di sistema privo di integrazione termica il metodo di calcolo implementato richiede:

- *potenza termica utile erogata a pieno carico;*
- *potenza richiesta in ingresso (input);*
- *COP o GUE*
- *coefficiente correttivo del COP ai carichi parziali.*

Nel caso in cui sia previsto un sistema di integrazione termica dovranno, oltre ai dati prima citati, essere forniti:

- *nel caso di resistenza elettrica la potenza massima [kW] e i gradini di potenza;*
- *nel caso di generatore a combustione la tipologia del combustibile, il fluido termovettore, la potenza termica nominale [kW] e del focolare [kW], la temperatura massima e minima di esercizio.*

18.5.4 CORREZIONE DEL COP O DEL GUE AL VARIARE DELLE TEMPERATURE DELLA SORGENTE FREDDA E DEL POZZO CALDO

Per determinare le prestazioni a pieno carico della macchina, in condizioni diverse da quelle dichiarate, si prevede di intervenire interpolando linearmente i dati a disposizione (forniti dal fabbricante) o facendo ricorso al rendimento di secondo principio che qui di seguito si enuncia in forma utile al calcolo in esame.

18.5.5 RENDIMENTO DI SECONDO PRINCIPIO

Si definisce il rendimento di secondo principio come il rapporto tra il COP o il GUE effettivo (reale) della pompa di calore e il COP o il GUE massimo teorico ottenuto dal ciclo di Carnot tra le stesse temperature di sorgente fredda e pozzo caldo.

Per le pompe di calore a compressione elettriche, il COP massimo teorico si calcola come segue:

$$COP_{max} = T_c / (T_c - T_f) \quad \mathbf{N}$$

dove T_c è la temperatura assoluta (K) del pozzo caldo e T_f quella del pozzo freddo espresse in gradi Kelvin [K].

Per le pompe di calore ad assorbimento, invece, il GUE massimo teorico si calcola con la formula:

$$GUE_{max} = \frac{T_c}{T_{gen,in}} \cdot \frac{(T_{gen,in} - T_f)}{(T_c - T_f)} \quad \mathbf{N}$$

con $T_{gen,in}$ temperatura del generatore della pompa ad assorbimento a fuoco diretto.

Il rendimento di secondo principio da COP si può esprimere quindi nella forma:

$$\eta_{II} = COP \cdot (T_c - T_f) / T_c \quad \mathbf{N}$$

Da cui il COP ricavato dal rendimento di secondo principio è chiaramente:

$$COP = \eta_{II} \cdot \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad \mathbf{N}$$

Per interpolare quindi fra due diverse temperature $T_{c,1}$ e $T_{c,2}$, a temperatura della sorgente fredda T_f costante la sequenza di calcoli da effettuare è la seguente:

- *Rendimento di secondo principio con temperatura $T_{c,1}$:*

$$\eta_{II,1} = COP_1 \cdot (T_{c,1} - T_f) / T_{c,1}$$

- *Rendimento di secondo principio con temperatura $T_{c,2}$:*

$$\eta_{II,2} = COP_2 \cdot (T_{c,2} - T_f) / T_{c,2}$$

- *Rendimento di secondo principio interpolato alla temperatura intermedia $T_{c,x}$:*

$$\eta_{II,x} = \eta_{II,1} + (\eta_{II,2} - \eta_{II,1}) \cdot (T_{c,x} - T_{c,1}) / (T_{c,2} - T_{c,1})$$

- *COP relativo alla temperatura intermedia $T_{c,x}$:*

$$COP_x = \eta_{II,x} \cdot \frac{T_{c,x}}{T_{c,x} - T_f}$$

Analogamente per le pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto si procede come segue:

- *Rendimento di secondo principio da GUE*

$$\eta_{II} = GUE \cdot \frac{(T_c - T_f) \cdot T_{gen}}{T_c \cdot (T_{gen,in} - T_f)}$$

- *GUE calcolato dal rendimento di secondo principio*

$$GUE = \eta_{II} \cdot \frac{T_c \cdot (T_{gen} - T_f)}{T_{gen} \cdot (T_c - T_f)}$$

Per interpolare tra diverse temperature del pozzo caldo, a temperatura di sorgente fredda costante si prosegue come sotto riportato:

- *Rendimento di secondo principio con temperatura $T_{c,1}$:*

$$\eta_{II,1} = GUE_1 \cdot \frac{(T_{c,1} - T_f) \cdot T_{gen}}{T_{c,1} \cdot (T_{gen,in} - T_f)}$$

- *Rendimento di secondo principio con temperatura $T_{c,2}$:*

$$\eta_{II,2} = GUE_2 \cdot \frac{(T_{c,2} - T_f) \cdot T_{gen}}{T_{c,2} \cdot (T_{gen,in} - T_f)}$$

- *Rendimento di secondo principio interpolato alla temperatura intermedia $T_{c,x}$:*

$$\eta_{II,x} = \eta_{II,1} + (\eta_{II,2} - \eta_{II,1}) \cdot (T_{c,x} - T_{c,1}) / (T_{c,2} - T_{c,1})$$

- *GUE relativo alla temperatura intermedia $T_{c,x}$:*

$$GUE_x = \eta_{II,x} \cdot \frac{T_{c,2} \cdot (T_{gen} - T_f)}{T_{gen} \cdot (T_{c,2} - T_f)}$$

I valori del COP o del GUE, per temperature della sorgente fredda comprese nel campo dati fornito dal costruttore, si calcolano quindi con interpolazione lineare del rendimento di secondo principio in funzione della temperatura della sorgente fredda; per temperature esterne all'intervallo fornito dal fabbricante si assume il rendimento di secondo principio costante e pari al caso più vicino di cui si conoscono i dati (con scostamento massimo di 5K). Le stesse considerazioni vengono fatte

nel caso in cui la correzione debba essere fatta in funzione della temperatura del pozzo caldo (a temperatura della sorgente fredda costante).

Per quanto riguarda la variazione dei valori della potenza utile al variare della temperatura del pozzo freddo si procede con semplice interpolazione lineare dei dati forniti dal fabbricante se si tratta di temperature intermedie a quelle fornite o considerando la potenza costante e pari a quella del caso più vicino fornito dal fabbricante con scostamento massimo di 5K.

Di seguito si riporta un esempio di interpolazione di dati forniti dal fabbricante (in Figura 238) relativi al COP e alla potenza termica utile per i valori di temperatura imposti dalla norma per pompa di calore che deve fornire acqua calda sanitaria.

Dati prestazionali								
	7 °C		15 °C		20 °C		35 °C	
COP	2,6		3		3,2		3,67	
	7 °C		15 °C		20 °C		35 °C	
Potenza termica [kW]	5,5		6,57		7,24		8,57	

d

Figura 238: Valori del COP e della potenza termica per le temperature previste nel servizio di acqua calda sanitaria e sorgente fredda aria esterna.

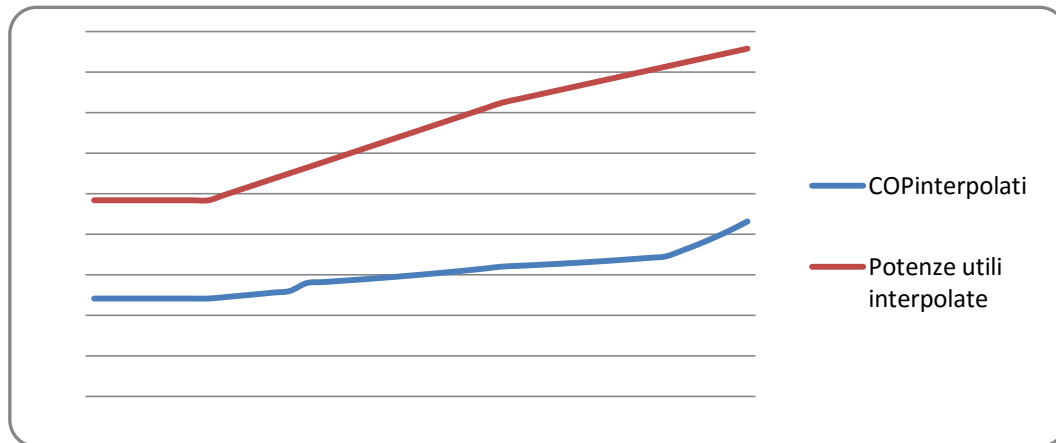


Figura 239 Interpolazione dei dati forniti per sorgente calda a temperatura costante

18.5.6 FATTORE CORRETTIVO DEL COP O DEL GUE IN BASE AL FATTORE DI CARICO CR

L'indice prestazionale di una pompa di calore subisce delle variazioni a seguito del grado di parzializzazione della macchina, ovvero quando questa deve soddisfare un carico minore della potenza massima. Si richiede pertanto un fattore correttivo per determinare le effettive prestazioni della pompa di calore. Tale fattore può essere ottenuto elaborando dei dati forniti dal costruttore o in base a dei modelli di calcolo di default qualora non si sia in possesso di dati forniti.

18.5.7 CALCOLO DEL FATTORE CORRETTIVO DAI DATI FORNITI DAL COSTRUTTORE

Tale metodo si applica a pompe di calore a compressione di vapore con azionamento elettrico del tipo aria/aria, aria/acqua, acqua/acqua quando siano disponibili i dati relativi al clima di riferimento. I dati richiesti sono:

- la temperatura di progetto del clima, che visto il caso in esame è relativa alla zona climatica B, in cui si trovano le provincie siciliane, e quindi -5°C ;
- il fattore di carico climatico (PLR) per le temperature di aria esterna nei tre punti considerati dalla norma ovvero -7°C (A), $+2^{\circ}\text{C}$ (B), $+7^{\circ}\text{C}$ (C), $+12^{\circ}\text{C}$ (D) calcolato assumendo la temperatura di progetto e un valore di temperatura di bilanciamento del carico pari a 16°C ;
- Temperatura del pozzo caldo costante a 35°C o 45°C ;
- COP nelle condizioni di parzializzazione A, B, C, D;
- Temperatura bivalente e potenza termica alla temperatura bivalente;
- Potenza termica utile a pieno carico $DC'(j)$ e corrispondente $COP'(j)$, nelle quattro condizioni di temperatura A, B, C, D dell'aria esterna, indicate con l'indice j-esimo (l'apice d'ora in poi indica i parametri riferiti alle condizioni di carico nominale $CR=1$).

La temperatura bivalente è quella temperatura della sorgente fredda alla quale la pompa di calore lavora con fattore di carico unitario nel soddisfare il carico dell'utenza.

Tale temperatura si ricava come punto di intersezione tra la curva che rappresenta la richiesta di energia dell'edificio e la curva che rappresenta la potenza termica della pompa di calore in un diagramma che abbia in ascissa le temperature e in ordinata la potenza termica in kW.

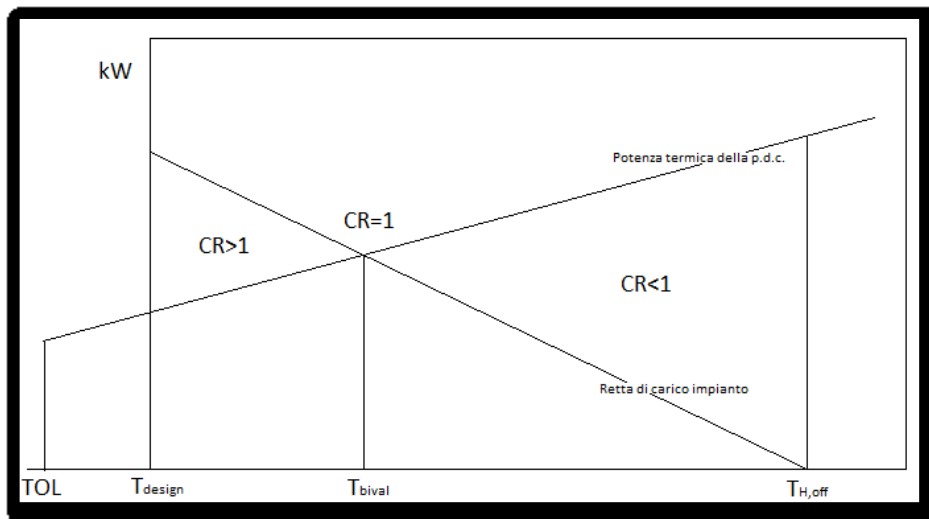


Figura 240: Determinazione grafica della temperatura bivalente (punto a $CR=1$)

Si assume quindi che per temperatura pari a quella bivalente (DC_{bival}) il fattore di carico sia unitario e si determina la potenza termica alla temperatura di progetto (per la zona climatica B in cui si trovano le provincie siciliane $T_{design} = -5^{\circ}\text{C}$) come segue:

$$P_{design} = DC_{bival}/PLR = DC_{bival} \cdot [(T_{design} - 16)/(T_{bival} - 16)]$$

dove come già detto 16°C è la temperatura di bilanciamento.

Si calcola quindi il fattore di carico della pompa di calore CR per ognuna delle quattro condizioni A, B, C, D con la formula

$$CR(j) = [PLR(j) \cdot P_{design}]/DC'(j)$$

Infine il fattore correttivo del COP al variare del fattore di carico sarà:

$$f_{COP(j)} = COP(j)/COP'(j)$$

Come facilmente intuibile dalla figura precedente per T bivalente il fattore di carico e il fattore correttivo sono pari a 1, mentre per valori della temperatura dell'aria inferiori i fattori di carico risultano maggiori di 1 e i fattori di carico pari a 1. Le coppie di punti CR(j) e f_{corr}(j) definiscono l'andamento del fattore correttivo al variare della temperatura della sorgente fredda da usare nella procedura di calcolo; anche qui per valori intermedi si prosegue mediante interpolazione lineare.

18.5.8 CALCOLO DEL FATTORE CORRETTIVO IN BASE A DEI MODELLI DI CALCOLO DI DEFAULT

In questo caso il fattore correttivo si determina in base ai dati dichiarati dal costruttore e delle formule fornite dalla norma in esame. Per pompe di calore a compressione ad azionamento elettrico a potenza fissa con funzionamento on-off si distinguono i seguenti casi:

- pompe di calore aria/aria, acqua/aria

$$COP_{A,B,C,D} = COP_{DC} \cdot (-Cd \cdot (-CR))$$

- pompe di calore aria/acqua, acqua/acqua:

$$COP_{A,B,C,D} = COP_{DC} \cdot CR / (Cc \cdot CR + (1 - Cc))$$

in cui C_c è un fattore di correzione dichiarato. In mancanza di tale dato si suggerisce il valore 0.9. Per pompe di calore modulanti, in mancanza di dati forniti dal costruttore, si assume un coefficiente correttivo unitario sino al carico CR=0.5 (o sino al valore minimo di modulazione) e al di sotto di tale valore di carico si procede come per il caso precedente.

Per pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto, non essendo ancora disponibili procedure di calcolo come nel caso delle pompe di calore a compressione, l'efficienza GUE a carichi parziali si calcola con la seguente relazione:

$$GUE_{corr} = GUE \cdot Cd$$

Dove Cd è il coefficiente correttivo che viene fornito di default.

<i>Cd per unità ad assorbimento on-off</i>										
CR	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
Cd	0.68	0.77	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.99	1	1
<i>Cd per unità ad assorbimento modulanti</i>										
CR	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
Cd	0.72	0.81	0.88	0.93	0.97	0.99	1	1	1	1

Tabella 94: Coefficienti di correzione del GUE ai carichi parziali per pompe di calore ad assorbimento

18.5.9 INTERVALLI DI CALCOLO

L'intervallo di calcolo assunto, come per i capitoli precedenti, è il mese. Tuttavia in alcuni casi la coppia di temperature medie della sorgente fredda e del pozzo caldo, riferita ad un intervallo di calcolo così grande, può non essere appropriato per effettuare una valutazione accettabile delle prestazioni della macchina.

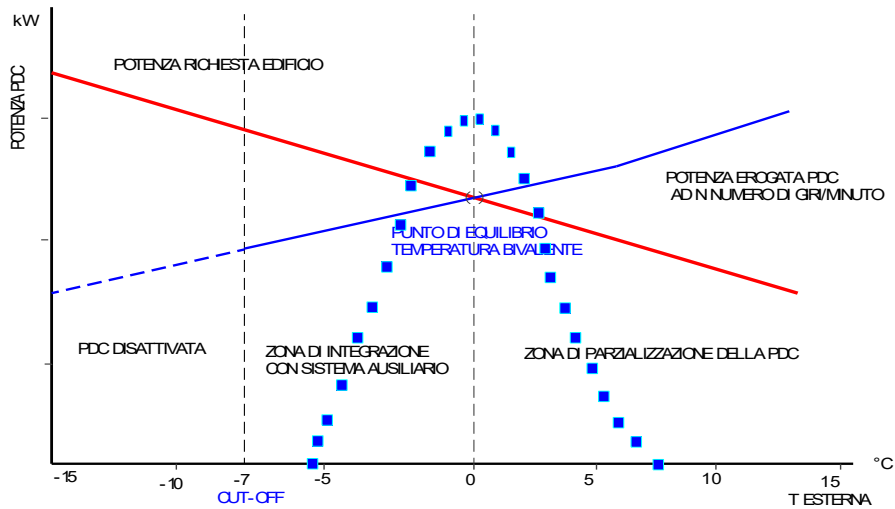


Figura 241: Distribuzione della temperatura esterna in Bin

Per questo motivo si introduce il *Bin*, un intervallo, di durata inferiore al mese, in cui la temperatura si mantiene ad un certo valore con una escursione massima di 1K.

I Bin sono centrati su valori interi di temperatura ϑ_{bin} con scostamenti di più o meno 0.5 K da tale valore. Per ogni Bin si definisce $t_{bin,mese}$ che è il numero di ore con temperatura compresa nell'intervallo di definizione del Bin nel mese considerato. Per esempio $t_{10,5} = 30$ sta a indicare che nel mese di Maggio (5) la temperatura esterna è stata per 30 ore nell'intervallo tra 9,5 e 10,5°C.

18.5.10 METODO PER LA DETERMINAZIONE DEI BIN MENSILI

Questo metodo si basa sull'ipotesi di poter pensare l'andamento delle temperature nel mese pari a quello di una distribuzione normale che abbia valore medio paria alla temperatura media mensile ϑ_{mese} e scarto quadratico σ_{mese} dato da:

$$\sigma_{mese} = 1.8^{\circ}\text{C} + H_{mese} \cdot 0.16^{\circ}\text{C}^2/\text{MJ} + \Delta\sigma_{mese}$$

dove $H_{mese} = H_d + H_b$ cioè somma della radiazione diretta e di quella diffusa. I valori della radiazione e delle temperature sono ricavati dalle relative tabelle della norma UNI 10349.

La formula dello scarto quadratico medio tiene conto quindi della relazione tra ampiezza delle escursioni termiche giornaliere e il soleggiamento. La norma prevede inoltre una correzione allo scarto quadratico medio $\Delta\sigma_{mese} = \Delta\sigma_{max} \cdot k_{corr,\sigma,mese}$. Il valore di $k_{corr,\sigma,mese}$ vale 1 per il mese di gennaio, 0.5 per i mesi di febbraio e dicembre, mentre è nullo per gli altri mesi. Il valore di $\Delta\sigma_{max}$ si calcola con la seguente formula:

$$\Delta\sigma_{max} = -0.502 - 0.15825 \cdot (\vartheta_{mese,01} - \vartheta_{design}) + 0.06375 \cdot (\vartheta_{mese} - \vartheta_{design})^2 - H_{mese,01} \cdot 0.16^{\circ}\text{C}^2/\text{MJ}$$

I valori di $\vartheta_{mese,01}$ e $H_{mese,01}$ sono quelli relativi al mese più freddo dell'anno, ovvero quello di gennaio. Il fattore densità di probabilità per la distribuzione normale che si vuole attribuire al Bin vale:

$$K_{bin,mese} = \frac{1}{\sigma_{mese} \cdot \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\vartheta_{bin} - \vartheta_{mese}}{\sigma_{mese}} \right)^2} \cdot \Delta\vartheta_{bin}$$

La durata teorica del Bin è quindi data dalla formula:

$$t_{bin,mese,th} = K_{bin,mese}$$

La durata così calcolata è teorica dal momento che la distribuzione di probabilità si estende infinitamente. Ai fini del calcolo comunque essa viene troncata annullando le durate dei Bin inferiori all'1.5% della durata del mese e si ridistribuiscono le ore rimanenti con la seguente procedura:

- si calcola il numero minimo di ore sotto cui azzerare la distribuzione $t_{min,mese} = t_{mese} \cdot 0.015$;
- si azzerano i $t_{bin,mese,th}$ teorici che risultano inferiori a $t_{min,mese}$;
- si calcolano i valori definitivi di $t_{bin,mese}$ riscaldando alla durata effettiva del mese:

$$t_{bin,mese} = t_{mese} \frac{t_{bin,mese,th}}{\sum t_{bin,mese,th}}$$

18.5.11 PROCEDURA DI CALCOLO

Prima di effettuare i calcoli relativi alla determinazione del fabbisogno di energia utile si vuole schematizzare, per maggior chiarezza, il set di dati di cui bisogna disporre per implementare tale procedura.

- *Intervallo di calcolo: nel caso in cui si prelevi l'energia dall'aria esterna si prevede l'uso del Bin, negli altri casi si ricorre al mese;*
- *Temperatura della sorgente fredda nell'intervallo di calcolo: nel caso di aria esterna si assumono i dati mensili della norma UNI 10349, che sono stato caricati nel foglio di calcolo Excel, mentre per acqua, terreno o roccia si deve fare riferimento a dati di progetto (vedi tabella xx) o a dati pubblicati;*
- *Temperatura del pozzo caldo: coincide con le temperature di default (55°C) per la produzione dell'acqua calda o, nel caso di riscaldamento con condensatore ad espansione diretta, alla temperatura di progetto riportata nella parte 2 della UNI11300 (ovvero 20°C per edifici a destinazione d'uso civile abitazione);*
- *Fabbisogno di energia termica utile applicata alla pompa di calore nell'intervallo di calcolo: per la produzione di acqua calda sanitaria il fabbisogno è calcolato (come già visto nel caso di sistemi solari termici) in base alle prescrizioni della parte 2 della norma in esame, supponendo di poterlo ritenere proporzionale al numero di ore dell'intervallo considerato, mentre per il riscaldamento si richiede come input l'immissione di tale fabbisogno per i mesi di riscaldamento previsti dalla zona climatica di interesse;*
- *Potenza termica utile massima della pompa di calore: come detto si elaborano i dati in input richiesti, correggendo in funzione delle temperature e del fattore di carico;*
- *Ausiliari elettrici: se essi sono compresi nel confine energetico di definizione, il loro fabbisogno si considera compreso nel COP; eventuali ausiliari esterni devono essere valutati separatamente. Sono esterni gli ausiliari di captazione dell'energia dalla sorgente fredda qualora sia previsto un fluido termovettore e non l'espansione diretta, oppure pompe per la distribuzione ausiliaria.*

18.5.12 POMPE DI CALORE PER PRODUZIONE DI SOLA ACQUA CALDA SANITARIA

Per tutte le pompe di calore che forniscono questo servizio il periodo di attivazione è di 12 mesi l'anno (365 giorni) e si assume che l'impianto abbia un accumulo termico di tipo congruo.

Effettuato il calcolo dei Bin mensili, o nel caso sia previsto come intervallo di calcolo il mese considerando quest'ultimo come un unico Bin mensile, si scartano i Bin con temperatura della sorgente fredda inferiori alla temperatura di cut-off stabilita. Si calcola quindi la durata dei Bin rimanenti e si ripartisce il fabbisogno mensile in proporzione alle ore ottenute. In base alle temperature dei Bin e alla temperatura del pozzo caldo (prefissata per la produzione di acqua calda sanitaria a 55°C), si determinano le prestazioni corrispondenti della pompa di calore (potenza $\phi_{bin,max}$ e COP_{Bin}).

A questo punto si calcola la durata teorica di funzionamento della pompa di calore per soddisfare il fabbisogno di per ACS del Bin:

$$t_{bin,mese,W,th} = Q_{W,bin,mese} / \phi_{bin,max,W} \quad [h]$$

Nel caso in cui la durata così ottenuta sia maggiore di quella ottenuta con il metodo descritto al in precedenza, si assumono proprio le ore del Bin calcolate $t_{bin,j,mese}$.

L'energia termica utile prodotta nel Bin sarà quindi ottenibile dal prodotto della potenza disponibile alla data temperatura del Bin per il tempo di funzionamento richiesto.

$$Q_{W,out,bin} = \phi_{bin,max} \cdot t_{bin,j,W,mese}$$

Successivamente si calcolano i fabbisogni di energia del Bin:

$$Q_{W,in,bin} = Q_{W,out,bin} / COP_{bin}$$

Oppure analogamente nel caso di pompe ad assorbimento:

$$Q_{W,in,bin} = Q_{W,out,bin} / GUE_{bin}$$

Infine sommando i rispettivi valori dei Bin si ottengono le produzioni complessive di energia termica utile mensile, il fabbisogno di energia elettrica della pompa di calore e il fabbisogno mensile di energia primaria, noti che siano i fattori di conversione in energia primaria dei vettori energetici considerati.

18.5.13 POMPE DI CALORE PER IL RISCALDAMENTO

Per questo tipo di pompe di calore la norma prevede una valutazione preliminare riguardante il dimensionamento dell'impianto. Nonostante la specifica tecnica in esame sia finalizzata alla sola verifica di parametri energetici, la verifica relativa alla progettazione in tal caso si rende necessaria per valutare il tipo di funzionamento della macchina. La pompa di calore può essere dimensionata per coprire il carico termico senza alcuna integrazione o per coprirlo parzialmente. In quest'ultimo caso la macchina funziona in modalità bivalente.

Alla temperatura corrispondente, detta appunto bivalente, il fattore di carico è pari ad 1 e il carico termico può essere soddisfatto o con funzionamento alternato, se la pompa di calore viene disattivata e il carico termico viene fornito totalmente dall'impianto integrativo che dovrà quindi essere dimensionato per tutto il carico, o con funzionamento parallelo, se alla temperatura bivalente, la pompa di calore e il sistema integrativo funzionano contemporaneamente.

Stabilito il tipo di funzionamento è possibile effettuare le valutazioni energetiche convenzionali. Nel caso sia prevista una ripartizione del fabbisogno mensile in Bin si procede come segue:

- si calcolano i gradi ora, in analogia ai gradi giorno definiti dalla legge 10/91, con riferimento alla durata effettiva di funzionamento dell'impianto e scartando i Bin con temperatura superiore a quella di cut-off per il riscaldamento degli ambienti:

$$GH_{bin,mese} = t_{bin,mese,ON} \cdot (\vartheta_{H,off} - \vartheta_{bin})$$

- *-si calcola l'energia per riscaldamento richiesta in uscita dalla pompa di calore per ciascun Bin:*

$$Q_{H, hp, out, bin} = Q_{H, hp, out} \cdot \frac{GH_{bin, mese}}{\sum GH_{bin, mese}} \quad [Wh]$$

- *-si calcola la potenza richiesta per ciascun Bin alla pompa di calore:*

$$\phi_{H, hp, out, bin} = \frac{Q_{H, hp, out, bin}}{t_{bin, mese, H}} \quad [W]$$

Per ciascun intervallo di calcolo si determina la potenza media:

$$\phi_{H, d, in, bin} = Q_{gn, out, bin} / t_{bin}$$

e il fattore di carico della macchina:

$$FC_{H, hp, th} = \frac{\phi_{H, hp, out, bin}}{\phi_{bin, max, H}}$$

In base al fattore di carico si possono presentare i seguenti casi:

- *Il fattore di carico è maggiore di 1 con la temperatura della sorgente fredda maggiore di quella di cut-off minima. La pompa funziona a pieno carico ma non riesce a fornire la potenza richiesta e deve intervenire il sistema di integrazione.*
- *Il fattore di carico è pari a 1 e la macchina lavora a COP o GUE corrispondente alla temperatura bivalente.*
- *Il fattore di carico è minore di 1. La macchina riesce a soddisfare il fabbisogno ma deve lavorare in condizioni parzializzate.*
- *La temperatura della sorgente fredda è minore a quella di cut-off minima; la pompa di calore viene disattivata e l'energia termica richiesta deve essere interamente fornita dal sistema integrativo.*

18.5.14 CALCOLO DEI FABBISOGNI DI ENERGIA

Il fabbisogno di energia in ingresso si ottiene in funzione del fattore di carico (di cui abbiamo visto come calcolare il fattore di correzione) e della temperatura della sorgente fredda. Si possono presentare i seguenti casi

- *La macchina funziona al carico nominale. La produzione di energia termica utile si calcola come:*

$$Q_{H, hp, out, bin(j)} = \phi_{H, hp, max, bin(j)} \cdot t_{h, h, bin(j)} \quad [Wh]$$

Mentre il fabbisogno di energia in ingresso è:

$$Q_{H, p, hp, in, bin(j)} = (\phi_{H, hp, max, bin(j)} \cdot t_{h, H, bin(j)}) / COP'(j)$$

$$Q_{H, p, hp, in, bin(j)} = (\phi_{H, hp, max, bin(j)} \cdot t_{h, H, bin(j)}) / GUE'(j)$$

Rispettivamente per pompe di calore a compressione di vapore e ad assorbimento.

- *Il fattore di carico è minore di 1. La macchina lavora in regime parzializzato.*

$$COP = f_{corr, COP} \cdot COP'$$

$$GUE = f_{corr,COP} \cdot GUE'$$

La produzione di energia termica utile della pompa di calore è:

$$Q_{H, hp, out, bin(j)} = \Phi_{H, hp, max, bin(j)} \cdot t_{H, h, bin(j)} \cdot \frac{CR(j)}{COP(j)} [Wh]$$

$$Q_{H, hp, out, bin(j)} = \Phi_{H, hp, max, bin(j)} \cdot t_{H, h, bin(j)} \cdot \frac{CR(j)}{GUE(j)} [Wh]$$

Per completare il calcolo non resta che estendere il calcolo su base mensile. Avremo quindi per l'energia termica utile al riscaldamento:

$$Q_{H, hp, out, mese} = \sum Q_{H, hp, out, bin(j)}$$

Ottenuto dalla precedente, mentre il consumo di energia della pompa di calore (per vettore energetico) si calcola:

$$Q_{H, p, hp, in} = Q_{H, p, hp, in, bin(j)}$$

18.5.15 ESEMPIO DI CALCOLO

Di seguito si riportano i dati relativi all'applicazione di un impianto con pompa di calore a compressione di vapore per la produzione di acqua calda sanitaria in un edificio.

Si suppone una configurazione del tipo aria-acqua, per la quale, dovendo scegliere una località per assegnare i dati climatici, viene scelta la città di Enna.

Pompe di Calore

Uni 11300 parte 4

Tipo di impianto

Selezionare tipo di pompa di calore: A compressione di vapore Solo azionamento elettrico

Selezionare tipo di sorgente fredda: Aria

Scegliere tipo di servizio da fornire: Acqua calda sanitaria

Celle di input:

Celle di output: N.A. Non forzare

Menu di selezione a discesa:

SELEZIONATO Sorgente fredda (aria esterna)

Selezionare città: Siracusa

SELEZIONATO Fabbisogni acs da default

Destinazione d'uso edificio: Abitazione

Superficie utile [mq]: 200 Calcola

Numero di utenze da servire: 25

Dati prestazionali

	7 °C	15 °C	20 °C	35 °C
COP	2,6	3	3,2	3,67
Potenza termica [kW]	5,5	6,57	7,24	8,57

Figura 242: Layout dei dati di ingresso dell'esempio di calcolo proposto

In figura oltre ai dati relativi al tipo di impianto, vengono visualizzati anche i dati prestazionali richiesti per il tipo di pompa di calore.

Nel riquadro in basso a destra, imponendo la superficie utile, viene calcolato il fabbisogno in base al metodo di calcolo proposto nella parte 2 della norma in esame.

In figura sono visibili i risultati ottenuti dal metodo di calcolo. Nella prima riga i fabbisogni da soddisfare (celle bianche, ovvero di input), mentre nelle righe inferiori i risultati (celle gialle, ovvero di output).

Il foglio di calcolo visualizza quindi l'energia termica fornita, il grado di copertura del fabbisogno e l'energia elettrica richiesta, ovviamente funzione del COP.

Fabbisogni													
Acqua calda sanitaria richiesta													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	5.837,83	5.272,88	5.837,83	5.649,52	5.837,83	5.649,52	5.837,83	5.837,83	5.649,52	5.837,83	5.649,52	5.837,83	68.735,78
Acqua calda sanitaria prodotta													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	4.529,73	4.099,65	4.695,40	4.747,55	5.216,69	5.375,52	5.768,70	5.793,13	5.449,63	5.119,23	4.585,71	4.389,71	59.770,65
Risultati													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
Fabbisogno soddisfatto [%]	78%	78%	80%	84%	89%	95%	99%	99%	96%	88%	81%	75%	
Energia elettrica consumata													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	1.588,18	1.431,25	1.599,46	1.573,73	1.665,22	1.642,96	1.696,72	1.699,09	1.652,56	1.654,46	1.551,18	1.589,42	19.322,24

Figura 243: Layout dei risultati dell'esempio di calcolo proposto

Si ricordi che, nel caso di pompe di calore che prelevano energia dall'aria esterna, l'intervallo di calcolo è il Bin e quindi i vari risultati sono stati ottenuti dalla somma delle prestazioni effettive in tali intervalli per la durata degli stessi.

In figura seguente si ha l'applicazione del Bin method per il riscaldamento ambientale (edificio da 120 m² con EO= 50 kWh/(m²-anno)). In essa è riportato anche il grado di copertura della PdC.

RISCALDAMENTO												SELEZIONATO	
Fabbisogno energia termica richiesta per riscaldamento													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	totale anno
[kWh/mese]	1.280,99	1.157,02	1.280,99	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	1.280,99	5.000,00
Energia termica prodotta per riscaldamento													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	totale anno
[kWh/mese]	1.280,99	1.157,02	1.280,99	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	1.280,99	5.000,00
Energia richiesta per riscaldamento (consumo)													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	totale anno
[kWh/mese]	575,08	526,20	574,76	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	577,15	2.253,19
COPERTURA FABBISOGNO TOTALE													
	100%	100%	100%	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	100%	
COPERTURA FABBISOGNO													
	NON NECESSITA' INTEGRAZIONE TERMICA	NON NECESSITA' INTEGRAZIONE TERMICA	NON NECESSITA' INTEGRAZIONE TERMICA	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	no riscald. (zona B)	NON NECESSITA' INTEGRAZIONE TERMICA	

Figura 244: Metodo Bin applicato al riscaldamento con PdC

18.6 TELERISCALDAMENTO

Il teleriscaldamento è una forma di riscaldamento (di abitazioni, scuole, ospedali ecc.) che consiste, essenzialmente, nella distribuzione, attraverso una rete di tubazioni isolate e interrato, di acqua calda, acqua surriscaldata o vapore (*fluido termovettore*), proveniente da una grossa centrale di produzione, agli utilizzatori con successivo ritorno del fluido alla stessa centrale.

Le centrali di produzione possono sfruttare diversi combustibili per produrre il calore necessario: gas naturale, oli combustibili, carbone, biomassa o anche rifiuti. La produzione di calore può essere anche associata a quella di energia elettrica: in tal caso si parla di cogenerazione (vedi nel prosieguo).

Nei tubi sotterranei corre acqua calda (90°C) o acqua surriscaldata (120°C) che giunge sino agli edifici allacciati per cedere il calore necessario all'acqua dell'impianto interno o direttamente all'ambiente interno attraverso uno scambiatore di calore acqua-acqua o vapore-acqua (generalmente a piastre) che in pratica sostituisce la caldaia.

18.6.1 EFFICIENZA DEL TELERISCALDAMENTO

Dal momento che deve servire un impianto centralizzato di enormi dimensioni, la centrale di teleriscaldamento è molto più efficiente di qualunque caldaia condominiale, non solo per le tecnologie più avanzate di cui fa uso, ma anche perché, mentre una piccola caldaia (specie se collegata a un solo appartamento) è sottoposta a diversi transitori di accensione e spegnimento al variare della richiesta di energia termica, in una caldaia più grande, che serve più utenti, le oscillazioni della domanda si compensano a vicenda permettendo un funzionamento del generatore continuo a potenze prossime alla nominale, il che aumenta di molto l'efficienza. Inoltre, un grande impianto, anche dal punto di vista delle emissioni inquinanti, è controllato molto più di qualsiasi caldaia privata.

Perciò il teleriscaldamento, sostituendosi a molte caldaie inefficienti e inquinanti (e spesso sovradimensionate e quindi operanti con forti gradi di parzializzazione), può costituire un miglioramento energetico-ambientale superiore a quello, già notevole, calcolabile misurando semplicemente l'energia estratta.

La distanza delle stazioni di scambio termico rispetto alla centrale, oltre un certo limite di alcuni chilometri, comporta delle eccessive dispersioni di calore durante il tragitto, che non rendono più conveniente il teleriscaldamento dal punto di vista economico e termodinamico. In una configurazione tipica le dispersioni di calore ammontano circa al 13-16% del calore immesso nella rete. All'aumentare della distanza si possono rendere necessarie anche delle stazioni intermedie che aumentino la pressione e la temperatura dell'acqua.

L'utilizzo di questa tecnologia presenta notevoli vantaggi rispetto alle forme tradizionali di riscaldamento con utilizzo di gasolio, metano, gas di petrolio liquefatto che si possono riassumere come segue:

- **Sicurezza:** *l'acqua riscaldata non è un combustibile, non brucia e non presenta rischi di esplosione. La caldaia viene sostituita da uno scambiatore di calore e l'assenza di fiamme rende l'edificio più sicuro.*
- **Sicurezza (in termini di aerazione degli ambienti):** *non occorrono canne fumarie o altri accorgimenti per evitare che i gas di combustione rimangano nei locali in cui si abita (l'insufficiente ricambio d'aria è forse la principale e certamente la più subdola causa di incidenti domestici da gas).*
- **Assenza di manutenzione:** *con il teleriscaldamento l'utenza evita ogni costo di manutenzione significativo. Gli impianti di riscaldamento tradizionali, qualunque sia il combustibile utilizzato, necessitano di interventi manutentivi a cadenza perlomeno biennale (meglio se annuale), con revisione della caldaia e del bruciatore e pulizia dei condotti dei fumi;*
- **Durata del servizio di teleriscaldamento:** *per gli impianti di riscaldamento di tipo tradizionale, in base a caratteristiche locali, esiste un periodo stabilito di accensione regolato dalle norme; è inoltre fissato un numero massimo di ore/giorno per il funzionamento. Il teleriscaldamento offre la possibilità di funzionamento continuo, con l'avvertenza che nelle ore rimanenti, oltre a quelle per cui è prevista la accensione degli impianti tradizionali, occorre impostare una attenuazione della temperatura degli ambienti.*

18.6.2 TELERAFFRESCAMENTO

Una tecnologia che è in via di sviluppo è lo sfruttamento del calore per il teleraffrescamento tramite il ciclo frigorifero ad assorbimento. I condizionatori elettrici consumano elettricità per produrre calore; in questo modo si ha una degradazione di un'energia pregiata per ottenere la quale si è precedentemente degradata altra energia, generalmente in centrali termoelettriche il cui rendimento si aggira generalmente sul 40% e che disperdono nell'ambiente il resto dell'energia sotto forma di calore: si ha dunque un doppio spreco, perché da un lato non si sfrutta del calore prezioso, e dall'altro si spreca l'elettricità prodotta.

Pertanto, utilizzare direttamente una fonte di calore per produrre freddo costituisce un aumento dell'efficienza e un risparmio energetico, specie se il calore proviene da un impianto di teleriscaldamento che cede il calore di scarto di altri processi, come accade nella cogenerazione e nell'incenerimento.

18.6.3 SPECIFICA TECNICA

La norma in esame riguarda gli edifici allacciati alle reti urbane di teleriscaldamento. Tale rete è costituita dal sistema a rete, che comprende la centrale di generazione e la rete di distribuzione sino al punto di consegna all'utenza, e la sottostazione di scambio termico, che rappresenta l'elemento di collegamento tra la rete primaria e l'utenza (rete secondaria).

Lo scambio può avvenire in modo diretto senza separazione idraulica tra primario e secondario, o indiretto se sono previsti uno o più scambiatori di calore.

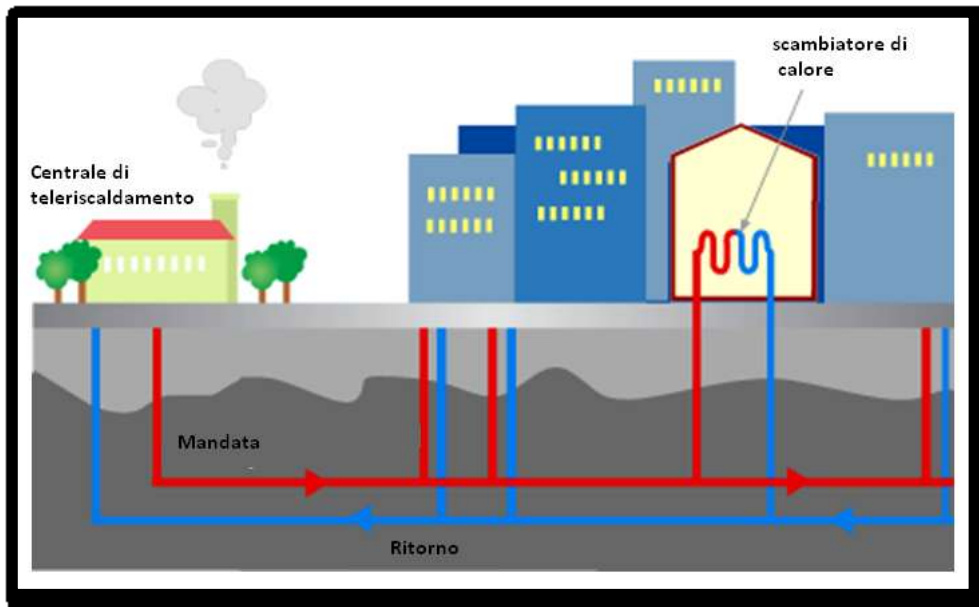


Figura 245: Schema di distribuzione mediante rete di teleriscaldamento

La norma permette di calcolare:

- Le perdite termiche nella sottostazione di scambio termico;
- Il fabbisogno di energia termica che la rete deve rendere disponibile all'ingresso della sottostazione per soddisfare il fabbisogno dell'utenza (in uscita dalla sottostazione di scambio);
- Il fabbisogno di energia primaria della sottostazione.

Il calcolo descritto riguarda, quindi, solo il tratto che va dal punto di consegna all'ingresso della sottostazione a quello di uscita dalla stessa. Devono pertanto essere disponibili i dati relativi alla potenza della rete, alla produzione di energia (tipo di combustibile, rendimento di combustione, perdite di distribuzione), al fabbisogno di energia termica dell'utenza.

Questi dati sono richiesti come input per la procedura di calcolo implementata in Excel. Il contatore di calore presente nella sottostazione misura l'energia termica fornita in ingresso allo scambiatore $Q_{ss,in}$, misurato in base alla portata d'acqua transitata nello scambiatore e al salto termico fra ingresso e uscita (lato rete primaria).

Il bilancio termico della sottostazione è quindi:

$$Q_{ss,out} = Q_{ss,in} - Q_{ss,lost,env} \quad [kWh]$$

Per cui l'energia termica disponibile al secondario è data dalla differenza tra l'energia scambiata al primario meno le perdite di energia dispersa in ambiente dalla sottostazione. E' possibile recuperare una quota parte di questa in modo che l'energia disponibile diventi:

$$Q'_{ss,out} = Q_{ss,out} + Q_{ss,rec} \quad [kWh]$$

Di seguito sono riportati i procedimenti per il calcolo dei singoli termini energetici.

Figura 246: Layout dati richiesti per il calcolo delle potenze in uscita dalla sottostazione di scambio termico

18.6.4 PERDITE DI POTENZA TERMICA DELLA SOTTOSTAZIONE

Se viene fornito il fattore di perdita k_{ss} della sottostazione la potenza dispersa si calcola facilmente con la formula:

$$\phi_{ss,lost,env} = k_{ss} \cdot (\vartheta_{ss,w,avg} - \vartheta_{a,ss})/1000 \quad [kW]$$

In cui, k_{ss} esprime la perdita di potenza termica per grado di temperatura e quindi espresso in [W/K], $\vartheta_{ss,w,avg}$ è la temperatura media in [°C] del fluido tra mandata e ritorno del circuito primario dello scambiatore (dati di default forniti nella tabella) e $\vartheta_{a,ss}$ è la temperatura dell'ambiente in cui è installata la sottostazione [°C].

Temperature fluido termovettore al primario	
Rete ad acqua calda a bassa temperatura	70°C
Rete ad acqua surriscaldata	90°C

Tabella 95: Temperatura di default per tipo di rete di distribuzione

Se il fattore di perdita k_{ss} non viene fornito si valuta la percentuale di potenza termica persa con la relazione:

$$P_{ss,env} = (c_2 - c_3 \cdot \text{Log}(\phi_{ss})) \cdot \frac{(\vartheta_{ss,w,avg} - \vartheta_{a,ss})}{(\vartheta_{ss,w,rif} - \vartheta_{a,rif})} \quad [\%]$$

n cui i valori dei coefficienti c_2 e c_3 sono riportati in tabella seguente, ϕ_{ss} è la potenza della sottostazione [kW], $\vartheta_{ss,w,rif}$ è la temperatura di riferimento del fluido termovettore e $\vartheta_{a,rif}$ è la temperatura di riferimento del locale in cui è installata la sottostazione di scambio.

Coefficiente	c_2	c_3
		2.24
Temperatura media di riferimento $\vartheta_{ss,w,rif}$	85	
Temperatura media di riferimento $\vartheta_{a,rif}$	20	

Tabella 96: Valori dei coefficienti e delle temperature di riferimento per calcolo perdite

La quota di potenza termica che si può recuperare è invece:

$$\phi_{ss,rec} = (1 - k_{ss,env}) \cdot \phi_{ss,lost,env} \quad [kW]$$

$k_{ss,env}$ fattore di recupero fornito dalla norma.

Ubicazione della sottostazione	$k_{ss,env}$	$\vartheta_{a,rif}$	$\vartheta_{a,ss}$
Sottostazione in centrale termica	0.3	20	15
Sottostazione in ambiente riscaldato	0	20	20
Sottostazione all'esterno	1	20	$T_{media\ est.}$

Tabella 97: Fattori di correzione per il calcolo delle perdite in sottostazione

Come per le altre tecnologie, in caso di richiesta di dati climatici, si fa riferimento alla norma UNI 10349. In particolare, nel foglio di calcolo Excel sono presenti i dati relativi alle province siciliane. Dall'interfaccia è possibile selezionare la città e il programma eseguirà i calcoli con i dati relativi. Le perdite di energia si ricavano tenendo presente il numero di ore di attivazione dell'impianto durante il periodo di calcolo.

$$Q_{ss,lost,env} = \phi_{ss,lost,env} \cdot t_{ss} \quad [kWh]$$

Analogamente nel caso si recuperi parte del calore perso verso l'ambiente si ha:

$$Q_{ss,rec} = \phi_{ss,rec} \cdot t_{ss} \quad [kWh]$$

Si fa notare che non si considerano fabbisogni di energia di ausiliari.

La circolazione nel circuito primario viene, infatti, garantita dalla rete di teleriscaldamento mentre la circolazione sul secondario è realizzata con pompa presente nella sottostazione che è già computata nei dati forniti dal costruttore della stessa stazione di scambio termico.

Qualora questo non fosse vero, è possibile inserire il fabbisogno degli ausiliari nel foglio di calcolo e il loro contributo verrà computato automaticamente.

Il fabbisogno di energia richiesto quindi alla rete di teleriscaldamento risulta:

$$Q_{ss,in} = Q_{d,in} + Q_{ss,lost,env} + Q_{ss,rec} \quad [kWh]$$

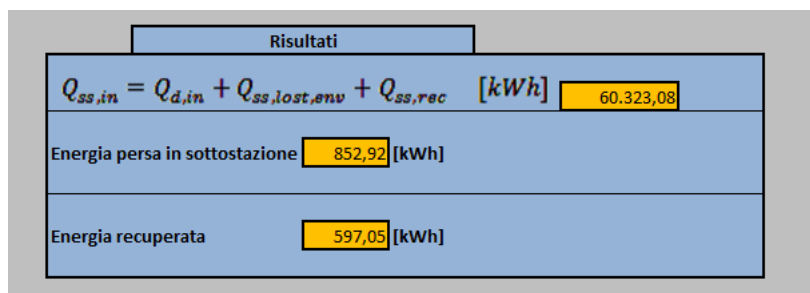


Figura 247: Layout relativo ai risultati per l'esempio di calcolo proposto

Per valutare il fabbisogno di energia primaria richiesto alla rete bisogna conoscere il fattore di conversione dell'energia termica in energia primaria che dipende ovviamente dal tipo di centrale termica e dai combustibili utilizzati e si ricava con la seguente relazione:

$$f_{p,tel} = (\sum f_{p,i} \cdot Q_{p,i,in} - \sum f_{p,i} \cdot Q_{i,exp}) / \sum Q_{i,ss,in}$$

- $\sum f_{p,i} \cdot Q_{p,i,in}$ è la somma delle energia primaria consumata dal sistema durante il periodo di calcolo scelto;
- $\sum f_{p,i} \cdot Q_{i,exp}$ è la somma dell'energia primaria esportata dal sistema durante lo stesso periodo di tempo.

Infine è possibile calcolare il fattore di emissione di CO₂ con la seguente formula:

$$f_{CO_2,tel} = (\sum f_{CO_2,i} \cdot Q_{i,p,in} - \sum f_{CO_2,i} \cdot Q_{i,exp}) / \sum Q_{i,ss,in}$$

Fattore di conversione dell'energia termica in energia primaria		Numero di centrali	
Inserire somma potenze consegnate alle utenze	<input type="text" value="32000"/> [kW]	<input type="text" value="2"/>	
Inserire potenza della centrale termica	<input type="text" value="40000"/> [kW]	<input type="text" value="20000"/> [kW]	
Inserire fattore di conversione in energia primaria	<input type="text" value="1"/> fp	<input type="text" value="1"/> fp	
Inserire potenza esportata dal sistema non consegnata	<input type="text" value="8000"/> [kW]	<input type="text" value="2000"/> [Kw]	
$f_{p,tel} = (\sum f_{p,i} \cdot Q_{p,i,in} - \sum f_{p,i} \cdot Q_{i,exp}) / \sum Q_{i,ss,in}$		<input type="text" value="1,56"/>	

Calcolo del fattore di emissione di CO2			
Selezionare tipo di combustibile		Prima centrale	Seconda centrale
		<input type="text" value="Gas naturale"/>	<input type="text" value="GPL"/>
$f_{CO_2,tel} = (\sum f_{CO_2,i} \cdot Q_{i,p,in} - \sum f_{CO_2,i} \cdot Q_{i,exp}) / \sum Q_{i,ss,in}$		<input type="text" value="0,33"/>	

Figura 248: Layout relativo al calcolo dei fattori di conversione in energia primarie e di emissione di CO2.

18.7 COGENERAZIONE

La cogenerazione, nota anche come CHP (*Combined Heat and Power*), è la produzione congiunta e contemporanea di energia elettrica (o meccanica) e calore utile da una singola fonte energetica, attuata in un unico sistema integrato.

La cogenerazione, utilizzando il medesimo combustibile per una produzione combinata, mira ad un più efficiente utilizzo dell'energia primaria, con relativi risparmi economici soprattutto nei processi produttivi laddove esista una forte contemporaneità tra prelievi elettrici e prelievi termici.

Generalmente i sistemi CHP sono formati da un motore primario, un generatore, un sistema di recupero termico ed interconnessioni elettriche. Il motore primario è un qualunque motore utilizzato per convertire il combustibile in energia meccanica, il generatore la converte in energia elettrica, mentre il sistema di recupero termico raccoglie e converte l'energia contenuta negli scarichi del motore primario, in energia termica utilizzabile.

La produzione combinata può incrementare l'efficienza di utilizzo del combustibile fossile fino ad oltre l'80%; a ciò corrispondono minori costi e minori emissioni di inquinanti e di gas ad effetto serra rispetto alla produzione separata di elettricità e di calore.

A differenza delle centrali elettriche, la cogenerazione ha natura distribuita e si realizza mediante piccoli impianti che sono in grado di generare calore ed elettricità per grandi strutture (es. ospedali, alberghi ecc.) o piccoli centri urbani.

La combustione nelle piccole centrali a cogenerazione raggiunge risparmi fino al 40% nell'utilizzo delle fonti primarie di energia. La seguente figura illustra schematicamente il confronto tra la produzione convenzionale e quella combinata; nel caso della produzione combinata il rendimento totale risulta più elevato, anche supponendo, cautelativamente, che il rendimento elettrico sia più basso.

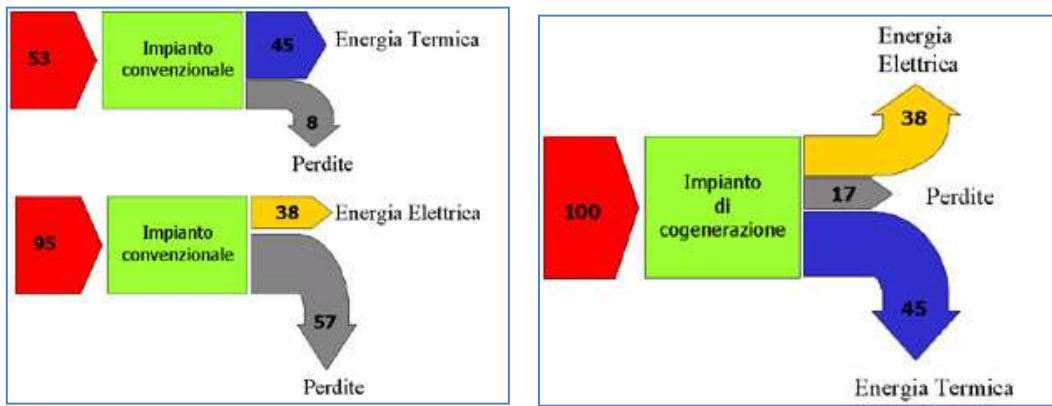


Figura 249: **Produzione separata di energia termica ed elettrica produzione in Cogenerazione**

Come si nota, per ottenere le stesse quantità di Energia Elettrica e Termica bisogna introdurre nell’impianto 148 unità nella produzione separata contro le 100 nella produzione in cogenerazione. Un sistema CHP con processi di produzione termici ed elettrici richiede il 35% in meno di carburante rispetto alla configurazione separata di produzione di energia elettrica e termica.

18.7.1 EFFICIENZA DI UN IMPIANTO DI COGENERAZIONE

L’efficienza rappresenta il principale beneficio dei sistemi CHP rispetto agli altri sistemi. L’EPA (Environmental Protection Agency) definisce efficienza semplice di un singolo impianto il rapporto tra l’output elettrico netto e la quantità di combustibile consumato. Altro parametro per misurare l’efficienza semplice di un impianto è la quantità di calore, definito come il rapporto tra i BTU (*British thermal unit*) di combustibile consumato e i kWh prodotti.

Dato che i sistemi di cogenerazione producono sia energia elettrica sia calore, la loro efficienza totale è data dalla somma dell’output elettrico netto e termico diviso il combustibile impiegato.

Sia l’efficienza semplice che quella totale vengono solitamente espresse in termini percentuali.

L’EPA usa preferibilmente un’altra definizione di efficienza nota come “efficacia nell’utilizzazione di combustibile”, data dal rapporto tra l’output elettrico netto e il consumo di combustibile netto (che non tiene conto del combustibile usato per produrre energia termica utilizzabile, calcolato assumendo un’efficienza specifica della caldaia dell’80%). Il reciproco di questo rapporto è la quantità netta di calore.

18.7.2 TIPOLOGIE DI IMPIANTI COGENERATIVI

Il più comune esempio di impianto cogenerativo è quello realizzato con turbogas/motore alternativo e caldaia a recupero. I fumi del turbogas o del motore alternativo vengono convogliati attraverso un condotto fumi nella caldaia a recupero. I fumi in caldaia permettono di produrre acqua calda, vapore saturo o vapore surriscaldato.

Solitamente si utilizza:

- *acqua calda per scopi di riscaldamento;*
- *vapore saturo per utenze industriali;*
- *vapore surriscaldato per turbine a vapore e utenze.*

In definitiva si ha produzione di energia elettrica attraverso l’alternatore accoppiato al turbogas ed eventualmente attraverso l’alternatore accoppiato al turbovapore e produzione di energia termica sotto forma di vapore, sfruttato poi dalle utenze connesse. In presenza di

turbovapore si ottiene un ciclo combinato in cui la dispersione energetica è minima e consiste, in maggior parte, nel calore riversato in atmosfera dai fumi in uscita dalla caldaia a recupero.

18.7.3 VANTAGGI DELLA COGENERAZIONE

Il primo vantaggio della cogenerazione è evidentemente economico: un impianto cogenerativo correttamente dimensionato consente elevati risparmi energetici dell'ordine del 25-40%, ed un pay-back dell'investimento intorno ai 36-50 mesi.

La cogenerazione consente di ottenere rendimenti di Primo Principio:

$$\eta = (Q_{el} + Q_{ter}) / Q_{comb}$$

pari al 70-85%, valore notevole se confrontato col 50-60% degli impianti nuovi a ciclo combinato per la sola produzione di elettricità. Oltre al beneficio derivante dal miglior uso del combustibile rispetto alla generazione termoelettrica tradizionale, la presenza di un impianto di cogenerazione ben dimensionato consente di aumentare la sicurezza della fornitura elettrica e di migliorare la qualità, proteggendo da interruzioni e cali di tensione.

Le proprietà particolari della cogenerazione, sia sotto il profilo energetico che ambientale, sono ormai ampiamente riconosciute ed incentivate, sia nell'ambito della Comunità Europea che nello stesso quadro legislativo italiano.

Il 7 febbraio 2007 è stato approvato in via definitiva dal Consiglio dei Ministri un decreto in attuazione della direttiva europea 2004/8/Ce per promuovere la cogenerazione ad alto rendimento. Il decreto conferma per la cogenerazione ad alto rendimento il regime di sostegno previsto dal decreto Bersani del '99 n.79 che prevedeva per la cogenerazione sia la priorità di dispacciamento, sia l'esenzione dall'obbligo (previsto per produttori e importatori di energia elettrica) di immettere in rete una certa percentuale di energia elettrica da fonti rinnovabili o di acquistare in proporzione certificati verdi sul mercato.

Lo schema prevede, inoltre, una riorganizzazione dei criteri per l'assegnazione dei certificati bianchi alla cogenerazione ad alto rendimento tale da renderla più appetibile.

Attualmente uno dei sistemi allo studio per incentivare la cogenerazione ad alto rendimento potrebbe essere la maggiore durata/quantità dei certificati bianchi emessi a favore di chi produce in cogenerazione ad alto rendimento, consentendogli così di ottenere maggiori ricavi dalla vendita sul mercato dei certificati, tali da recuperare più velocemente i costi di investimento.

Sempre con questo decreto ministeriale sarà inoltre prevista l'estensione graduale del diritto di accesso ai certificati bianchi anche a soggetti diversi da quelli previsti dalla attuale disciplina che sono i distributori di energia elettrica e gas, oltre che le società operanti nel settore dei servizi energetici comprese le imprese artigiane. Il decreto legislativo approvato il 7 febbraio prevede, inoltre, il servizio di scambio sul posto per l'elettricità prodotta da impianti di cogenerazione ad alto rendimento con potenza nominale non superiore a 200 kW.

Attualmente, invece, il servizio di scambio sul posto si applica agli impianti di produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili con potenza non superiore a 20 kW. Lo "scambio sul posto" consente a un consumatore di energia elettrica che contemporaneamente produce energia tramite la cogenerazione di immettere in rete l'energia prodotta e non consumata.

Un'azione che permette al soggetto di pagare solo la differenza tra l'energia consumata e quella immessa in rete. Nel caso in cui l'energia immessa in rete è superiore a quella consumata, il cliente ha, quindi, diritto ad un equivalente credito di energia elettrica da utilizzare successivamente.

18.7.4 SPECIFICA TECNICA

Mediante la normativa in esame è possibile determinare la produzione di energia termica utile e di energia elettrica delle unità cogenerative e il corrispondente fabbisogno di energia primaria. Per l'applicazione delle metodologie di calcolo implementate è necessario che le unità cogenerative siano connesse in parallelo alla rete pubblica (quindi escludendo i cosiddetti impianti ad isola), che la regolazione sia solo in funzione del carico termico da soddisfare (modalità termico segue) e che non siano previsti sistemi di dissipazione del calore ovvero che tutta l'energia termica prodotta sia effettivamente utilizzata.

Si escludono da tale procedura di calcolo gli impianti serviti da unità cogenerative destinati a produrre energia termica e meccanica (per esempio pompe di calore azionate da motori endotermici).

Le unità cogenerative possono essere classificate in base a molti parametri tra i quali, ai fini della metodologia di calcolo descritta, si enunciano:

- *tipologia di motore primo (motore a combustione interna, turbina a gas, altro);*
- *modalità di funzionamento (senza modulazione del carico tipo on-off, con modulazione del carico dalla potenza nominale alla minima possibile);*
- *presenza o meno dell'accumulo termico inerziale;*
- *composizione dell'unità cogenerativa (una o più unità in cascata con accensione in sequenza nell'ordine di priorità stabilito).*

Si richiede inoltre di specificare i confini del sottosistema cogenerativo, i riferimenti per i dati di ingresso, la definizione dell'intervallo di calcolo e la valutazione del sistema di accumulo inerziale.

I confini del sottosistema comprendono le unità di cogenerazione e l'eventuale sistema di accumulo inerziale. Gli ausiliari dipendenti, alimentati dal generatore elettrico, sono chiaramente inclusi dal momento che le curve prestazionali ne tengono già conto. I generatori integrativi, nonché gli ausiliari indipendenti, sono considerati inclusi solo se integrati nel sottosistema fornito dal fabbricante, altrimenti vanno considerati a parte.

I dati di ingresso per il calcolo sono:

- *i dati climatici (caricati nel foglio di calcolo Excel e relativi alla norma UNI 10349);*
- *i fabbisogni di energia termica utile per riscaldamento, acqua calda sanitaria e raffrescamento mediante unità ad assorbimento (parte 1 e 3 della norma in esame);*
- *l'intervallo di calcolo (mese);*
- *i dati prestazionali della sezione cogenerativa.*

18.7.5 VERIFICA DEL DIMENSIONAMENTO DEI SISTEMI DI ACCUMULO INERZIALE

Il primo passo da seguire per verificare le caratteristiche del sistema cogenerativo riguarda il sistema di accumulo. Un sistema di accumulo termico inerziale elimina o riduce la necessità di una coincidenza puntuale tra la potenza termica erogata e la richiesta in ingresso al sistema di distribuzione. Le prestazioni nelle effettive condizioni di esercizio saranno quindi influenzate dal corretto dimensionamento di tale sistema.

La specifica fornisce un criterio per dimensionare il sistema di accumulo inerziale e definisce un indice di congruità che verrà calcolato in seguito. Si valutano prima le perdite del sistema di accumulo $Q_{CG,lost,s,mese}$, per la cui procedura si rimanda al capitolo relativo ai sistemi solari termici. Tali perdite andranno ad incrementare il fabbisogno di energia termica richiesto in ingresso alla distribuzione.

Si procede definendo il dimensionamento congruo del sistema di accumulo calcolando la capacità di accumulo termico utile $Q_{CG,s,design}$ in funzione dei fabbisogni di energia termica. Dal momento che l'intervallo di calcolo è il mese, anche tale verifica sarà effettuata sullo stesso periodo. Tenendo inoltre presente che la sezione cogenerativa può essere sottodimensionata rispetto alle richieste medie in ingresso al sistema di distribuzione, il dimensionamento congruo del sistema di accumulo può essere inferiore. Si definisce quindi $Q_{CG,s,design}$ come il minimo tra le seguenti coppie di valori:

- *nella stagione di riscaldamento:*

$$Q_{CG,s,design} = \min \left\{ 0.25 \cdot Q_{H,d,in,avg,giorno} + 0.29 Q_{W,d,in,avg,giorno}; 3h \cdot \sum \phi_{CGi,ter,nom,out} \right\}$$

- *fuori dalla stagione di riscaldamento:*

$$Q_{CG,s,design} = \min \left\{ 0.4 \cdot Q_{C,ass,in,avg,giorno} + 0.29 Q_{W,d,in,avg,giorno}; 4h \cdot \sum \phi_{CGi,ter,nom,out} \right\}$$

Per la verifica occorre tener presente la temperatura di ritorno dalla distribuzione e la temperatura massima in uscita dall'unità di cogenerazione che sono richieste come dati di input nel foglio di calcolo implementato.

$$Q_{CG,s} = \rho \cdot V \cdot c_p \cdot (T_{CG,out,max} - T_{d,out,avg}) / 3600 \quad [kWh]$$

L'indice di congruità α è definito così:

$$\alpha = Q_{CG,s} / Q_{CG,s,design}$$

In base al valore di α si può avere:

- *se $\alpha > 1$ l'accumulo è sovradimensionato ma si assume come congruo;*
- *se $\alpha = 1$ l'accumulo è perfettamente congruo;*
- *se $0 < \alpha < 1$ l'accumulo è presente ma non congruo.*

Dal momento che la richiesta di energia termica è variabile nei diversi periodi di calcolo (mese), l'indice di congruità non potrà essere pari ad uno per tutto l'arco dell'anno quindi, qualora si volesse avere un dimensionamento sempre congruo ($\alpha \geq 1$), esso andrebbe verificato per la richiesta più gravosa.

18.7.6 METODI DI CALCOLO

La specifica tecnica propone due metodi di calcolo che possono essere seguiti in ragione delle diverse condizioni di funzionamento dell'impianto di cogenerazione. In particolare per sezioni dimensionate per funzionare a carico nominale, ossia a punto fisso senza modulazione del carico, si utilizza il metodo detto del "contributo frazionale", mentre per le sezioni la cui potenza termica nominale è maggiore del fabbisogno termico, ovvero funzionanti a carico variabile con modulazione del fattore di carico si propone il metodo detto del "profilo di carico mensile".

18.7.7 METODO DEL CONTRIBUTO FRAZIONALE MENSILE

La sezione cogenerativa, composta da singola unità o da più unità in cascata, deve funzionare a carico nominale, ossia a punto fisso e senza modulazione del carico, con accensione e spegnimento determinate da una regolazione che dipende dal carico termico. Inoltre l'impianto deve essere sprovvisto di by-pass dei fumi e/o di dissipazione. I dati prestazionali del sottosistema di generazione nelle condizioni nominali devono essere quelli forniti dal costruttore eventualmente corretti secondo quanto riportato in seguito.

L'energia termica prodotta su base mensile $Q_{CG,ter,out,mese}$ può essere utilizzata per riscaldamento degli ambienti o post-riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria o come vettore energetico per alimentare un processo di raffrescamento ad assorbimento, ovvero per produzione di acqua refrigerata. L'energia termica utile prodotta complessivamente si determina mediante l'equazione:

$$Q_{CG,ter,out} = X_{H,W,CG} \cdot Q_{H,W,d,in} + X_{C,ass,in} \cdot Q_{C,ass,in} \quad [Wh]$$

dove $Q_{H,W,d,in}$ rappresenta il fabbisogno di energia per riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria e $Q_{C,ass,in}$ quello delle unità ad assorbimento. $X_{C,ass,in}$ è la frazione di energia termica erogata dalla stazione cogenerativa per la produzione di acqua calda destinata alla funzione di vettore energetico per le unità ad assorbimento; solitamente $X_{C,ass,in}$ si assume di valore unitario dal momento che la produzione di acqua refrigerata con sistemi ad assorbimento alimentati da generatori di calore tradizionali a fiamma risulta meno conveniente rispetto ad un'integrazione mediante gruppi frigoriferi a compressione di gas e azionamento elettrico. In altre parole si preferisce alimentare completamente le unità ad assorbimento con cascate termico recuperato dal sistema cogenerativo. $X_{H,W,CG}$ risulta, quindi, la frazione termica residua. Il valore di $X_{H,W,CG}$ viene ricavato come riportato in seguito dopo aver verificato la congruità del sistema di accumulo termico inerziale.

18.7.8 CALCOLO DELLA FRAZIONE COGENERATA

La frazione cogenerata si ricava dalla tabella seguente in funzione della presenza o meno del sistema di accumulo inerziale, del numero di unità in cascata con uguali caratteristiche prestazionali e dal parametro $\beta_{H,W}$ definito come:

$$\beta_{H,W} = \phi_{CG,ter,out,nom} / \left(\frac{Q_{d,in,mese}}{24 \cdot G_{mese}} \right)$$

in cui $Q_{d,in,mese}$ è la potenza nominale complessiva del sistema cogenerativo e G_{mese} sono i giorni del mese considerato.

Contributi frazionali	X_{cg}			
	$\alpha=0$			$\alpha \geq 1$
β	1	2	3	4
$<0,006$	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,600-0,625	0,600	0,600	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,626-0,650	0,605	0,600	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,651-0,700	0,610	0,609	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,701-0,750	0,615	0,615	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,751-0,800	0,62	0,620	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,801-0,900	0,609	0,630	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,901-0,950	0,597	0,640	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,951-1,000	0,480	0,650	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
1,001-1,250	0,285	0,700	0,744	1
1,251-1,500	0,242	0,710	0,751	1,000
1,501-1,750	0,198	0,720	0,757	1,000
1,751-2,000	0,165	0,600	0,764	1,000
2,001-2,500	0,090	0,500	0,770	1,000
2,501-3,000	-	0,400	0,731	1,000
3,001-4,000	-	0,300	0,693	1,000
4,001-5,000	-	0,263	0,654	1,000

5,001-6,000	-	0,227	0,616	1,000
6,001-7,000	-	0,190	0,577	1,000
7,001-8,000	-	-	0,539	1,000
8,001-9,000	-	-	0,500	1,000
>9,000	-	-	-	-

Tabella 98: Contributi frazionali per il calcolo della frazione cogenerata

Per sottosistemi senza accumulo inerziale ($\alpha=0$) si utilizzano le colonne 1, 2 e 3 rispettivamente se la sezione cogenerativa è costituita da 1, 2 o 3 unità di produzione. La colonna 4 si utilizza nel caso sia presente il sistema di accumulo inerziale congruo ($\alpha \geq 1$). Se dalla verifica del dimensionamento del sistema di accumulo esso risulti non congruo si provvede a determinare un contributo frazionale fittizio calcolato come media pesata (con peso l'indice α) come segue:

$$X_{CG} = X_{CG,\alpha=0} \cdot (1 - \alpha) + \alpha \cdot X_{CG,\alpha \geq 1}$$

Tornando al fabbisogno di energia termica per le unità di assorbimento, bisogna conoscere il valore del rendimento medio mensile di tale sistema in modo da poter calcolare l'energia termica, da fornire, dalla richiesta di energia destinata al raffreddamento, ovvero:

$$Q_{HR,ass,in} = Q_{C,ass,in} / \eta_{ass}$$

Il valore del rendimento medio mensile η_{ass} viene fornito dal fabbricante. In alternativa, per assorbitori a bromuro di litio con torre evaporativa per il raffreddamento, la norma propone che il rendimento si possa ottenere dalla relazione seguente:

$$\eta_{ass} = \eta_{ass,base} + C$$

I valori da inserire nella precedente equazione sono riportati nella seguente tabella-.

Valore di base	Valori di C						
	Temperatura ingresso acqua al condensatore [°C]		Temperatura acqua calda [°C]	Temperatura mandata fluido refrigerato [°C]			
	27-29	30-32		7	8-9	10-11	>12
0,5	0,03	0	80-84	0	0,01	0,02	0,04
			85-89	0,5	0,06	0,06	0,07
			90-95	0,1	0,11	0,12	0,13
			>95	0,13	0,14	0,16	0,17

Tabella 99: Fattori per il calcolo del rendimento medio mensile per unità ad assorbimento

18.7.9 FABBISOGNO DI ENERGIA PER LA COMBUSTIONE

Il fabbisogno mensile di energia per la combustione si ricava, noto il rendimento termico nominale $\eta_{ter,CG}$ con la formula:

$$Q_{CG,p,in} = Q_{CG,ter,out} / \eta_{CG,ter}$$

Analogamente la produzione di energia elettrica può essere ottenuta conoscendo il rendimento elettrico netto nominale $\eta_{CG,el}$ della sezione cogenerativa:

$$Q_{CG,el,out} = Q_{CG,p,in} \cdot \eta_{CG,el}$$

Dal momento che, per la procedura di calcolo fin qui descritta, si ipotizza un funzionamento a carico nominale della stazione cogenerativa, sarà richiesta, per soddisfare l'intero fabbisogno energetico, un'integrazione mediante altri generatori di calore non preferenziali. Il fabbisogno

residuo si ottiene ovviamente come differenza tra richiesta dell'utenza e energia fornita dal sistema cogenerativo, ovvero:

$$Q_{gn,nopref,out} = Q_{H,d,in} + Q_{W,d,in} + Q_{C,d,in} - Q_{CG,gen,out}$$

Si possono adesso calcolare le prestazioni su base annua, che saranno date la somma dei singoli contributi mensili.

$$Q_{CG,ter,out,anno} = \sum Q_{CG,ter,out,mese} \quad [Wh]$$

$$Q_{CG,el,out,anno} = \sum Q_{CG,el,out,mese} \quad [Wh]$$

$$Q_{CG,p,in,anno} = \sum Q_{CG,p,in,mese} \quad [Wh]$$

Così come visto nelle precedenti equazioni si possono ottenere i fabbisogni annui che devono essere soddisfatti da parte dei sistemi di integrazione non cogenerativa.

18.7.10 METODO DEL PROFILO DEL GIORNO MENSILE

Le ipotesi per poter applicare questo metodo di calcolo sono:

- *Sezione cogenerativa che lavori seguendo il carico termico richiesto;*
- *Assenza di dissipazione di calore ad eccezione del by-pass sul recupero fumi;*
- *Conoscenza delle prestazioni delle unità di cogenerazione in funzione del fattore di carico (potenza termica, elettrica e primaria dalla potenza nominale alla minima possibile), delle temperature di ingresso ed uscita dell'acqua di raffreddamento e dati climatici dell'ambiente di riferimento.*

18.7.11 DETERMINAZIONE DEL PROFILO DI CARICO DEL GIORNO TIPO MENSILE

Il primo passo per implementare la procedura di calcolo è quello di determinare, per ciascun intervallo di calcolo (mese), la quantità di energia richiesta nel giorno tipo del mese di riferimento in ingresso al sistema di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria. Si ipotizza di avere una richiesta media costante nel mese pari quindi al rapporto tra il fabbisogno totale del singolo servizio e i giorni dello stesso.

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{H,d,in,avg,giorno} = Q_{H,d,in,mese}/G \quad [Wh] \\ Q_{W,d,in,avg,giorno} = Q_{W,d,in,mese}/G \quad [Wh] \\ Q_{C,d,in,avg,giorno} = Q_{C,d,in,mese}/G \quad [Wh] \end{array} \right.$$

Dove ricordiamo che i pedici H, W e C stanno per Heat (riscaldamento), Water (acqua calda sanitaria) e Cold (raffrescamento), mentre G rappresenta il numero di giorni del mese considerato.

Avendo questi dati in ingresso è possibile calcolare, mediante la procedura di seguito proposta, l'andamento orario del carico, ovvero la distribuzione della richiesta nell'arco delle ventiquattro ore di un giorno tipo mensile. In funzionamento invernale, si utilizzano i valori medi di temperatura e l'escursione termica secondo i dati forniti dalla norma UNI 10349. Da questi si ottiene il valore della temperatura media oraria mensile con la seguente formula:

$$\vartheta_{h,mese} = \vartheta_{avg,mese} + p_{h,mese} \cdot \Delta\vartheta_{mese}$$

In cui $p_{h,mese}$ è un coefficiente fornito dalla norma e variabile ogni mese in funzione dell'ora. Tali tabelle sono state caricate nel foglio di calcolo Excel per le provincie siciliane.

A questo punto si calcola la differenza tra la temperatura minima di accensione degli impianti di riscaldamento (posta a 17°C) e la temperatura media oraria.

La distribuzione oraria del fabbisogno di energia termica sarà direttamente proporzionale a questa differenza di temperatura. Si riporta di seguito un esempio di calcolo di tale profilo giornaliero per il mese di Gennaio per la provincia di Siracusa.

Si suppone un fabbisogno di energia termica destinata al riscaldamento pari a 41.000 kWh/mese, ovvero (per la prima delle precedenti equazioni) pari a 1322,58 kWh/giorno.

<i>h</i>	$\vartheta_{h,mese}$	$\rho_{H,mese}$	$ 17^{\circ}\text{C}-\vartheta_{h,mese} $	$\varphi_{H,d,in,h}/$ $Q_{H,d,in,avg,giorno}$	$\varphi_{H,d,in,h}$
1	9,275	-0,23	7,725	5,36%	70,95
2	9,05	-0,26	7,95	5,52%	73,02
3	8,9	-0,28	8,1	5,63%	74,40
4	8,675	-0,31	8,325	5,78%	76,46
5	8,525	-0,33	8,475	5,89%	77,84
6	8,375	-0,35	8,625	5,99%	79,22
7	8,225	-0,37	8,775	6,09%	80,59
8	8,375	-0,35	8,625	5,99%	79,22
9	8,9	-0,28	8,1	5,63%	74,40
<i>h</i>	$\vartheta_{h,mese}$	$\rho_{H,mese}$	$ 17^{\circ}\text{C}-\vartheta_{h,mese} $	$\varphi_{H,d,in,h}/$ $Q_{H,d,in,avg,giorno}$	$\varphi_{H,d,in,h}$ [kW]
10	9,725	-0,17	7,275	5,05%	66,82
11	11,075	0,01	5,925	4,11%	54,42
12	12,425	0,19	4,575	3,18%	42,02
13	14,225	0,43	2,775	1,93%	25,49
14	15,275	0,57	1,725	1,20%	15,84
15	15,575	0,61	1,425	0,99%	13,09
16	15,425	0,59	1,575	1,09%	14,47
17	14,75	0,5	2,25	1,56%	20,67
18	13,775	0,37	3,225	2,24%	29,62
19	12,35	0,18	4,65	3,23%	42,71
20	11,15	0,02	5,85	4,06%	53,73
21	10,55	-0,06	6,45	4,48%	59,24
22	10,1	-0,12	6,9	4,79%	63,37
23	9,8	-0,16	7,2	5,00%	66,13
24	9,5	-0,2	7,5	5,21%	68,88
<i>Totale</i>			144	100,00%	1322,58

Tabella 100: Esempio di calcolo della distribuzione del fabbisogno per riscaldamento

Come si può notare anche dal grafico 7.2 riportato di seguito, l'andamento della potenza termica richiesta varia in funzione della temperatura esterna, con il minimo nelle ore più calde della giornata e il massimo nelle ore notturne.

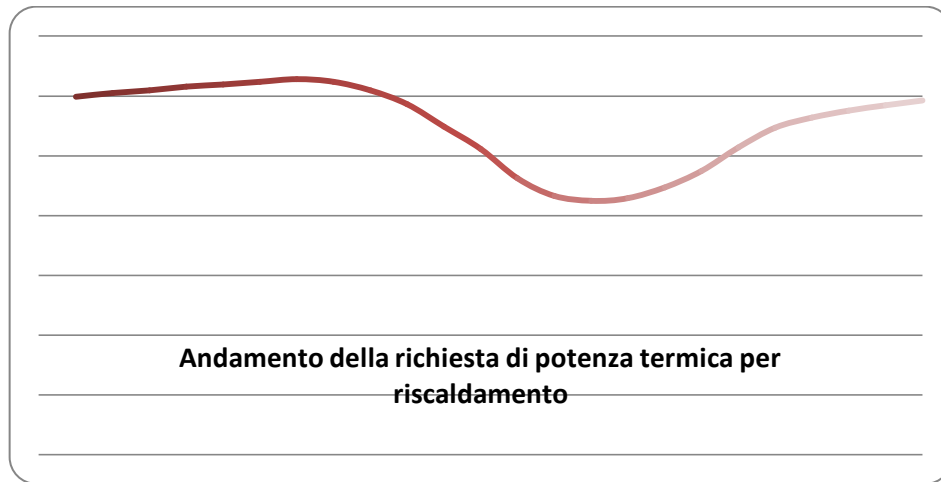


Figura 250: Andamento della richiesta di potenza termica per riscaldamento nel mese di Gennaio

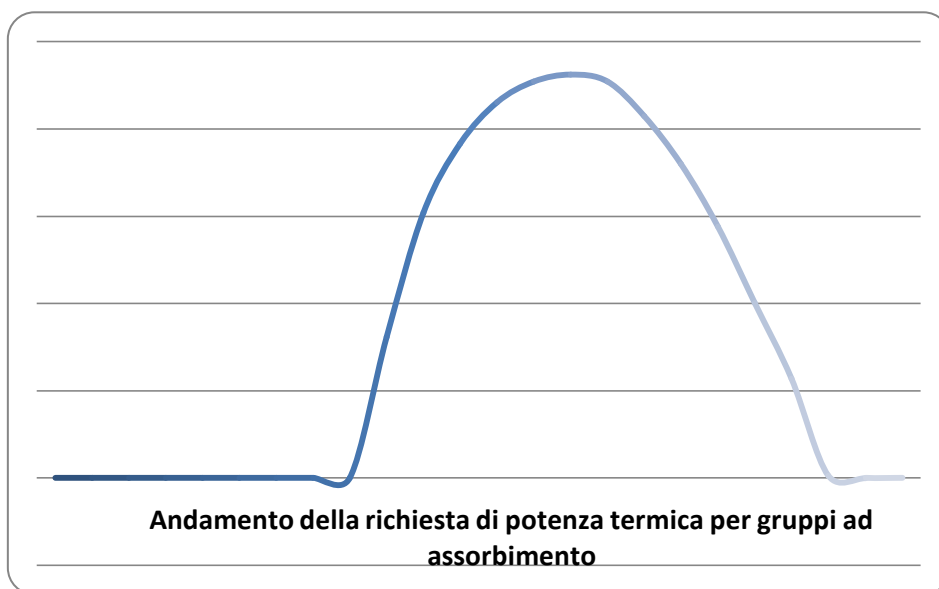


Figura 251: Andamento della richiesta di potenza termica per raffrescamento nel mese di Luglio

Allo stesso modo si procede per il calcolo del profilo giornaliero per raffrescamento di cui si riporta il grafico relativo all'andamento della richiesta di potenza termica destinata ad alimentare le unità ad assorbimento. La temperatura di riferimento è di 23°C e si considera un fabbisogno di 25.000 kWh nella città di Enna nel mese di Luglio.

Infine l'andamento del fabbisogno giornaliero di energia termica per la produzione di acqua calda sanitaria è stato supposto, come segue, non essendo dipendente dalle condizioni climatiche esterne ma solo dalle attività degli utilizzatori nell'arco della giornata.

Mediante tale procedura è quindi possibile determinare l'andamento orario della potenza termica complessiva richiesta all'ingresso del sistema di distribuzione nel giorno tipo del mese:

$$\phi_{d,in,h} = \phi_{H,d,in,h} + \phi_{W,d,in,h} + \phi_{C,d,in,h}$$

Nota la potenza nominale dell'impianto è così possibile conoscere il corrispondente fattore di carico orario e quindi, mediante interpolazione lineare dei dati prestazionali, ottenere la potenza termica che la sezione cogenerativa deve fornire.

Prima di poter calcolare la produzione termica, elettrica e i corrispondenti fabbisogni di energia primaria in ingresso, si espone la procedura che permette di ottenere le curve prestazionali, qualora si fosse a disposizione dei soli dati nominali del sistema cogenerativo.

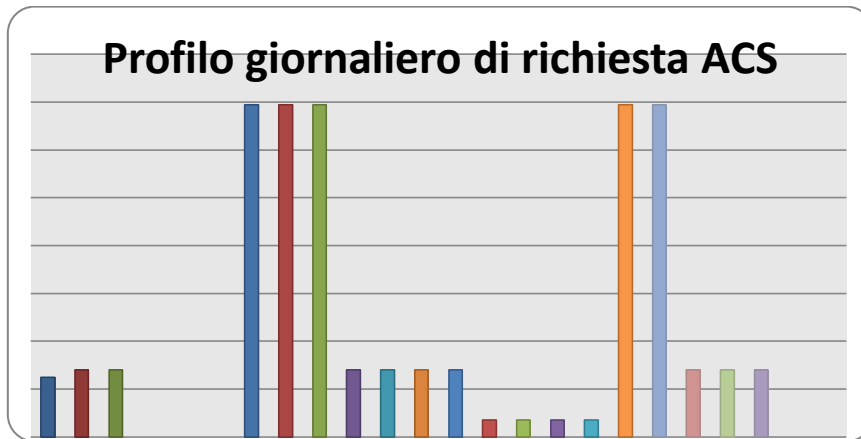


Figura 252: Andamento della richiesta di acqua calda sanitaria

18.7.12 CURVE PRESTAZIONALI STANDARD

Nel caso in cui non siano disponibili i dati a carico parziale della macchina motrice della sezione cogenerativa, ma solo i dati relativi alle condizioni nominali, è possibile costruire le curve prestazionali mediante le seguenti formule:

$$\phi_{CG,el,out} = FC_{el} \cdot \phi_{CG,el,nom}$$

$$\phi_{CG,p,in} = \delta \cdot \phi_{CG,p,nom}$$

$$\phi_{CG,term,out} = \phi_{CG,p,nom} \cdot \gamma \cdot \delta \cdot (\eta_{el,nom} + \eta_{term,nom}) \cdot \phi_{CG,el,out}$$

Con i coefficienti δ e γ tabellati in funzione del fattore elettrico e del tipo di motore.

Curve prestazionali standard M.C.I.			Curve prestazionali standard Turbogas	
FC_{el}	γ	δ	γ	δ
1,000	1	1	1	1
0,900	1,011	0,929	0,991	0,929
0,800	1	0,881	0,988	0,881
0,700	0,992	0,832	0,986	0,876
0,600	0,991	0,774	0,983	0,86
0,500	0,991	0,716	0,981	0,843
0,400	0,988	0,664	0,931	0,83
0,300	0,986	0,592	0,881	0,789
0,200	0,983	0,486	0,831	0,694
0,100	0,981	0,317	-	-

Tabella 101: Curve prestazionali standard per motori a combustione interna e turbogas a compressore centrifugo

Si deve precisare che tale metodo è utilizzabile per unità cogenerative con potenza elettrica nominale non superiore a 100kW.

Con il grafico seguente si riporta l'esempio di calcolo di un sistema costituito da un motore a combustione interna caratterizzato da una potenza termica nominale $\phi_{CG,ter,nom}$ di 30kW con sistema di recupero del calore su olio, acqua e fumi di scarico. I rendimenti sono $\eta_{el,nom} = 29\%$ e $\eta_{term,nom} = 56\%$

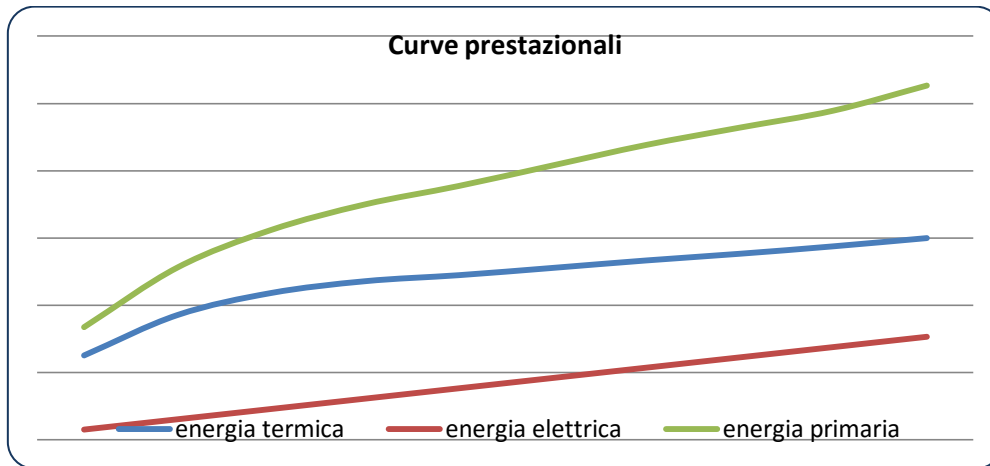


Figura 253: Esempio di calcolo di curve prestazionali da formulazione standard

Si è adesso in grado di affrontare il calcolo della produzione termica, elettrica e i fabbisogni mensili applicati alla sezione cogenerativa utilizzando due procedure, descritte nei paragrafi che seguono, in funzione della presenza o meno del sistema di accumulo termico inerziale.

18.7.13 SISTEMI SENZA ACCUMULO TERMICO INERZIALE

In questo caso si ricorre ai profili orari, calcolati al par.7.6.5, in quanto è necessaria una coincidenza puntuale tra richiesta di fabbisogno ed erogazione di potenza. Si distinguono i casi di sottostazione con unica unità cogenerativa e sistemi multipli.

- *Sottosistemi con unica unità cogenerativa.*

Per ognuno dei 24 intervalli orari si determina il fattore di carico termico:

$$FC_{term,h} = \phi_{d,in,h} / \phi_{CG,ter,nom}$$

Con il campo di modulazione variabile tra 1 e il fattore di carico minimo.

Si possono quindi presentare i seguenti casi:

$$FC_{term,min} < \phi_{d,in,h} / \phi_{CG,ter,nom} < 1$$

In questo caso si procede interpolando linearmente sulle curve prestazionali per ricavare le potenze istantanee relative al $FC_{ter,h}$

$$\phi_{CG,ter,out,h}; \phi_{CG,el,out,h}; \phi_{CG,p,in,h}$$

$$\phi_{d,in,h} / \phi_{CG,ter,nom} < FC_{term,min}$$

Ovvero il fattore di carico è inferiore al minimo ammissibile per l'unità di cogenerazione; essendo sprovvisto di sistema di accumulo, l'unità risulta disattivata.

$$FC_{ter,h} = \phi_{CG,ter,out,h} = \phi_{CG,el,out,h} = \phi_{CG,p,in,h} = 0$$

$$\phi_{d,in,h} / \phi_{CG,ter,nom} > 1$$

L'unità funziona a carico nominale $FC_{ter,h} = 1$ e si rende necessario il funzionamento dei generatori integrativi.

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_{CG,ter,out,h} = \phi_{CG,ter,out,nom} \\ \phi_{CG,el,out,h} = \phi_{CG,el,out,nom} \end{array} \right.$$

$$\phi_{CG,p,in,h} = \phi_{CG,p,in,nom}$$

Sottosistemi multipli

Questo tipo di sistema prevede più unità cogenerative (che chiameremo CG1,CG2,..CGn) collegate allo stesso circuito idraulico, provviste di regolazione comune che ripartisce il carico con un ordine di priorità stabilito.

In questo modo si cerca di ottimizzare il funzionamento dell'intera sezione soprattutto per forti regimi di parzializzazione.

Nel caso in cui tutti i generatori siano di uguale potenza $\phi_{CG,ten,out,nom}$ si può ricavare il numero di essi funzionanti in regime nominale, ovvero:

$$N_{CG,on} = int(\phi_{d,in,h} / \phi_{CG,ter,nom})$$

con $N_{CG,on}$ naturalmente compreso tra 0 e $N_{CG,tot}$ (numero totale di unità cogenerative installate).

Se invece le unità cogenerative sono di potenza nominale differente, il numero di unità in funzione si deve determinare per ogni intervallo orario tenendo conto dell'ordine di priorità stabilito. Come nel caso di singola unità si possono presentare le seguenti condizioni di funzionamento:

$$\phi_{d,in,h} < \phi_{CG1,term,min}$$

In questo caso $N_{CG,on} = 0$ e tutto il fabbisogno termico (se diverso da zero) dovrà essere fornito mediante i generatori integrativi non cogenerativi.

$$\phi_{d,in,h} \geq \sum \phi_{CGi,term,nom}$$

La richiesta in ingresso al sistema di distribuzione risulta superiore alla potenza nominale complessiva del sistema di cogenerazione.

$N_{CG,on} = N_{CG,tot}$ ossia tutte le unità sono funzionanti al carico nominale e l'eventuale quota di fabbisogno termico in eccesso dovrà essere integrato da altri generatori di calore.

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_{CG,ter,out,h} = \sum \phi_{CGi,ter,out,nom} \\ \phi_{CG,el,out,h} = \sum \phi_{CGi,el,out,nom} \\ \phi_{CG,p,in,h} = \sum \phi_{CGi,p,in,nom} \\ FC_{CGn,ter,min} \leq \phi_{d,in,h} - \sum \phi_{CGi,term,nom} \leq FC_{CGn,ter,nom} \end{array} \right.$$

Per $i=1,2...n-1$

Questo rappresenta il caso intermedio in cui l'n-esima unità di cogenerazione lavora a carico parziale (variabile tra FC_{min} e 1) mentre le precedenti (n-1) lavorano in condizioni nominali.

$$\phi_{CG,ter,out,h} = \sum \phi_{CGi,ter,out,nom} + \phi_{CGn,ter,out,h}$$

$$\phi_{CG,el,out,h} = \sum \phi_{CGi,el,out,nom} + \phi_{CGn,el,out,h}$$

$$\phi_{CG,p,in,h} = \sum \phi_{CGi,p,in,nom} + \phi_{CGn,p,in,h}$$

Nel caso in cui anche l'n-esima unità lavorasse a fattore di carico unitario e la potenza termica richiesta non fosse ancora soddisfatta, la quota parte mancante dovrà essere fornita da generatori integrativi.

E' adesso possibile calcolare le quantità di energia prodotte e consumata dalla sezione cogenerativa nell'intervallo di calcolo considerato.

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{CG,ter,out,mese} = G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,ter,out,h} \\ Q_{CG,el,out,mese} = G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,el,out,h} \\ Q_{CG,p,in,mese} = G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,p,in,h} \end{array} \right.$$

Dove le sommatorie sono estese alle 24 ore di funzionamento del giorno tipo mese e la potenza termica oraria è quella cumulativa di tutte le unità costituenti la sezione cogenerativa.

18.7.14 SISTEMI CON ACCUMULO TERMICO INERZIALE

In questo caso la procedura di calcolo dell'energia termica, elettrica e di quella primaria in ingresso al sistema cogenerativo si basa sull'ipotesi che il fattore di carico dell'unità (o delle unità) sia costante nell'arco delle 24 ore. Non è più quindi necessario utilizzare le distribuzioni del giorno tipo mensile visto nel paragrafo precedente, ma si fa riferimento a richieste medie costanti per tutti i giorni del mese.

Se siamo in presenza di una sola unità di cogenerazione fornita di sistema di accumulo inerziale congruo ($\alpha \geq 1$), il fattore di carico per ciascun periodo di calcolo è quindi:

$$FC_{ter,mese} \leq \phi_{d,in,avg,mese} / \phi_{CG,term,out,nom}$$

Si possono presentare i seguenti casi:

$$FC_{ter,min} < \phi_{d,in,avg,mese} / \phi_{CG,term,out,nom} < 1$$

La macchina si trova a funzionare in regime parzializzato. Le potenze vanno ricavate per interpolazione lineare dai dati forniti dal fabbricante o da quelli ricavati mediante le curve prestazionali standard.

L'energia termica ed elettrica, oltre al fabbisogno della sezione si calcolano quindi con le formule seguenti:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{CG,ter,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \phi_{CG,ter,out,mese} \\ Q_{CG,p,in,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \phi_{CG,p,in,mese} \\ Q_{CG,el,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \phi_{CG,el,out,mese} \\ \phi_{d,in,avg,mese} / \phi_{CG,term,out,nom} < FC_{ter,min} \end{array} \right.$$

In questo caso l'unità riesce, grazie alla presenza dell'accumulo congruo, a soddisfare la richiesta di potenza termica, pur lavorando in regime di forte parzializzazione e soprattutto in modo intermittente. Si tiene conto dei transitori di avviamento e arresto con un coefficiente correttivo k che incrementa il fabbisogno di energia primaria in ingresso.

$$Q_{CG,ter,out,mese} = \phi_{d,in,mese}$$

$$Q_{CG,p,in,mese} = Q_{d,in,mese} \cdot (1 + k) \cdot \phi_{CG,p,in,min} / \phi_{CG,ter,out,min}$$

$$Q_{CG,el,out,mese} = Q_{d,in,mese} \cdot \phi_{CG,el,out,min} / \phi_{CG,ter,out,min}$$

Con k definito dalla seguente relazione:

$$K = 0,005 \cdot \left(\frac{\phi_{CG,ter,out,min}}{\phi_{d,in,avg}} - 1 \right) = 0,005 \cdot \left(\frac{FC_{ter,min}}{FC_{ter,mese}} - 1 \right)$$

$$\phi_{d,in,avg,mese} / \phi_{CG,term,out,nom} > 1$$

In questo caso lavorando in condizioni nominali si calcolano le potenze medie mensili come visto nelle equazioni precedenti.

Quando sono presenti più unità di cogenerazione si utilizza la seguente procedura.

Nel caso in cui siano installate n unità cogenerative uguali (CG1=CG2=...=CGn) si determina il numero di unità funzionanti a regime nominale:

$$N_{CG,on} = int(\phi_{d,in,avg,mese} / \phi_{CGn,ter,nom})$$

Se la potenza media richiesta è compresa tra la minima ammissibile e la nominale dell'unità con priorità più alta, quest'ultima sarà l'unica a funzionare con potenze istantanee che si ottengono per interpolazione lineare dei dati prestazionali.

Qualora invece la potenza media richiesta sia inferiore al minimo erogabile dalla prima unità cogenerativa si procede, come già visto, correggendo opportunamente il consumo di energia primaria con le formule indicate. Per potenza media richiesta dal sottosistema di distribuzione maggiore o uguale alla potenza nominale complessiva della sezione multipla, tutte le unità si trovano a funzionare in condizioni nominali, ovvero:

$$N_{CG,on} = N_{CG,tot} ; \phi_{d,in,avg,mese} = \sum \phi_{CGi,ter,nom}$$

L'eventuale surplus di potenza termica deve essere fornito da altri sistemi di generazione. L'energia termica, elettrica e primaria si calcolano analogamente a quanto visto nelle precedenti equazioni:

$$Q_{CG,ter,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,ter,nom}$$

$$Q_{CG,p,in,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,p,nom}$$

$$Q_{CG,el,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,el,nom}$$

Infine può presentarsi il caso intermedio, ovvero che la potenza richiesta dal sistema di distribuzione sia compresa tra la potenza nominale delle prime (n-1) unità e la potenza termica totale della sezione cogenerativa. Le prime (n-1) unità funzionano in condizioni nominali, mentre l'unità n-esima si può trovare a funzionare con fattore di carico compreso tra il minimo e quello nominale oppure può trovarsi a funzionare in modo intermittente al minimo fattore di carico possibile. Nel primo caso, con il fattore di carico FC_{mese} , si possono determinare, sempre tramite interpolazione lineare sulle curve prestazionali, le potenze istantanee.

$$(\phi_{d,in,avg,mese} - \sum \phi_{CGi,ter,nom}) / \phi_{CGn,ter,nom} \geq FC_{CGn,ter,min}$$

$$\phi_{CG,ter,out,mese} ; \phi_{CG,el,out,mese} ; \phi_{CG,p,in,mese}$$

Da cui il contributo totale mensile della sezione risulta:

$$\phi_{CG,ter,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot (\sum \phi_{CGi,ter,out,nom} + \phi_{CGn,ter,mese})$$

$$\phi_{CG,el,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot (\sum \phi_{CGi,el,out,nom} + \phi_{CGn,el,mese})$$

$$\phi_{CG,p,in,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot (\sum \phi_{CGi,p,in,nom} + \phi_{CGn,p,in,mese})$$

Con l'indice $i=1,2,\dots,n-1$. Nel secondo caso, invece, si corregge, come già visto per singola unità, con un coefficiente k , l'energia primaria in ingresso.

$$(\phi_{d,in,avg,mese} - \sum \phi_{CGi,ter,nom}) / \phi_{CGn,ter,nom} < FC_{CGn,ter,min}$$

Da cui si determina il contributo dell'ennesima unità:

$$Q_{CG,ter,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot (\phi_{d,in,avg,mese} - \sum \phi_{CGi,ter,nom})$$

$$Q_{CG,p,in,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot (\phi_{d,in,avg,mese} - \sum \phi_{CGi,ter,nom}) \cdot (1 + k) \cdot \phi_{CGi,p,in,min} / \phi_{CGi,ter,nom}$$

$$Q_{CG,el,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \phi_{CG,el,out,mese}$$

$$k = 0,005 \cdot \left(\frac{\phi_{CG,ter,out,min}}{\phi_{d,in,avg,mese} - \sum \phi_{CGi,ter,nom}} - 1 \right)$$

Infine l'energia totale mensile generata dalla sezione sarà la somma dei singoli contributi calcolati come fin qui descritto.

18.7.15 SOTTOSISTEMI CON ACCUMULO INERZIALE NON CONGRUO

Se il fattore α , calcolato secondo quanto descritto al paragrafo 7.6, risulta compreso tra 0 e 1, si calcolano le energie termica, elettrica e primaria con le seguenti formule:

$$Q_{CG,ter,out,mese} = Q_{CG,ter,out,mese,\alpha=0} \cdot (1 - \alpha) + \alpha \cdot Q_{CG,ter,out,mese,\alpha \geq 1}$$

$$Q_{CG,p,in,mese} = Q_{CG,p,in,mese,\alpha=0} \cdot (1 - \alpha) + \alpha \cdot Q_{CG,p,in,mese,\alpha \geq 1}$$

$$Q_{CG,el,out,mese} = Q_{CG,el,out,mese,\alpha=0} \cdot (1 - \alpha) + \alpha \cdot Q_{CG,el,out,mese,\alpha \geq 1}$$

nelle quali bisogna conoscere le energie termica, elettrica e primaria in caso di accumulo congruo (indicate con il pedice $\alpha=1$) e in caso di assenza dello stesso ($\alpha=0$).

18.7.16 ESEMPIO DI CALCOLO

Di seguito si riportano delle figure relative al foglio di calcolo in Excel, in cui si è supposto di installare una sezione cogenerativa multipla, nella provincia di Catania, costituita da 3 motori.

Cogenerazione

Uni 11300 parte 4

Celle di input
 Celle di output N.B. Non forzare
 Menù di selezione a discesa

Località di installazione

Tipo di sistema

	[kW]	Rendimento termico	Rendimento elettrico	Tipo di motore	
Numero di unità cogenerative <input type="text" value="3"/>	CG1	20	57%	27%	turbina a gas
	CG2	20	57%	27%	combustione interni
	CG3	15	57%	27%	combustione interni

Accumulo inerziale

COMPILARE CAMPI SOTTOSTANTI												
Presenza di accumulo termico inerziale	Capacità						Temperatura max di mandata		Temperatura media di ritorno			
<input type="text" value="Si"/>	<input type="text" value="4500"/> [litri]						<input type="text" value="80"/> [°C]		<input type="text" value="45"/> [°C]			
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre
Indice di congruità α	1,10	1,10	1,10	10,16	10,12	10,16	10,12	10,12	10,16	10,12	10,16	1,10
	congruo	congruo	congruo	congruo	congruo	congruo	congruo	congruo	congruo	congruo	congruo	congruo

Figura 254: Layout relativo ai dati di input del foglio Excel

Il primo è una turbina a gas della potenza nominale di 20 kW. Il secondo e il terzo sono due motori a combustione interna rispettivamente di 20kW e 15 kW. I dati relativi ai rendimenti di tali macchine sono riportati in Figura 254.

È anche prevista la presenza del sistema di accumulo inerziale scelto in modo che il suo dimensionamento risulti congruo in riferimento ai fabbisogni di energia termica che vanno imposti come mostrato in figura.

Fabbisogni													
Consumi Utenza													
Riscaldamento													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	40.000,00	38.000,00	28.000,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	40.000,00	130.000,00
Acqua calda sanitaria													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	1.910,00	1.720,00	1.910,00	1.640,00	1.910,00	1.640,00	1.910,00	1.910,00	1.840,00	1.910,00	1.840,00	1.910,00	22.450,00
Raffrescamento													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	20.000,00	30.000,00	30.000,00	15.000,00	0,00	0,00	0,00	95.000,00

Figura 255: Layout relativo ai fabbisogni da inserire nel foglio Excel

Come si può vedere si è supposto un fabbisogno di energia termica proporzionale ai giorni del mese considerato, un periodo di riscaldamento conforme alle prescrizioni riguardanti la zona B, in cui si trova la provincia di Catania e raffrescamento limitato ai mesi in cui si riscontra una temperatura media giornaliera superiore al minimo di 23°C.

Di seguito si riportano le producibilità elettrica e termica della stazione cogenerativa e il relativo fabbisogno di energia primaria in forma numerica e in forma grafica.

Risultati in presenza di accumulo inerziale													
Produttività termica mensile in presenza di accumulo termico inerziale													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	40.920,00	34.969,88	26.786,05	6.785,87	7.029,39	34.292,14	40.920,00	40.920,00	26.672,76	7.029,39	6.785,87	40.920,00	314.031,35

Fabbisogno mensile in presenza di accumulo termico inerziale													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	72.255,64	60.058,39	44.888,76	9.358,57	9.696,68	58.559,40	72.255,64	72.255,64	45.267,97	9.696,68	9.358,57	72.255,64	535.907,57

Produttività elettrica mensile in presenza di accumulo termico inerziale													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	19.721,59	15.330,95	10.716,86	913,43	948,18	14.732,93	19.721,59	19.721,59	11.241,28	948,18	913,43	19.721,59	134.631,53

Figura 256: Layout relativo ai risultati forniti dal foglio Excel

In particolare il grafico di figura riporta la produzione mensile di energia termica ripartita nei tre cogeneratori confrontata con la richiesta complessiva della medesima energia.

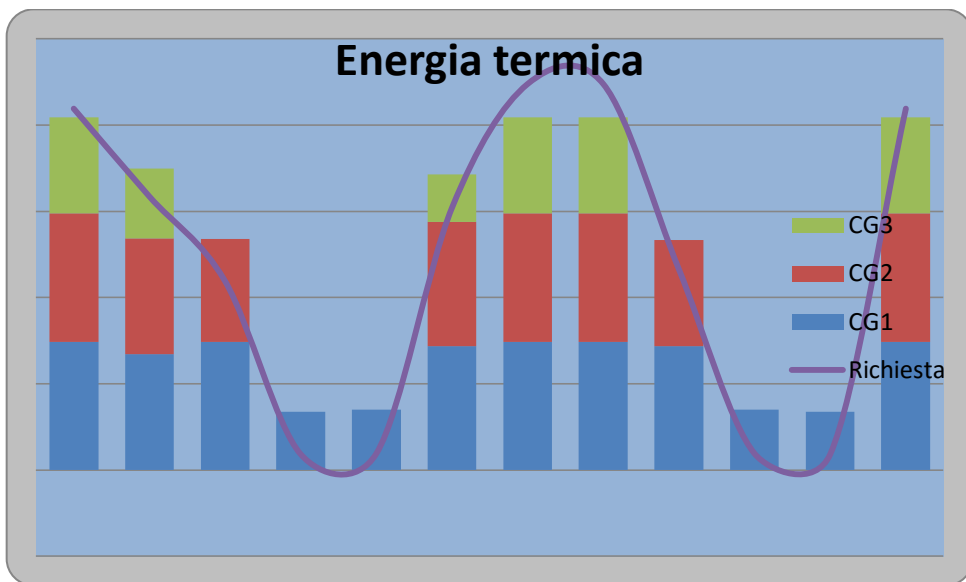


Figura 257: Grafico della produzione di energia termica delle unità cogenerative

18.8 OSSERVAZIONI SULLA UNI TS 11300/4

Per l'applicazione e la verifica delle metodologie di calcolo proposte dalla norma Uni 11300 parte 4 si è scelto di utilizzare il foglio di calcolo Excel per le caratteristiche che offre. In particolare si è cercato di privilegiare:

- una generale trasparenza degli algoritmi di calcolo e delle sequenze operative utilizzate;
- la possibilità, in genere, di sapere cosa succede (how if) cambiando uno o più dati di calcolo in maniera semplice.

L'uso di questo foglio elettronico, molto diffuso e quindi ampiamente conosciuto, è in grado di fornire un feeling maggiore perché l'utente conosce bene tutte le relazioni utilizzate, le loro interconnessioni e i loro effetti.

In definitiva l'uso del foglio Excel richiede una maggiore attenzione e fatica, dal momento che è possibile modificarlo in ogni sua parte, ma garantisce una consapevolezza assoluta dei risultati finali perché una relazione di calcolo può essere verificata, controllata e se ritenuto opportuno corretta.

L'applicazione dei metodi di calcolo tramite il foglio Excel ha permesso, quindi, di implementare le varie procedure assegnando alle celle di controllo le diverse configurazioni impiantistiche contemplate. In questo modo è possibile, modificando il contenuto di tali celle, raggiungere i seguenti scopi:

- - *valutare le prestazioni energetiche di varie alternative impiantistiche, potendo confrontarne la fattibilità;*
- - *valutare il rispetto degli obiettivi energetici imposti dalle norme stesse;*
- - *valutare il risparmio di energia conseguibile utilizzando energie rinnovabili piuttosto che metodi di generazione tradizionali a fonti fossili.*

Tuttavia, nell'implementare i calcoli previsti per ciascuna tipologia di fonte rinnovabile (o metodi di generazione ad alta efficienza), si sono riscontrate le seguenti problematiche, riguardanti sia i metodi di calcolo che le ipotesi su cui essi si fondano.

18.8.1 SOLARE TERMICO

Il calcolo della produzione di energia termica per impianti solari termici viene effettuata, come descritto in precedenza, mediante il metodo **f-chart**. Con tale metodo si determina la frazione solare:

$$f = (aY + bX + cY^2 + dX^2 + eY^3 + fX^3)$$

la quale, moltiplicata per il fabbisogno applicato all'impianto solare termico, fornisce la produzione nel periodo di calcolo considerato.

La norma tuttavia omette di specificare che il metodo *f-chart* opera secondo delle ipotesi riguardanti il volume dell'accumulo termico, che devono essere rispettate nel momento in cui si valuta la frazione solare *f*.

Se queste ipotesi non sono verificate si può ancora applicare il metodo, apportando però delle correzioni ai valori della *X*, che la norma non prevede.

In particolare, il metodo stabilisce che il volume dell'accumulo riferito all'unità di superficie captante, sia pari a 75 kg/m^2 .

Per i sistemi a liquido, gli unici di cui la norma si occupa, se il serbatoio di accumulo ha un volume specifico M_{sp} differente, ma in ogni caso compreso tra 35.5 e 300 kg/m^2 , si dovrà correggere il valore della *X* secondo la seguente relazione:

$$X_c = X \cdot \left(\frac{M_{sp}}{75}\right)^{-0.25}$$

Inoltre i valori di *X* e *Y* hanno dei campi di validità ben definiti che riducono notevolmente l'applicabilità del metodo per diverse configurazioni impiantistiche.

Si ritiene che si possano effettuare calcoli più affidabili utilizzando le relazioni usuali per la valutazione dell'energia utile dei collettori solari, ad esempio utilizzando la relazione di Hottel - Whillier - Bliss e programmi di simulazione che utilizzano un modello in chiaro basato sui bilanci energetici, anche in regime transitorio, come ad esempio TRNSY o equivalente.

18.8.2 POMPE DI CALORE

Per il calcolo della copertura del fabbisogno di acqua calda sanitaria mediante pompe di calore che attingono dall'aria esterna, il calcolo della producibilità viene fatto supponendo un consumo costante nell'arco della giornata e verificando per ciascun Bin (e quindi per le temperature corrispondenti della sorgente fredda) le prestazioni della macchina. È ragionevole pensare, invece, visto che la distribuzione giornaliera del fabbisogno di acqua calda sanitaria si possa ritenere tutt'altro che costante, questa "*media pesata*" delle prestazioni in funzione dei Bin non del tutto corretta.

Supponendo infatti una distribuzione oraria specifica del fabbisogno di acqua calda sanitaria, come visto ad esempio nel paragrafo sulla cogenerazione, andrebbe dato maggior "peso" alle ore di effettivo consumo, con conseguente riproporzionamento dei Bin mensili e dell'effettiva produzione della macchina.

Per quanto riguarda il metodo di calcolo proposto per pompe di calore che debbano soddisfare la richiesta di energia termica per riscaldamento, il parametro definito come gradi-ora distribuisce la richiesta di energia termica proporzionalmente alla differenza di temperatura tra esterno ed interno (temperatura di progetto).

Anche in questo caso, tale distribuzione suppone un funzionamento continuo della pompa di calore, ovvero una richiesta costante (e quindi l'accensione continua dell'impianto di riscaldamento degli ambienti serviti) che non coincide, in generale, con i tempi di accensione di un impianto di riscaldamento.

Infatti la norma propone, per la zona B (in cui si sono ipotizzati i calcoli del presente elaborato), un periodo di accensione di massimo 8 ore al giorno che possono essere distribuite con molte possibilità a cui corrispondono diverse condizioni esterne.

Andrebbe quindi fornito un metodo di calcolo basato sulla valutazione delle prestazioni relative alle effettive ore di funzionamento dell'impianto.

In alternativa, la conoscenza dei dati di temperatura e irradiazione solare come medie orarie (dati tra l'altro disponibili) anziché di dati medi mensili, permetterebbe di confrontare direttamente questi con i profili di richieste dei vari servizi ottenendo le effettive prestazioni della pompa di calore per qualsivoglia intervallo di calcolo.

18.8.3 TELERISCALDAMENTO

Le perdite di energia termica della sottostazione di scambio, se non si conosce il coefficiente di perdita k_{ss} [W/K], possono essere calcolate secondo un metodo sperimentale proposto e cioè come una percentuale della potenza nominale della stazione di scambio stessa. Tali perdite tuttavia risultano inferiori all'1% che per uno scambiatore di calore, di solito molto grande, collocato all'esterno, sembrano un po' sottostimate.

18.8.4 COGENERAZIONE

Come per le pompe di calore, anche in questo caso, la distribuzione del fabbisogno di energia termica viene ripartito, nel giorno tipo mensile, in proporzione alla differenza tra temperatura esterna e di progetto, supponendo così un funzionamento continuo degli impianti. In questo modo la valutazione della contemporaneità di richiesta dei diversi servizi potrebbe risultare poco affidabile.

In conclusione, da un'attenta analisi della norma, condotta nel presente lavoro di tesi, si suggerisce di rivedere attentamente i punti evidenziati in quest'ultimo capitolo al fine di migliorare le procedure di calcolo e l'applicabilità delle stesse.

18.9 SOFTWARE COMMERCIALE PER LA UNI TS 11300 PARTE 4

La recente emanazione della UNI TS 11300/4 ha portato immediatamente alla preparazione di software commerciali che tengono conto di quanto sopra esposto.

Si riporta di seguito un esempio dato dal software STIMA-TFM versione 8.0 di WATTS Cazzaniga.

Per un edificio standard (esempio ASHARE) in condizioni invernali con condizioni climatiche esterne di Catania si ha la situazione di Figura 258.

Il sottosistema energetico ha rendimenti di emissione e regolazione dati in Figura 259.

Per la generazione termica si ha la Figura 260.

E' possibile inserire un sottosistema fotovoltaico, come indicato in Figura 261 o un sistema a collettori solari piani, come indicato in Figura 263, e valutarne la copertura, come indicato in Figura 264.

Si può selezionare una pompa di calore, come indicato in Figura 265.

Il programma valuta congruentemente l'efficienza energetica, come indicato in Figura 266 ove l'EPI risulta migliorato per effetto delle FER selezionate rispetto a quello di Figura 258.

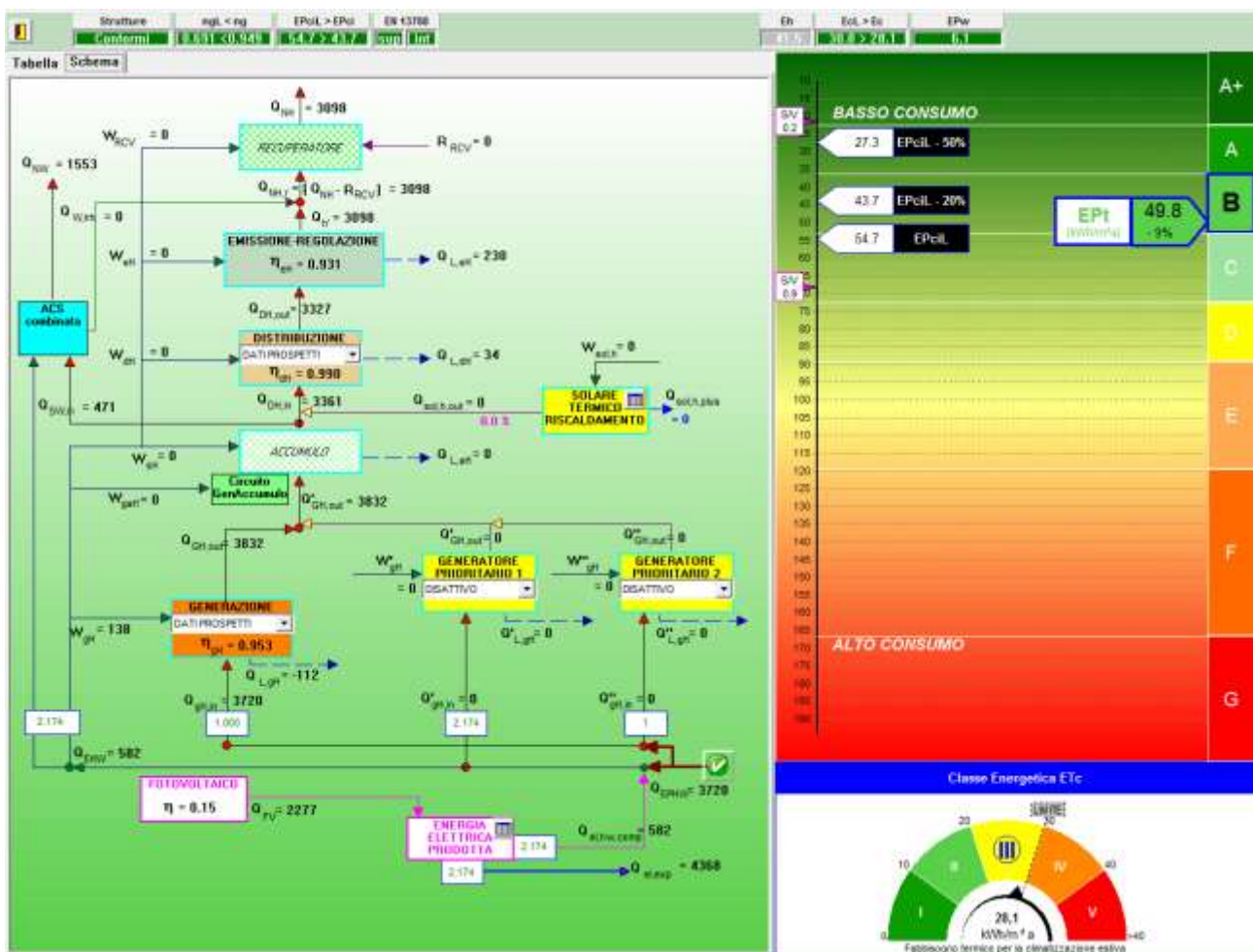


Figura 258: Risultati delle verifiche energetiche

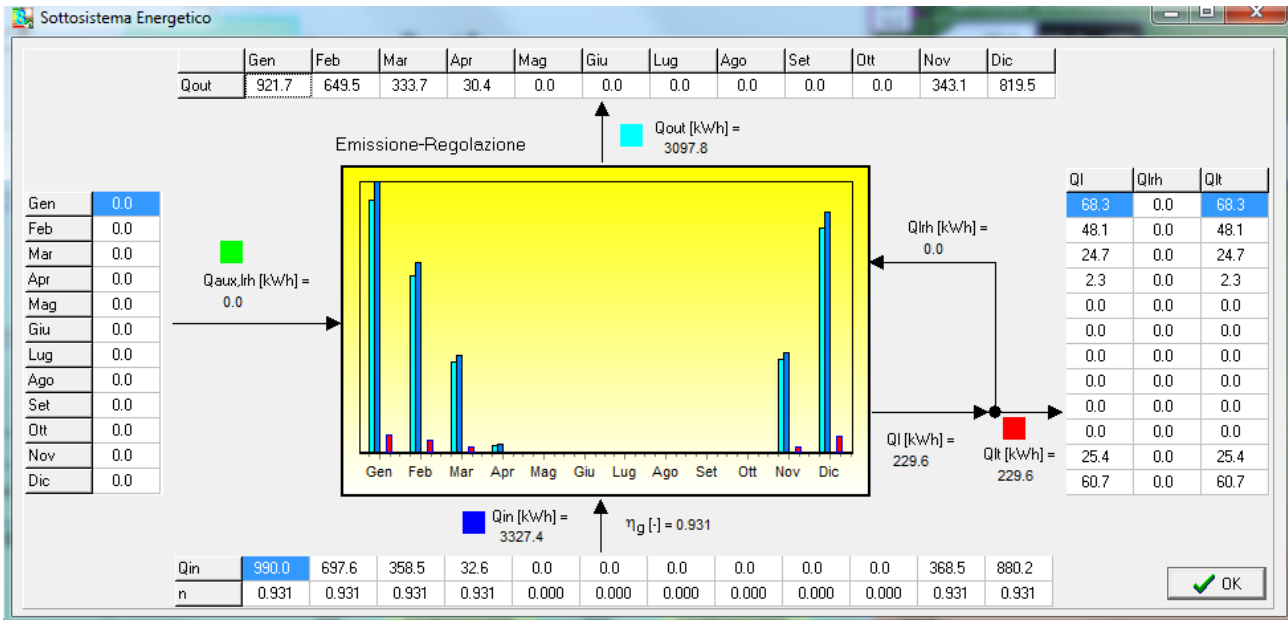


Figura 259: Rendimenti di emissione e regolazione

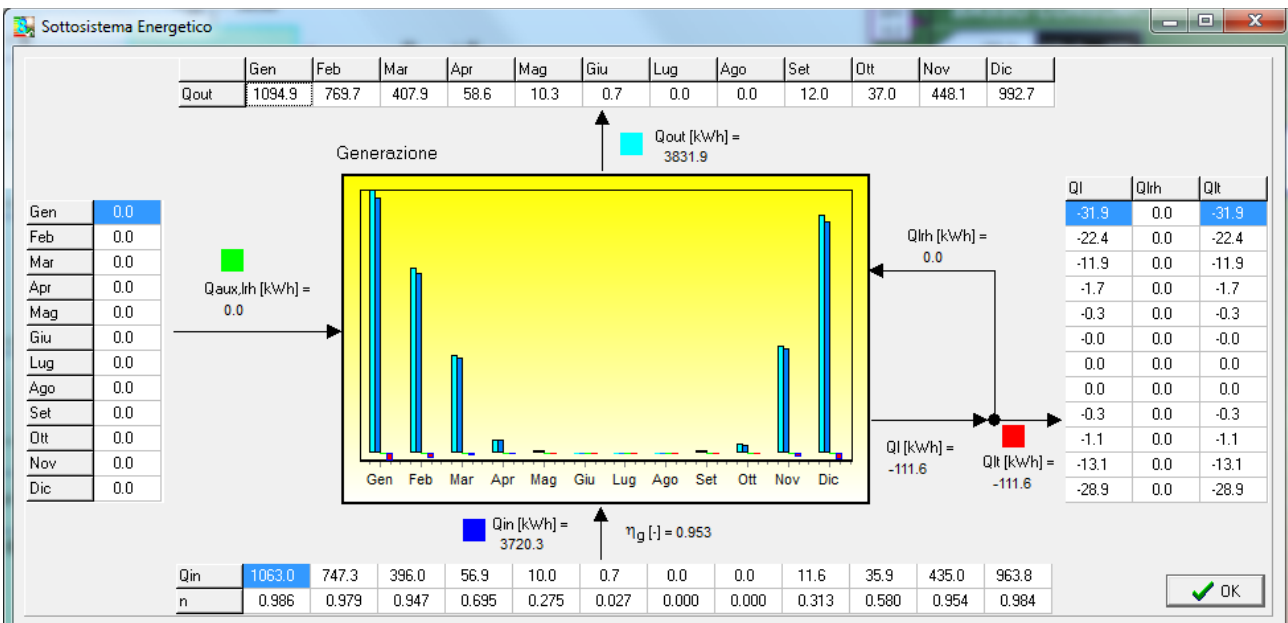


Figura 260: Generazione

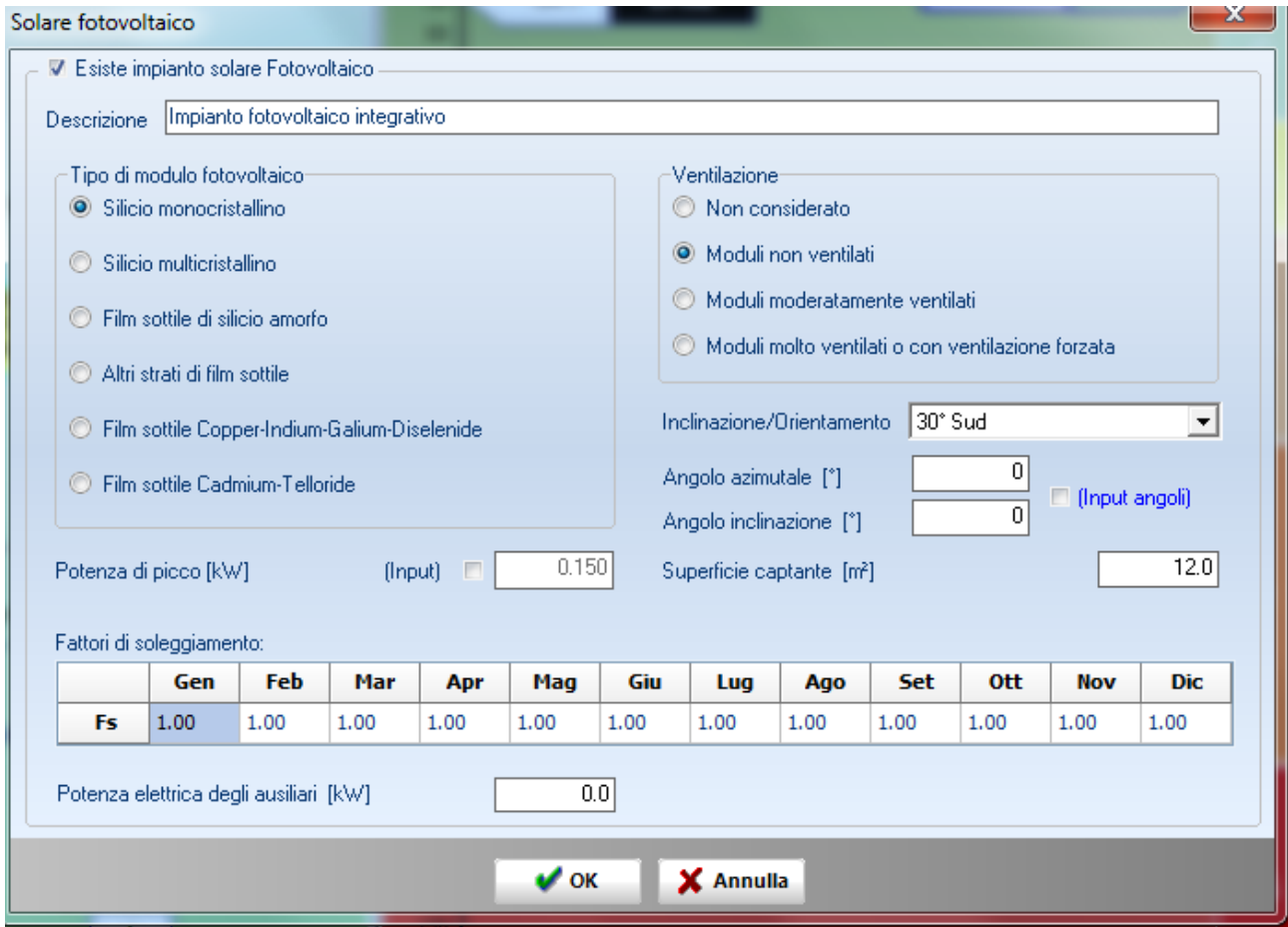


Figura 261: Selezione di un impianto fotovoltaico

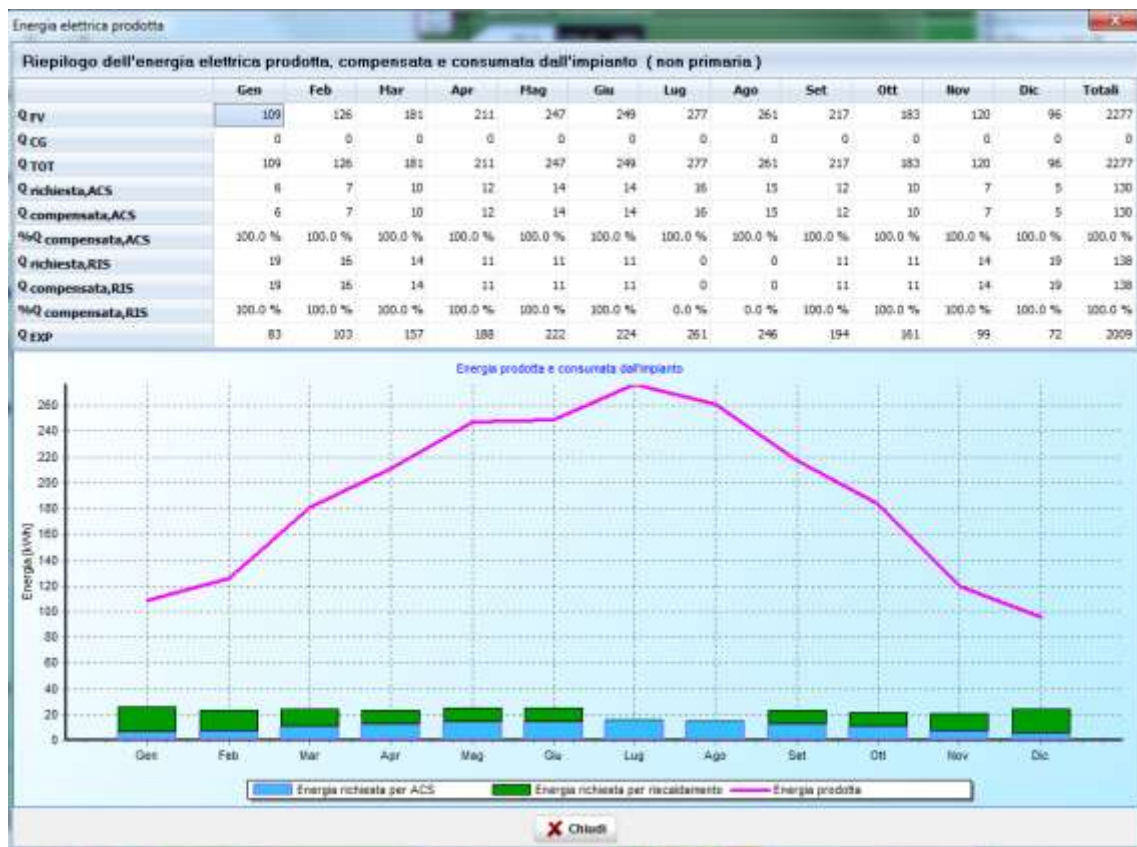


Figura 262: Energia elettrica prodotta

Solare termico

Metodo di calcolo **Metodo B**

Collettore solare Accumulo Fattori soleggiamento

Tipo utilizzo: utilizzo acs

Tipologia impianto: Campo solare collegato all'accumulo

Tipo collettore: Collettori a tubi sottovuoto con assorbitore piano

PROPRIETA' COLLETTORE VALORI NOTI

η_0 Efficienza: 0.14

a_1 Coeff. di perdita globale I° ordine [W/m²K]: 20.000

a_2 Coeff. di perdita globale II° ordine [W/m²K²]: 0.000

IAM Coefficiente: 0.970

Inclinazione/orientamento: 30° Sud

Angolo azimutale [°]: 0

Angolo inclinazione [°]: 0 (Input angoli)

A_{ST} Superficie captante [m²]: 3.0

$U_{loop,p}$ Coeff. globale di perdita nelle tubazioni [W/K] (Valore noto) 6.500

η_{loop} Efficienza del circuito [%]: 80.0

Potenza ausiliari [kW] (Valore noto) 0.065

OK Annulla

Figura 263: Selezione dei collettori solari piani

Tabella 11 - Risultati del calcolo secondo f-chart

Tabella 11 - Risultati del calcolo secondo f-chart

	GEN	FEB	MAR	APR	MAG	GIU	LUG	AGO	SET	OTT	NOV	DIC	Totale
Produzione dell'impianto solare termico [kWh]	68	82	118	132	153	157	163	163	146	126	82	60	1452
Quota di copertura del fabbisogno applicato [%]	42%	56%	72%	84%	94%	100%	100%	100%	92%	77%	52%	37%	76%
Produzione in eccesso [kWh]	0	0	0	0	0	0	9	4	0	0	0	0	13
Fabbisogno residuo [kWh]	95	65	46	26	10	1	0	0	12	37	76	104	471

OK Annulla

Figura 264: Energia prodotta dai collettori piani

Pompa di calore

Abilita pompa di calore

Dati informativi: 1 Pompa di calore caso studio CTI

Potenza termica nominale: 0.00 kW COP - GUE: 0.00 %

Tipologia di pompa: a compressione di vapore ad azionamento elettrico

Tipo di funzionamento: a potenza fissa / on-off

Fonte di energia: Aria esterna -----> Rinnovabile "aerotermica"

Tipo di sorgente fredda: Aria Fluido termovettore: Acqua

Potenza ausiliari: 0.000 kW

Prestazioni | Fattore correttivo | Impostazioni per generatore di integrazione | Temperature | Vettore energetico

Temperature di mandata: 30-35-40-45 °C Temperature di sorgente: -7,-2,2,7

Tabella COP - GUE

Temperat. sorgente fredda	Temperatura pozzo caldo			
	30	35	40	45
-7	3.117	2.692	2.297	2.016
-2	3.610	3.056	2.623	2.281
2	4.083	3.431	2.932	2.536
7	5.115	4.257	3.608	3.107

Tabella potenze termica

Temperat. sorgente fredda	Temperatura pozzo caldo			
	30	35	40	45
-7	4.52	4.20	3.95	3.77
-2	5.27	4.89	4.59	4.38
2	5.92	5.49	5.16	4.92
7	8.03	7.45	7.00	6.68

Temperatura del generatore della pompa di calore: $\theta_{gen.in}$ 80.0 °C

OK Annulla Archivio

Figura 265: Selezione di una pompa di calore

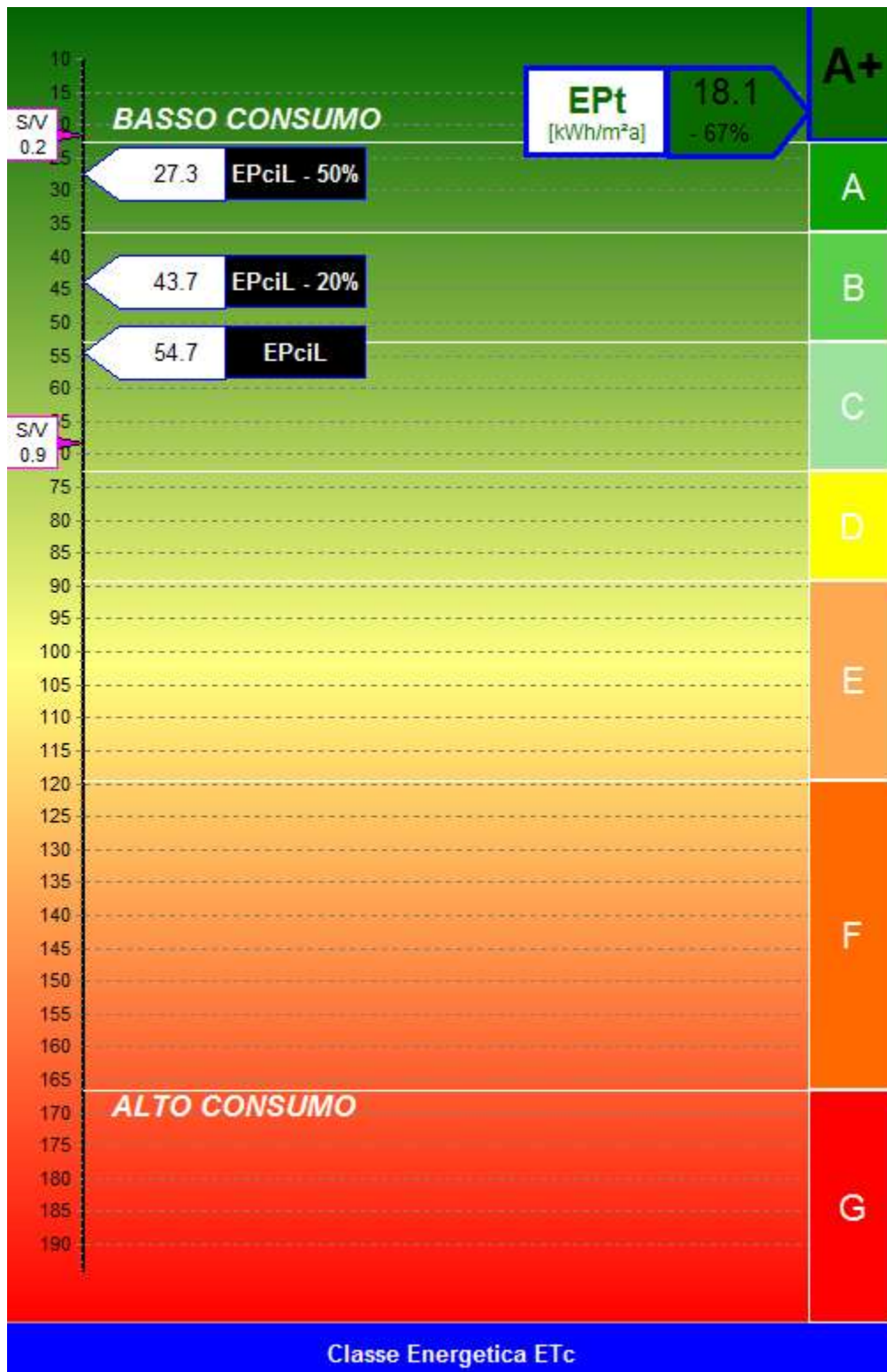


Figura 266: Verifica dell'efficienza energetica

19. RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

1. G. CAMMARATA – M. CAMMARATA – G. D’AMICO – F. RUSSO: “Certificazione Energetica in Sicilia”, Ed. Grafill SpA Palermo 2012
2. G. CAMMARATA – M. CAMMARATA – G. D’AMICO – F. RUSSO: “Edifici Quasi Zero Energia”, Ed. Grafill SpA Palermo 2014
3. G. CAMMARATA – M. CAMMARATA – G. D’AMICO – J. GORGONE – G. MESSINA -F. RUSSO: “Progettare e riqualificare per l’efficienza energetica”, Ed. Maggioli 2014
4. G. CAMMARATA: “Fisica Tecnica Ambientale”, Ed. Mc Graw Hill 2007
- A. A. SACCHI – G. CAGLIERIS: “Climatizzazione”, UTET 1977
5. E. BETTANINI – P. F. BRUNELLO: “Lezioni di Impianti Tecnici”, CLEUP, Padova 1990
6. G. MONCADA LO GIUDICE – M. COPPI: “Benessere termico e qualità dell’aria interna”, Masson 1977
7. G. MONCADA LO GIUDICE – L. DE SANTOLI: “Progettazione degli Impianti Tecnici”, Masson 1977
8. S. GIORIA – M. TORSETTA: “La valutazione energetica degli edifici per il rispetto della L. 10/91”, Giacomini, 1995
9. P. ANGLÉSIO: “Elementi di Impianti Termotecnici”, Pitagora Editrice, Bologna, 1998
10. F. M. BUTERA: “Architettura e Ambiente”, Etas libri, 1995
11. J.A. DUFFIE – W.A. BECKMAN : “Solar Engineering of thermal processes”, J. Wiley, 1991
12. G. CHIESA – G. DALL’O: “Risparmio energetico in edilizia”, Masson, 1996
13. G. CHIESA – G. DALL’O: “Gestione delle risorse energetiche nel territorio”, Masson 1996
14. F. BIANCHI, E. LABIANCA: “Gli impianti termici nell’edilizia civile”, La Nuova Italia Scientifica, 1997
15. H. Martin: “Heat Exchangers”, Hemisphere Publishing Corporation, 1992
16. C.A. Roulet : “ Energétique du bâtiment”, Vol. 1° e 2°, Presse Polytechniques Romandes, 1987
17. ASHRAE: "Fundamentals" 1981 e seguenti: 1985,1989,1993, 1997, 2001, 2005, 2009
18. AICARR: “Mini Guida CARR”, Vol 1, Milano 1998, 2005
19. CNR-ENEA: “Manuale di progettazione bioclimatica”, Roma 1986
20. AA.VV: “Manuale di Progettazione Edilizia”, HOEPLI 1994, Vol. II
21. R. LAZZARIN: “Il condizionamento dell’aria”, Ed D. Flaccovio, 2003
22. ASHRAE Handbook, 2013,2012, 2011,2010
23. Norma UNI EN 13790:2008
24. Norme UNI TS 11300 /1 e 2
25. G. Cammarata – L. Marletta: “Il codice BIOCLI per la analisi del transitorio termico negli edifici”, 38° Congresso Naz. ATI Bari, Settembre. 1983.
26. G. Cammarata – L. Marletta – F. Patania: "L'analisi di sensitività per la valutazione delle prestazioni degli edifici", 30° Congresso Naz. ATI, L’Aquila Settembre 1984.
27. G. Cammarata – L. Marletta – F. Patania: “New approach to building design by means of the sensitivity theory”, PLEA Mexico, 1984

28. V. Homics M. Kirkedal: "Evaluation of simplified models for checking compliance with building regulation", Ed Aalborg University, 2013
29. R. Nielsen, S. Svendsen: "Simplified hourly calculation of energy performance in accordance with the Energy Performance of Buildings Directive"
30. G. Morris - G. Davies: "Building Heat Transfer", Ed Wiley 2004
31. D. van Dijk: "Information paper for the EN ISO Standard on energy using for heating and cooling – EN ISO 13790", EPBD Building Platform, P92
32. D. van Dijk –Arkesteijn: "Windows and space heating requirements; Parameter studies leading to a simplified calculation method", I.A.E., Annex XII Windows and fenestration, 1987
33. C.P. Underwood e F.W.H Yik "Modelling methods for energy in buildings", Ed Blackwell Science 2004
34. A. Rabl: "Parameter estimation in buildings: Methods for dynamic analysis of measured energy use", Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 110, Feb. 1988
35. P. Bacher – H. Madsen: "Identifying suitable models for the heat dynamic of buildings", Energy and Buildings, 2011 Vol. 43, Pagg. 1511-1522
36. J.A. Candanedo – V.R. Dehkordi – P. Lopez: "A control - oriented simplified building modelling strategy"; 13th Conference of building performance simulation association, Chambéry 2013
37. T. Chen: "A methodology for thermal analysis and predictive control of building envelope heating systems", PhD Thesis, Concordia University Montreal, Canada, 1997
38. O. Mejri – B. Peuportier – A. Guiavarch: "Comparison of different method for estimating the building envelope thermal characteristics", 13th Conference of building performance simulation association, Chambéry 2013
39. H. Masuda – D. E. Claridge: " Estimation of building parameters using simplified energy balance model and metered whole building energy use", 20th Conference for Enhanced Building Operation, Manchester UK, Oct. 2012
40. L. Yashen – B. Prabir: "Identification of control – oriented thermal models of rooms in multi – room building", Transaction of Control System Technology, pagg. 1-30
41. H: Park – N. Martaj – M. Ruellan – R. Bennacer – E. Monmasson: "Modeling of a building system and its parameter identification", F. of Elect. Tech. Vol8, pagg. 975-983, 2013
42. L. an- R. Horesh – Y, T. Chae – Y M. Lee: "Estimation of thermal parameters of building through inverse modeling and clustering for a portfolio of buildings", 5th National Conference of IBPSA-USA, Madison, August 2012
43. S. Bengea – V. Adetola – K. J. Liba – D. Vrabie – R. Bitmead – S. Narayanan: "Parameter estimation of a building system model and impact of estimation on closed loop performance", 50th Conference on Decision and Control, Orlando, FL, December 2011
44. S. Wang – X. Xu: "Parameter estimation of internal thermal mass of building dynamic model using genetic algorithm", Energy Conservation and Management, Vol. 47, Pagg. 1927-1941, 2006
45. M. Beccali – L. Mazzearella – M. Motta: "Simplified models for building cooling energy", Proceeding of Building simulation, Rio de Janeiro 2001
46. V. Corrado – E. Fabrizio: "Assessment of building cooling energy need through a quasi-steady state model- simplified correlation for gain-loss mismatch", Energy Building Simulation, 1999 Kyoto
47. G. Kokogiannakis – J.P.A. Strachan – J.A. Clarke:" Comparison of the simplified methods of the ISO 13790 standard and detailed modeling programs in a regulatory context", Journal of Building Performance simulation, pagg 209-219, ISSN 1940-1943

48. H. B. Gunay – L. O’Brien – R. Goldstein – S. Breslav – A. Khan: “Development of discrete event system specification (DEVS) Building Performance models for building energy design”, Carleton University, Canada
49. D. van Dijk: “ High Energy performance buildings: Design and evaluation methodologies – Standardized calculation methods in relation to the EPBD”, Bruxelles 2013
50. K. Sirén – A. Hasan: “Comparison of two calculation methods used to estimate cooling energy demand and indoor summer temperatures”, Proceeding of Clima 2007, WellBeing Indoors

INDICE GENERALE

<u>PARTE PRIMA</u>	<u>1</u>
<u>1. LA DIRETTIVA 2010/31/CE</u>	<u>3</u>
1.1 LE PROBLEMATICHE DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEGLI EDIFICI	3
1.2 LA NUOVA DIRETTIVA EUROPEA EPBD <i>RECAST</i>	5
1.2.1 REQUISITI MINIMI DI PRESTAZIONE ENERGETICA IN EDIFICI NUOVI	6
1.2.2 REQUISITI MINIMI DI PRESTAZIONE ENERGETICA IN EDIFICI ESISTENTI	6
1.2.3 IMPIANTI TECNICI NELL'EDILIZIA	7
1.2.4 EDIFICI A ENERGIA QUASI ZERO	7
1.2.5 ATTESTATO DI PRESTAZIONE ENERGETICA	8
<u>2. LEGGE 90/2013</u>	<u>10</u>
2.1 AMBITO DI APPLICAZIONE	10
2.2 MODALITÀ DI APPLICAZIONE	11
2.3 EDIFICI A QUASI ZERO ENERGIA	12
2.4 ATTESTATO DI PRESTAZIONE ENERGETICA	12
2.5 RELAZIONI TECNICHE E DEPOSITO IN COMUNE	15
2.6 NORME TRANSITORIE	15
2.7 SANZIONI	16
2.8 ABROGAZIONI E DISPOSIZIONI FINALI	17
2.9 DECRETI ATTUATIVI	17
<u>3. DIRETTIVA 2012/27/UE</u>	<u>18</u>
3.1 DECRETO LEGISLATIVO N. 102/2014 DI ATTUAZIONE DELLA DIRETTIVA 2012/27/UE	19
Miglioramento della prestazione energetica degli immobili della Pubblica Amministrazione centrale (art. 5)	20
Fondo nazionale per l'efficienza energetica (art. 15)	20
Deroghe per gli spessori di murature e solai e per le distanze minime tra gli edifici (art. 14)	21
<u>4. TERMOFISICA DEGLI EDIFICI</u>	<u>23</u>
4.1 COMPORTAMENTO TERMICO DEGLI EDIFICI	23
4.2 COMPORTAMENTO IN REGIME STAZIONARIO DEGLI EDIFICI	23
4.3 TRANSITORIO TERMICO DEGLI EDIFICI	25
4.4 PROPAGAZIONE DEL CALORE IN REGIME PERIODICO STABILIZZATO	26
4.5 TRANSITORIO DI RISCALDAMENTO E RAFFREDDAMENTO DI UN CORPO	31
4.6 COSTANTE DI TEMPO DELL'EDIFICIO	34
4.7 PARAMETRI CHE INFLUENZANO IL CARICO TERMICO DEGLI EDIFICI	36
4.7.1 LA TEMPERATURA ARIA-SOLE	36
4.7.2 EFFETTI DI MASSA DELLE PARETI INTERNE	38
4.7.3 PARETI TRASPARENTI	38
4.8 EFFETTO SERRA NEGLI EDIFICI	39
4.9 I SERRAMENTI ED INFISSI	40
<u>5. CONSUMI ENERGETICI DEGLI EDIFICI</u>	<u>41</u>
5.1 LA PROBLEMATICHE DEL CALCOLO DEI CONSUMI ENERGETICI	41

5.2	CALCOLO DINAMICO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA	42
5.3	EFFETTO DELLA VARIABILITÀ DELLE CONDIZIONI CLIMATICHE ESTERNE	43
5.3.1	METODOLOGIE DI SOLUZIONE DELLE EQUAZIONI DI BILANCIO ENERGETICO	43
5.3.2	LA PROGETTAZIONE ENERGETICAMENTE COSCIENTE	44
5.3.3	NUOVO PARADIGMA PROGETTUALE	45
5.3.4	EFFETTI DELLA PROGETTAZIONE ARCHITETTONICA SUI COSTI ENERGETICI DEGLI EDIFICI	46
5.4	LA PROBLEMATICHE DELL'ENERGETICA DEGLI EDIFICI	47
5.4.1	L'AZIONE DI UN IMPIANTO	49
5.4.2	CALCOLO DELL'ENERGIA SCAMBIATA CON L'ESTERNO	49
5.4.3	CALCOLO DEI CARICHI TERMICI	49
	Carico Termico invernale di picco	50
	Carico Termico Estivo	50
5.4.4	ENERGIA CEDUTA DALL'IMPIANTO	51
	Scelta della tipologia impiantistica	51
5.5	COMPORAMENTO TERMICO DEGLI EDIFICI	52
5.6	COMPORAMENTO IN REGIME STAZIONARIO DEGLI EDIFICI	52
5.7	TRANSITORIO TERMICO DEGLI EDIFICI	54
6.	LE UNI TS 11300	55
6.1	NUOVE NORME UNI TS 11300:2014 PARTE 1 E 2	55
6.2	APPLICAZIONE DELLA UNI TS 11300 PARTE 1°	55
6.2.1	UNI TS 11300-1 – SINTESI DELLE VARIAZIONI	55
	Calcolo degli scambi di energia termica	56
	Calcolo degli apporti termici	57
	Calcolo degli apporti solari sui componenti opachi	57
	Calcolo del fabbisogno di energia termica per umidificazione e deumidificazione	57
	Dati di ingresso per i calcoli	57
	Zonizzazione	57
	Volume netto dell'ambiente climatizzato	57
	Temperatura	57
	Dati climatici	58
	Stagione di riscaldamento e raffrescamento	58
	Parametri di trasmissione termica	58
	Ponti termici	58
	Extra flusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste	58
	Ventilazione	58
	Apporti interni	60
	Apporti solari sui componenti trasparenti	61
6.2.2	CALCOLO DEL FABBISOGNO ENERGETICO	62
	Temperatura interna di progetto invernale	62
	Temperatura interna di progetto estiva	63
	Durata della stagione di riscaldamento	63
	Calcolo degli scambi termici per trasmissione	64
6.2.3	CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA PER UMIDIFICAZIONE E DEUMIDIFICAZIONE	66
6.2.4	ZONIZZAZIONE	67
6.2.5	PONTI TERMICI	67

6.2.6	EXTRA FLUSSO TERMICO PER RADIAZIONE INFRAROSSA VERSO LA VOLTA CELESTE	67
6.2.7	ENERGIA TERMICA PER VENTILAZIONE	67
6.2.8	APPORTI TERMICI INTERNI	68
6.3	APPLICAZIONE DELLA UNI TS 11300 PARTE 2°	68
6.3.1	UNI TS 11300-2 - SINTESI DELLE VARIAZIONI	68
	Periodo di attivazione degli impianti e intervalli di calcolo	70
	Destinazione e suddivisione del sistema fabbricato-impianto	70
	Modalità di suddivisione degli impianti	70
	Bilancio termico dei sottosistemi	70
	Fabbisogno di energia termica	70
	Sottosistemi di emissione	71
	Sottosistemi di regolazione	71
	Sottosistemi di distribuzione	71
	Sottosistema di generazione	72
	Acqua calda sanitaria. Fabbisogno di energia utile	73
	ACS. Sottosistema di erogazione	73
	ACS. Sottosistema di distribuzione	73
	ACS. Sottosistema di generazione	74
	Ausiliari dei sottosistemi di riscaldamento	74
6.3.2	DETERMINAZIONE DELLO SCAMBIO TERMICO PER TRASMISSIONE $Q_{H,TR}$	79
6.3.3	DETERMINAZIONE DEL COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO PER TRASMISSIONE $H_{TR,ADJ}$	79
6.3.4	DETERMINAZIONE DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO DIRETTO PER TRASMISSIONE VERSO L'AMBIENTE ESTERNO H_D (W/K)	80
6.3.5	DETERMINAZIONE DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO STAZIONARIO PER TRASMISSIONE VERSO IL TERRENO H_G .	80
6.3.6	DETERMINAZIONE DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO PER TRASMISSIONE ATTRAVERSO GLI AMBIENTI NON CLIMATIZZATI H_U .	81
6.3.7	DETERMINAZIONE DELL'EXTRA FLUSSO TERMICO PER RADIAZIONE INFRAROSSA VERSO LA VOLTA CELESTE	81
6.3.8	DETERMINAZIONE DELL'EXTRA FLUSSO TERMICO PER RADIAZIONE INFRAROSSA VERSO LA VOLTA CELESTE DEI COMPONENTI DEGLI AMBIENTI CLIMATIZZATI VERSO L'ESTERNO	81
6.3.9	FATTORE DI UTILIZZAZIONE DEGLI APPORTI TERMICI GRATUITI $\eta_{H,GN}$	83
6.3.10	DETERMINAZIONE DELL'ENERGIA PRIMARIA	87
6.3.11	FABBISOGNI DI ENERGIA TERMICA UTILE	88
6.3.12	FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA UTILE PER RISCALDAMENTO DELL'EDIFICIO	88
	Fabbisogno ideale per riscaldamento	88
	Fabbisogno ideale netto per riscaldamento	88
	Fabbisogno effettivo per riscaldamento	89
6.4	NORMA UNI TR11552 – ABACO DELLE STRUTTURE	90
6.5	NUOVA NORMA UNI TS11300/5 – PRESTAZIONI ENERGETICHE DEGLI EDIFICI	93
6.5.1	CALCOLO DEL FABBISOGNO ANNUALE DI ENERGIA PRIMARIA GLOBALE	93
6.5.2	GENERATORI PER LA PRODUZIONE DELL'ENERGIA TERMICA	95

6.5.3	CALCOLO DELLA QUOTA DI ENERGIA DA FER	95
6.6	NUOVA NORMA UNI TS11300/6 – DETERMINAZIONE DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PER ASCENSORI	96
7.	<u>DM 26/06/2015 - NUOVE NORME SULLA PRESTAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI</u>	<u>98</u>
7.1	INTRODUZIONE ALLE NUOVE PROBLEMATICHE	98
7.2	LA TRANSIZIONE VERSO LE NUOVE PROCEDURE DI VALUTAZIONE ENERGETICHE DEGLI EDIFICI	98
7.2.1	EDIFICIO DI RIFERIMENTO	99
7.3	IL DECRETO SUI REQUISITI MINIMI DEGLI EDIFICI	100
7.3.1	DEFINIZIONE DI EDIFICI A QUASI ZERO ENERGIA	100
7.3.2	NUOVA CLASSIFICAZIONE DEGLI EDIFICI	101
7.3.3	INDICI DI PRESTAZIONE ENERGETICA	102
7.3.4	VERIFICA DEL COEFFICIENTE MEDIO GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO	103
7.3.5	VERIFICA DEL VALORE MASSIMO DEL RAPPORTO FRA L'AREA EQUIVALENTE ESTIVA E LA SUPERFICIE UTILE	104
7.4	PARAMETRI RELATIVI AGLI IMPIANTI TECNICI	105
7.4.1	FABBISOGNI ENERGETICI DI ILLUMINAZIONE	107
7.4.2	FABBISOGNI ENERGETICI DI VENTILAZIONE	107
7.5	NUOVA CERTIFICAZIONE ENERGETICA – LINEE GUIDA NAZIONALI	107
7.5.1	PRESTAZIONE ENERGETICA E SERVIZI ENERGETICI	109
7.5.2	METODOLOGIE DI CALCOLO PER LA PRESTAZIONE ENERGETICA	109
7.5.3	METODO DI CALCOLO DI PROGETTO	110
7.5.4	METODO DI CALCOLO DA RILIEVO SULL'EDIFICIO	110
7.6	NUOVA METODOLOGIA PER LA CLASSIFICAZIONE DEGLI EDIFICI	111
7.6.1	RAPPRESENTAZIONE DELLE PRESTAZIONI, STRUTTURA DELLA SCALA DELLE CLASSI E SOGLIA DI RIFERIMENTO LEGISLATIVO	111
7.6.2	IL FORMATO DELL'APE	114
7.7	ALTRI INDICATORI PRESENTI NELL'APE	120
7.7.1	PRESTAZIONE ENERGETICA INVERNALE ED ESTIVA DELL'INVOLUCRO.	121
7.8	VALORI DEI PARAMETRI CARATTERISTICI PER EDIFICI SOTTOPOSTI A RIQUALIFICAZIONE ENERGETICA	121
7.8.1	REQUISITI PER GLI IMPIANTI TECNICI	123
7.8.2	REQUISITI DEI GENERATORI TERMICI	123
8.	<u>MODELLO DINAMICO DELLA UNI EN 13790</u>	<u>126</u>
8.1	PRESENTAZIONE DEL MODELLO R5C1	126
8.2	DEFINIZIONE DELLE CONDUTTANZE, DELLA CAPACITÀ TERMICA E DEI FLUSSI TERMICI SCAMBIATI	128
8.2.1	CONDUTTANZA DI VENTILAZIONE, HVE	128
8.2.2	CONDUTTANZA DI TRASMISSIONE ATTRAVERSO LE FINESTRE, HTR,W	128
8.2.3	CONDUTTANZA DI TRASMISSIONE DELLE PARETI OPACHE, HTR,OP	128

8.2.4	CONDUTTANZE DI ACCOPPIAMENTO $H_{TR,EM}$ E $H_{TR,MS}$	129
8.2.5	COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICO PER LE CONDUTTANZE DI ACCOPPIAMENTO	130
8.2.6	APPORTI INTERNI, F_{INT}	130
8.2.7	APPORTI SOLARI, F_{SOL}	130
8.2.8	FLUSSO DI ENERGIA AL NODO T_{SI}	131
8.2.9	FLUSSO VERSO IL NODO T_S	131
8.2.10	FLUSSO VERSO IL NODO T_M	131
8.3	ORGANIZZAZIONE DEI DATI DI INPUT DEL MODELLO R5C1	132
8.4	SOLUZIONE DEL MODELLO R5C1	132
8.4.1	MODALITÀ DI UTILIZZO DEL MODELLO R5C1	133
	Modalità diretta	133
8.4.2	EVOLUZIONI TERMICHE DINAMICHE DELL'EDIFICIO	133
8.4.3	EVOLUZIONE LIBERA	133
8.4.4	EVOLUZIONE CON TEMPERATURA INTERNA IMPOSTA	133
8.4.5	EVOLUZIONE MISTA	134
8.4.6	MODALITÀ INVERSA	134
8.5	SOLUZIONI PER MODALITÀ DIRETTA	134
8.5.1	SOLUZIONE DEL MODELLO R5C1 DELLA UNI EN 13790 IN EVOLUZIONE LIBERA	134
8.5.2	METODO DI HEUN PER L'EVOLUZIONE LIBERA	137
8.6	INTERFACCIA PER L'UTILIZZO DEL MODELLO DI CALCOLO ORARIO	137
8.6.1	CALCOLO DELLE CONDUTTANZE E DELLA CAPACITÀ TERMICA	138
8.6.2	CALCOLO DEI VETTORI DI INPUT AL MODELLO	140
8.6.3	CASO ESEMPIO PER IL MESE DI LUGLIO IN EVOLUZIONE LIBERA	143
8.6.4	VALUTAZIONE DEGLI EFFETTI DELLA CAPACITÀ TERMICA – GRADINO DI TEMPERATURA ESTERNA	149
8.7	SOLUZIONE DEL MODELLO R5C1 DELLA UNI EN 13790 CON TEMPERATURA AMBIENTE IMPOSTA	156
8.7.1	METODI DI HEUN PER LA SOLUZIONE A TEMPERATURA IMPOSTA	157
8.7.2	INTERFACCIA PER L'UTILIZZO DEL MODELLO IN EVOLUZIONE FORZATA	158
8.7.3	CASO ESEMPIO IN EVOLUZIONE FORZATA PER GIUGNO	159
8.7.4	CASO ESEMPIO IN EVOLUZIONE MISTA NEL MESE DI GIUGNO	163
8.7.5	CALCOLO SU PIÙ GIORNI CON IL MODELLO R5C1 IN EVOLUZIONE A TEMPERATURA FISSATA A GENNAIO	166
8.7.6	CALCOLO SU PIÙ GIORNI CON IL MODELLO R5C1 IN EVOLUZIONE A TEMPERATURA FISSATA A GIUGNO	169
8.8	SOLUZIONE PER MODALITÀ INVERSA	171
8.8.1	SOLUZIONE DEL MODELLO R5C1 DELLA UNI EN 13790 CON FLUSSO TERMICO, $F_{HC,ND}$, IMPOSTO	171

8.8.2	METODO DI HEUN PER EVOLUZIONE A FLUSSO TERMICO IMPOSTO	173
8.8.3	PARTICOLARITÀ DEL MODELLO A FLUSSO TERMICO IMPOSTO	174
8.8.4	CASO ESEMPIO CON FLUSSO TERMICO IMPOSTO – GENNAIO	174
8.9	RIEPILOGO DELLE MODALITÀ DI CALCOLO DEL MODELLO R5C1	180
8.9.1	MODALITÀ DIRETTA AD EVOLUZIONE LIBERA	180
8.9.2	MODALITÀ DIRETTA A TEMPERATURA INTERNA IMPOSTA	180
8.9.3	MODALITÀ DIRETTA MISTA	180
8.9.4	FUNZIONALITÀ AGGIUNTIVE ALLA MODALITÀ DIRETTA MISTA	180
8.9.5	MODALITÀ CON VMC A PORTATA COSTANTE	180
8.9.6	MODALITÀ CON VMC A PORTATA VARIABILE	180
8.9.7	MODALITÀ MULTI ROOM	181
8.9.8	MODALITÀ DI CALCOLO CON PIÙ SEQUENZE GIORNALIERE	181
8.9.9	MODALITÀ INVERSA A FLUSSO TERMICO IMPOSTO	181
8.9.10	OSSERVAZIONE SULL'UTILIZZO DEI PROFILI D'USO	181
8.9.11	PROFILO D'USO INTERNO	181
8.9.12	PROFILO D'USO DEGLI IMPIANTI	182
8.9.13	FUNZIONAMENTO DEL MODELLO CON FLUSSO TERMICO IMPOSTO	182
8.10	MODELLO R5C1 COMPLETO CON IL CALORE LATENTE	182
8.10.1	NECESSITÀ DEL MODELLO R5C1 COMPLETO	182
8.10.2	MODELLO PER IL CALORE LATENTE	184
8.10.3	SOLUZIONE PER IL CALORE LATENTE AD X_A IMPOSTA	185
8.10.4	CONFRONTO CON I CODICI DI CALCOLO TRADIZIONALI	189
8.11	UTILIZZO AVANZATO DEL MODELLO R5C1	190
PARTE SECONDA		193
<hr/>		
9.	COMPONENTI PRINCIPALI DI IMPIANTO	195
<hr/>		
9.1	COME E' FATTO UN IMPIANTO DI RISCALDAMENTO	195
9.2	EFFICIENZA ENERGETICA DEGLI IMPIANTI TERMICI	195
9.3	RENDIMENTI DI IMPIANTO	196
9.4	AZIONI MIGLIORATIVE PER GLI IMPIANTI	201
10.	GENERATORI TERMICI	203
<hr/>		
10.1	EVOLUZIONE DELLE CALDAIE E LORO FUTURO	203
10.2	CLASSIFICAZIONE DELLE CALDAIE	203
10.2.1	CALDAIE A MODULAZIONE DI FIAMMA	204
10.2.2	CALDAIE A CONDENSAZIONE	204
10.2.3	RECUPERO DI CALORE NELLE CALDAIE A CONDENSAZIONE	207
10.2.4	CALDAIE A TEMPERATURA SCORREVOLE	208
10.2.5	CALDAIA A PIÙ PASSAGGI DI FUMI	211
10.3	TIPOLOGIE DI CALDAIE	212

10.3.1	GENERATORI A GASOLIO	212
10.3.2	GENERATORI A GAS	215
10.3.3	CALDAIE A BIOMASSA	217
10.3.4	TERMO CAMINI	222
	Osservazioni sulle Caldaie a Biomassa	224
10.3.5	CALDAIE MODULARI	224
10.3.6	SELEZIONE DELLE CALDAIE	226
10.4	BRUCIATORI	226
10.4.1	SELEZIONE DEI BRUCIATORI	231
11.	<u>GENERATORI ELETTRICI –POMPE DI CALORE</u>	233
11.1	LA PROBLEMATICHE DELL'UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE	233
11.2	LE POMPE DI CALORE	234
11.3	EFFICIENZA MEDIA STAGIONALE E CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE	238
11.4	UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE	241
11.5	TEMPERATURA BIVALENTE	246
11.6	METODI PER INCREMENTARE LE PRESTAZIONI DELLE POMPE DI CALORE	248
11.7	CAMPI DI APPLICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE AL VARIE DELLE ZONE CLIMATICHE	249
11.8	CONVENIENZA DELLE POMPE DI CALORE	250
11.9	PROBLEMATICHE DELLE POMPE DI CALORE	251
11.9.1	UNITÀ CON MODULO IDRONICO INCORPORATO	252
11.9.2	FUNZIONAMENTO IN FREE COOLING	252
11.10	SELEZIONE DELLA POMPA DI CALORE	254
11.10.1	CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE IN BASE AL FLUIDO TERMOVETTORE E AL POZZO FREDDO	254
	L'aria	254
	L'acqua	254
11.11	APPLICAZIONI DELLA POMPA DI CALORE	255
11.12	POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO	255
12.	<u>SISTEMI SPLIT</u>	259
12.1	I SISTEMI SPLIT	259
12.2	SELEZIONE DELLE UNITÀ SPLIT	262
13.	<u>TERMINALI EFFICIENTI PER LA CESSIONE DELL'ENERGIA</u>	264
13.1	I TERMINALI EFFICIENTI	264
13.2	TERMOCONVETTORI	264
13.2.1	TERMOVENTILCONVETTORI (<i>FAN COIL</i>)	265
13.2.2	SELEZIONE DEI TERMOVENTILCONVETTORI (<i>FAN COIL</i>)	268
13.2.3	OSSERVAZIONE SUI TERMOCONVETTORI E <i>FAN COIL</i>	268
13.2.4	BOCCHETTE E DIFFUSORI	271
	Selezione delle bocchette o dei diffusori	272
13.2.5	RECUPERATORI DI CALORE	275
	Selezione di un recuperatore di calore	277
14.	<u>ILLUMINAZIONE CON LAMPADE A LED</u>	279

14.1	LUCI A LED. - FUNZIONAMENTO	279
14.2	RISPARMIO ENERGETICO	279
14.3	DURATA	279
14.4	ALTA EFFICENZA LUMINOSA	280
14.4.1	NON INQUINA E NON CONTIENE SOSTANZE PERICOLOSE	280
14.4.2	I LED NON EMETTONO LUCE CALDA	281
14.4.3	ASSENZA DI MANUTENZIONE	281
14.4.4	COMPATIBILITÀ CON TUTTI GLI ATTACCHI	281
<u>PARTE TERZA</u>		<u>282</u>
<u>15. D.LGS. 28/11 – USO DI FONTI RINNOVABILI</u>		<u>284</u>
15.1	PREMESSE	284
15.2	PRESTAZIONE ENERGETICA E FONTI RINNOVABILI	285
15.2.1	I FATTORI DI CONVERSIONE IN ENERGIA PRIMARIA	285
15.3	LA SCELTA DEL D.LGS 3 MARZO 2011, N. 28	287
15.3.1	ENERGIA PRODOTTA DA POMPE DI CALORE	287
15.4	LE RACCOMANDAZIONI DEL CTI	290
15.4.1	SIMBOLISMO UTILIZZATO NELLE NORMATIVE	290
15.5	ESEMPIO DI CATALOGO AGGIORNATO DI POMPE DI CALORE	290
15.6	COME FARE IL CALCOLO DELLA COPERTURA	291
15.6.1	VERIFICA DEL GRADO DI COPERTURA CON IL METODO DELL'ENERGIA PRIMARIA TOTALE	291
15.7	USO DEI PANNELLI FOTOVOLTAICI	292
15.7.1	OBBLIGO DI INTEGRAZIONE SUI TETTI	292
15.8	RIEPILOGO DELLE VERIFICHE DA EFFETTUARE PER I DD.LLGG.SS 192/05 E 28/2011	293
15.8.1	VERIFICHE AI SENSI DEL D.LGS. 192/05 E DPR 59/09	293
15.8.2	VERIFICHE AI SENSI DEL D.LGS. 28/2011	293
15.9	RIEPILOGO DELLE VERIFICHE DA EFFETTUARE DAL 01/10/15 CON IL DM 26/06/06 – DECRETI ATTUATIVI L 90713	293
15.9.1	VERIFICHE AI SENSI DEL DECRETO SUI REQUISITI MINIMI DEGLI EDIFICI	293
15.9.2	VERIFICHE DA EFFETTUARE AI SENSI DEL D.LGS. 28/2011	293
15.9.3	ESEMPIO DI APPLICAZIONE PER UNA VILLETTA	294
Sito di Catania		296
Sito di Cuneo		303
<u>16. RACCOMANDAZIONE 14/2013 DEL CTI</u>		<u>310</u>
16.1	RACCOMANDAZIONE 14/2013 DEL CTI	310
16.1.1	ENERGIA DA FONTI RINNOVABILI ON SITE	312
16.1.2	GENERATORI DA PRODUZIONE DI ENERGIA TERMICA	313
16.1.3	GENERATORI DI ENERGIA COMBINATA	313
16.1.4	CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA	313
16.1.5	NUOVI FATTORI DI ENERGIA PRIMARIA	314
<u>17. LA NORMA UNI TS11300 PARTE 4</u>		<u>315</u>

17.1	CONFINE DELL'EDIFICIO	315
17.2	ENERGIA ESTERNA SENZA TRASFORMAZIONE	315
17.3	ENERGIA ESTERNA CON TRASFORMAZIONI	316
17.4	FORNITURA DI ENERGIA ALL'EDIFICIO	316
17.5	SISTEMA POLIVALENTE ENERGETICO	316
17.6	PRIORITÀ DEI GENERATORI	317
17.7	DATI MENSILI ED ANNUALI	318
18.	<u>SPECIFICHE DELLA UNI TS 11300 PARTE 4</u>	<u>319</u>
18.1.1	FABBISOGNI DI ENERGIA PRIMARIA	320
18.1.2	VALUTAZIONE DELLE EMISSIONI DI CO ₂	321
18.2	IMPIANTI SOLARI	321
18.2.1	SPECIFICA TECNICA	321
	Fabbisogno applicato all'impianto solare termico.	323
	Metodo F-Chart	324
	Calcolo del coefficiente di perdita di energia del circuito del collettore	325
18.2.2	CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI CORREZIONE DELLA CAPACITÀ DI ACCUMULO FST.	326
x=1		326
	INTEGRAZIONE PERMANENTE	326
x=0,7		326
	INTEGRAZIONE NOTTURNA	326
x=0,3		326
	INTEGRAZIONE D'EMERGENZA	326
	Calcolo dell'irradianza incidente sul piano dei collettori	327
18.2.3	FABBISOGNO DI ENERGIA ELETTRICA DEGLI AUSILIARI	327
18.2.4	PERDITE DELL'IMPIANTO SOLARE TERMICO	328
18.2.5	PERDITE DI ACCUMULO	328
18.2.6	PERDITE NELLA DISTRIBUZIONE TRA SISTEMA SOLARE E RISCALDATORE AUSILIARIO	329
18.2.7	PERDITE RECUPERABILI DALL'IMPIANTO SOLARE TERMICO	330
18.2.8	PERDITE RECUPERABILI DAL POZZO DI ACCUMULO TERMICO	330
18.2.9	PERDITE RECUPERABILI DALLA DISTRIBUZIONE	330
18.2.10	PERDITE RECUPERABILI DAGLI AUSILIARI ELETTRICI	330
18.2.11	FRAZIONE SOLARE E RIDUZIONE DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA	330
18.2.12	ESEMPIO DI CALCOLO	331
18.3	IMPIANTI FOTOVOLTAICI	332
18.3.1	SPECIFICA TECNICA	332
18.3.2	PROCEDURA DI CALCOLO	332
18.3.3	ESEMPIO DI CALCOLO	333
18.4	COMUSTIBILE DA BIOMASSE	334
18.4.1	PROCEDURA DI CALCOLO	335
18.4.2	RENDIMENTI DI GENERAZIONE PRECALCOLATI	336
	Fluido termo vettore acqua:	336
	Fluido termo vettore aria	338

PROGETTO DEGLI EDIFICI A QUASI ZERO ENERGIA	408
18.4.3 GENERALITÀ SUI METODI DI CALCOLO	338
18.4.4 PROCEDURA PER IL CALCOLO DELLE PERDITE DI GENERAZIONE	339
18.4.5 DATI D'INGRESSO DEL GENERATORE	339
Perdite a carico nullo	342
18.4.6 RENDIMENTI MINIMI A CARICO NOMINALE E INTERMEDIO CALCOLATI SECONDO LA DIRETTIVA 92/42/CEE	342
18.4.7 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA DEGLI AUSILIARI	342
18.4.8 SOTTOSISTEMA DI ACCUMULO	345
18.4.9 CALCOLO DELLE PERDITE D'ENERGIA RECUPERABILI	346
18.4.10 ENERGIA TERMICA RECUPERABILE DALL'ENERGIA AUSILIARIA ELETTRICA.	346
18.4.11 4.7.2 ENERGIA TERMICA RECUPERABILE DALL'INVOLUCRO DEL GENERATORE.	346
18.4.12 SOTTOSISTEMI MULTIPLI	347
18.4.13 ESEMPIO DI CALCOLO	348
18.5 POMPE DI CALORE	349
18.5.1 CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE IN BASE AL FLUIDO TERMOVETTORE E AL POZZO FREDDO	350
L'aria	350
L'acqua	350
18.5.2 APPLICAZIONI DELLA POMPA DI CALORE	351
18.5.3 SPECIFICA TECNICA	351
18.5.4 CORREZIONE DEL COP O DEL GUE AL VARIARE DELLE TEMPERATURE DELLA SORGENTE FREDDA E DEL POZZO CALDO	354
18.5.5 RENDIMENTO DI SECONDO PRINCIPIO	354
18.5.6 FATTORE CORRETTIVO DEL COP O DEL GUE IN BASE AL FATTORE DI CARICO CR	356
18.5.7 CALCOLO DEL FATTORE CORRETTIVO DAI DATI FORNITI DAL COSTRUTTORE	356
18.5.8 CALCOLO DEL FATTORE CORRETTIVO IN BASE A DEI MODELLI DI CALCOLO DI DEFAULT	358
18.5.9 INTERVALLI DI CALCOLO	358
18.5.10 METODO PER LA DETERMINAZIONE DEI BIN MENSILI	359
18.5.11 PROCEDURA DI CALCOLO	360
18.5.12 POMPE DI CALORE PER PRODUZIONE DI SOLA ACQUA CALDA SANITARIA	360
18.5.13 POMPE DI CALORE PER IL RISCALDAMENTO	361
18.5.14 CALCOLO DEI FABBISOGNI DI ENERGIA	362
18.5.15 ESEMPIO DI CALCOLO	363
18.6 TELERISCALDAMENTO	365
18.6.1 EFFICIENZA DEL TELERISCALDAMENTO	365
18.6.2 TELERAFFRESCAMENTO	366
18.6.3 SPECIFICA TECNICA	366

18.6.4	PERDITE DI POTENZA TERMICA DELLA SOTTOSTAZIONE	368
18.7	COGENERAZIONE	370
18.7.1	EFFICIENZA DI UN IMPIANTO DI COGENERAZIONE	371
18.7.2	TIPOLOGIE DI IMPIANTI COGENERATIVI	371
18.7.3	VANTAGGI DELLA COGENERAZIONE	372
18.7.4	SPECIFICA TECNICA	373
18.7.5	VERIFICA DEL DIMENSIONAMENTO DEI SISTEMI DI ACCUMULO INERZIALE	373
18.7.6	METODI DI CALCOLO	374
18.7.7	METODO DEL CONTRIBUTO FRAZIONALE MENSILE	374
18.7.8	CALCOLO DELLA FRAZIONE COGENERATA	375
18.7.9	FABBISOGNO DI ENERGIA PER LA COMBUSTIONE	376
18.7.10	METODO DEL PROFILO DEL GIORNO MENSILE	377
18.7.11	DETERMINAZIONE DEL PROFILO DI CARICO DEL GIORNO TIPO MENSILE	377
18.7.12	CURVE PRESTAZIONALI STANDARD	380
18.7.13	SISTEMI SENZA ACCUMULO TERMICO INERZIALE	381
	Sottosistemi multipli	382
18.7.14	SISTEMI CON ACCUMULO TERMICO INERZIALE	383
18.7.15	SOTTOSISTEMI CON ACCUMULO INERZIALE NON CONGRUO	385
18.7.16	ESEMPIO DI CALCOLO	385
18.8	OSSERVAZIONI SULLA UNI TS 11300/4	387
18.8.1	SOLARE TERMICO	388
18.8.2	POMPE DI CALORE	389
18.8.3	TELERISCALDAMENTO	389
18.8.4	COGENERAZIONE	389
18.9	SOFTWARE COMMERCIALE PER LA UNI TS 11300 PARTE 4	390
19.	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	396

ELENCO DELLE FIGURE

FIGURA 1: VOLUME DI CONTROLLO DELL'EDIFICIO AI FINI DEGLI SCAMBI ENERGETICI	4
FIGURA 2: VARIAZIONE PERIODICA DI TEMPERATURA IN UNO STRATO SEMINFINITO	27
FIGURA 3: ANDAMENTO DELLE OSCILLAZIONI ALL'INTERNO DELLO STRATO	28
FIGURA 4: ONDA DI TEMPERATURA CON $T_M=5\text{ }^\circ\text{C}$ E $\Delta T=10\text{ }^\circ\text{C}$	29
FIGURA 5: ONDE DI TEMPERATURA ALL'INTERNO DELLA PARETE PER I DUE CASI	30
FIGURA 6: ATTENUAZIONE DELL'AMPIEZZA DELL'ONDA DI TEMPERATURA IN FUNZIONE DELL'ASCISSA	30
FIGURA 7: AZIONE DI UNA PARETE SULL'ONDA TERMICA	31
FIGURA 8: ANDAMENTO DEL TRANSITORIO DI RISCALDAMENTO E/O DI RAFFREDDAMENTO	32
FIGURA 9: ANDAMENTO DEL TRANSITORIO DI RISCALDAMENTO E/O DI RAFFREDDAMENTO	33
FIGURA 10: SCHEMA DI UN IGLÙ ESQUIMESE	34
FIGURA 11: INFLUENZA DELLA FORMA ARCHITETTONICA (A/V) SUI DISPERSIONI	34
FIGURA 12: TRANSITORIO TERMICO CON DIVERSE COSTANTI DI TEMPO	35
FIGURA 13: SCAMBI TERMICI DI UNA PARETE ESTERNA SOLEGGIATA.	37
FIGURA 14: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA ARIA-SOLE PER $\alpha=0.2$ E $\alpha=0.9$ PER UN DATO IRRAGGIAMENTO.	37
FIGURA 15: LA PIRAMIDE DEL LOUVRE A PARIGI	39
FIGURA 16: FATTORE DI TRASPARENZA DEI VETRI	40
FIGURA 17: SPETTRO SOLARE IDEALE	40
FIGURA 18: ZONE CLIMATICHE EUROPEE	46
FIGURA 19: SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTO	48
FIGURA 20: ESEMPIO DI POSSIBILI SCAMBI ENERGETICI	50
FIGURA 21: CONFRONTO FRA I VALORI DI APPORTI INTERNI SPECIFICI (IN TERMINI DI POTENZA E ENERGIA) FRA LE DUE VERSIONI DELLA NORMA, PER LE ABITAZIONI DI CATEGORIA E.1 (1) E E.1 (2)	61
FIGURA 22: FLUSSI ENERGETICI PER LA UNI TS11300 PARTE 1 E 2.	63
FIGURA 23: ESEMPIO DI SUDDIVISIONE DI UN IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE INVERNALE E PRODUZIONE DI ACS	75
FIGURA 24: SUDDIVISIONE DI UN SISTEMA DI RISCALDAMENTO	76
FIGURA 25: SUDDIVISIONE DI SISTEMA DI ACS	77
FIGURA 26: SUDDIVISIONE DI UN SISTEMA DI VENTILAZIONE	77
FIGURA 27: ESEMPI DI RETE DI UTENZA E CIRCUITO DI GENERAZIONE	78
FIGURA 28: RETI DI UTENZA E CIRCUITO DI DISTRIBUZIONE IN IMPIANTO DI RISCALDAMENTO	85
FIGURA 29: IMPIANTO CON SATELLITI DI UTENZA (RISCALDAMENTO ED ACS)	85
FIGURA 30: SISTEMA DI GENERAZIONE CHE ALIMENTA PIÙ FABBRICATI	85
FIGURA 31: SCHEMA DI DISTRIBUZIONE IN IMPIANTO PER ACS	86
FIGURA 32: ESEMPIO DI IMPIANTO TERMICO CON RETI DI UTENZA A DIFFERENTE TEMPERATURA	86
FIGURA 33: SCHEMA DI CALCOLO DELL'ENERGIA PRIMARIA	89
FIGURA 34: ESEMPIO DI PARETE IN LATERIZIO PIENO	90
FIGURA 35: ESEMPIO DI PARETI PREFABBRICATE	91
FIGURA 36: ESEMPIO DI PARETI A CASSA VUOTA	91
FIGURA 37: ESEMPIO DI SOLAIO VERSO L'ESTERNO	92
FIGURA 38: ESEMPIO DI SOLAIO IN CALCESTRUZZO	92
FIGURA 39: ESEMPIO DI COPERTURE A FALDE	93
FIGURA 40: CONFINE EDIFICIO E CONFINE DI VALUTAZIONE – VETTORI ENERGETICI CONSEGNATI ED ESPORTATI	94
FIGURA 41: EDIFICIO REALE ED EDIFICIO DI RIFERIMENTO DI PARI GEOMETRIA	100
FIGURA 42: BILANCIO ENERGETICO DELL'EDIFICIO PER L'ENERGIA PRIMARIA	108
FIGURA 43: SCALA DI CLASSIFICAZIONE DELLA PRESTAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI	112
FIGURA 44: SCALA ENERGETICA PER ANNUNCI COMMERCIALI	113
FIGURA 45: EVIDENZIAZIONE DELLE SCALE ENERGETICHE	115
FIGURA 46: FORMAT DELL'APE	116
FIGURA 47: FORMATO ATTESTATO DI QUALIFICAZIONE ENERGETICA	117
FIGURA 48: NUOVO FORMAT DELL'APE 2015	118
FIGURA 49: FORMATO ATTESTATO DI QUALIFICAZIONE ENERGETICA	119
FIGURA 50: FORMATO ATTESTATO DI QUALIFICAZIONE ENERGETICA	120
FIGURA 51: MODELLO R5C1 PROPOSTO DALLA UNI EN 13790	126
FIGURA 52: SCHEMA DEGLI SCAMBI ENERGETICI PER UN AMBIENTE	127
FIGURA 53: ORGANIZZAZIONE DELLE FASI DI INPUT E DI CALCOLO	138

FIGURA 54: ANDAMENTO DELL'UMIDITÀ RELATIVA GIORNALIERA MEDIA MENSILE PER CATANIA	183
FIGURA 55: ANDAMENTO DELL'UMIDITÀ RELATIVA GIORNALIERA MEDIA MENSILE PER NAPOLI	183
FIGURA 56: ANDAMENTO DELL'UMIDITÀ RELATIVA GIORNALIERA MEDIA MENSILE PER ROMA	184
FIGURA 57: BILANCIO DELL'UMIDITÀ E DEL CALORE LATENTE	184
FIGURA 58: ANDAMENTO DELLE UMIDITÀ SPECIFICHE PER ROMA NEL MESE DI AGOSTO	187
FIGURA 59: FLUSSI TERMICI CALCOLATI PER L'EDIFICIO ESEMPIO	188
FIGURA 60: DATI ESTERNI DI PROGETTO PER CATANIA	189
FIGURA 61: ANDAMENTO TIPICO DEL CALORE LATENTE CALCOLATO CON TFM	190
FIGURA 62: ANDAMENTO DEI CARICHI TERMICI CALCOLATI CON R5C1	190
FIGURA 63: RENDIMENTI DI EMISSIONE DI ALCUNI TERMINALI	197
FIGURA 64: ESEMPIO DI DISUNIFORMITÀ NELLA DISTRIBUZIONE DEL CALORE NEGLI AMBIENTI	197
FIGURA 65: EFFETTI DEI SISTEMI DI MONTAGGIO SUI RENDIMENTI DI EMISSIONE	198
FIGURA 66: CORRETTA INSTALLAZIONE DI UN RADIATORE	198
FIGURA 67: APPLICAZIONE DI DESTRATIFICATORI	199
FIGURA 68: RENDIMENTI DI REGOLAZIONE SECONDO LA UNI-10348	199
FIGURA 69: SCHEMA DELLA REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA AMBIENTALE	199
FIGURA 70: EFFETTI DELLA POSIZIONE DELLE TUBAZIONI SUL RENDIMENTO DI DISTRIBUZIONE	200
FIGURA 71: RENDIMENTO DI PRODUZIONE	200
FIGURA 72: GENERATORI SEPARATI PER RISCALDAMENTO E PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA	201
FIGURA 73: GENERATORE COMBINATO PER RISCALDAMENTO E ACQUA SANITARIA	201
FIGURA 74: SCHEMA DI PRINCIPIO DI UNA CALDAIA A CONDENSAZIONE	205
FIGURA 75: CONFRONTO DELLE PERDITE DI ENERGIA FRA DIFFERENTI TIPI DI GENERATORI	205
FIGURA 76: PUNTO DI RUGIADA DEI FUMI DI METANO	205
FIGURA 77: SCHEMA LOGICO DI UNA CALDAIA A CONDENSAZIONE	206
FIGURA 78: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DELLA CALDAIA A CONDENSAZIONE	207
FIGURA 79: FORMAZIONE DELLA CONDENSA	208
FIGURA 80; EFFICIENZA DELLE CALDAIE A CONDENSAZIONE	208
FIGURA 81: CAMERA DI COMBUSTIONE DI UNA CALDAIA A TEMPERATURA SCORREVOLE	209
• FIGURA 82: TUBI DI FUMO PER CALDAIA A TEMPERATURA SCORREVOLE	210
FIGURA 83: ESEMPI DI DATI TECNICI DI UNA CALDAIA A TEMPERATURA SCORREVOLE	210
FIGURA 84: RENDIMENTO DI UNA CALDAIA A TEMPERATURA SCORREVOLE	211
FIGURA 85: SEZIONE DI UNA CALDAIA A TEMPERATURA SCORREVOLE	211
FIGURA 86: CONFRONTO FRA RENDIMENTI DEI DIVERSI TIPI DI CALDAIA	211
FIGURA 87: DISTRIBUZIONE DELLA TEMPERATURA	212
FIGURA 88: SCHEMA DI UNA MODERNA CALDAIA A TRE PASSAGGI DI FUMI	212
FIGURA 89: SCHEMA DI UNA CALDAIA ALIMENTATA A GASOLIO PER FLUIDI DIATERMICI	213
FIGURA 90: ESEMPIO DI CENTRALE TERMICA CON GENERATORI AD OLIO DIATERMICO	214
FIGURA 91: ESEMPIO DI CALDAIA A MANTELLO IN ACCIAIO	214
FIGURA 92: ELEMENTO DI UNA CALDAIA IN GHISA	215
FIGURA 93: CALDAIA MURALE A GAS – CONFIGURAZIONE CHIUSA E APERTA	216
FIGURA 94: SCHEMA FUNZIONALE DI UNA CALDAIA MURALE A GAS	216
• FIGURA 95: TIPOLOGIE DI BIOMASSA	218
FIGURA 96: CICLO DELLA CO ₂ PER LE BIOMASSE	219
FIGURA 97: FUNZIONAMENTO DI UNA CALDAIA A LEGNA	219
FIGURA 98: INSTALLAZIONE DI UNA CALDAIA A BIOMASSA	220
FIGURA 99: SONDA LAMBDA	220
FIGURA 100: INSTALLAZIONE DEL CAMINO PER CALDAIA A BIOMASSA	221
FIGURA 101: FUNZIONAMENTO DI UNA CALDAIA A PELLETS	222
FIGURA 102: ESEMPIO DI TERMO CAMINO	223
FIGURA 103: SCHEMA DI UTILIZZAZIONE DI UN TERMO CAMINO	223
FIGURA 104: SCHEMA DI IMPIANTO PER RISCALDAMENTO AMBIENTALE	224
FIGURA 105: CORRETTA INSTALLAZIONE DI CALDAIE MODULARI	225
FIGURA 106: NON CORRETTA INSTALLAZIONE DELLE CALDAIE MODULARI	225
FIGURA 107: ESEMPIO DI BRUCIATORE	228
FIGURA 108: REGOLAZIONE MONOSTADIO ON-OFF	228
FIGURA 109: ESEMPIO DI BRUCIATORE MONOSTADIO	229
FIGURA 110: ESEMPIO DI DATI DI TARGA DI UN BRUCIATORE MONOSTADIO	229
FIGURA 111: ESEMPIO DI CAMPI DI LAVORO DI BRUCIATORI MONOSTADIO	229

FIGURA 112: REGIME BISTADIO 50 ÷ 100%	230
FIGURA 113: ESEMPIO DI DATI DI TARGA DI UN BRUCIATORE BISTADIO	230
FIGURA 114: ESEMPI DI CAMPI DI LAVORO DI BRUCIATORI BISTADIO	230
FIGURA 115: ESEMPIO DI BRUCIATORE MODULANTE	231
FIGURA 116: SCHEMA DI PRINCIPIO DELLA REGOLAZIONE DI UN BRUCIATORE	231
FIGURA 117: REGIME MODULANTE FRA 50 E 100%	231
FIGURA 118: ESEMPIO DI CATALOGO COMMERCIALE PER BRUCIATORI DI BASSA POTENZA	232
FIGURA 119: CICLO INVERSO PER LA POMPA DI CALORE	235
FIGURA 120: CICLO DI CARNOT INVERSO	236
FIGURA 121: SCHEMA DI UNA MACCHINA FRIGORIFERA E/O DI UNA POMPA DI CALORE	236
FIGURA 122: CICLO FRIGORIFERO A COMPRESIONE DI VAPORE SATURO NEL PIANO (H,P)	237
FIGURA 123: CICLO FRIGORIFERO CON SOTTORAFFREDDAMENTO	237
FIGURA 124: CICLO FRIGORIFERO CON SOTTORAFFREDDAMENTO NEL PIANO (H,P)	237
FIGURA 125: SCHEMA IMPIANTISTICO DI UN CICLO FRIGORIFERO A VAPORI SATURI	238
FIGURA 126: ASSONOMETRIA DI UNA POMPA DI CALORE DEL TIPO ACQUA - ACQUA	238
FIGURA 127: ANDAMENTO DELLA POTENZA E COP AL VARIARE DELLA TEMPERATURA ESTERNA	239
FIGURA 128: NUOVA ETICHETTATURA DEI REFRIGERATORI E POMPE DI CALORE	240
FIGURA 129: DATA SHEET DI UNA MODERNA POMPA DI CALORE CON L'INDICAZIONE DELLO SCOP	241
FIGURA 130: FUNZIONAMENTO ESTIVO DI UN CICLO FRIGORIFERO REVERSIBILE	243
FIGURA 131: FUNZIONAMENTO INVERNALE DI UN CICLO FRIGORIFERO REVERSIBILE	243
FIGURA 132: LAYOUT IMPIANTISTICO DI UN REFRIGERATORE IN FUNZIONAMENTO ESTIVO	244
FIGURA 133: LAYOUT IMPIANTISTICO DI UN REFRIGERATORE IN FUNZIONAMENTO ESTIVO	245
FIGURA 134: LAYOUT IMPIANTISTICO PER UNA POMPA DI CALORE- STAGIONE INVERNALE	245
FIGURA 135: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DELLA POMPA DI CALORE	245
FIGURA 136: SCHEMA DI IMPIANTO DI UNA POMPA DI CALORE ED UNA CALDAIA DI INTEGRAZIONE	246
FIGURA 137: PUNTO DI EQUILIBRIO E TEMPERATURA BIVALENTE	246
FIGURA 138: VARIAZIONE DEL PUNTO DI EQUILIBRIO AL VARIARE DELLA TEMPERATURA DI POZZO CALDO	247
FIGURA 139: VARIAZIONE DEL RAPPORTO COP/CO _{P_{NOMINALE}}	247
FIGURA 140: RECUPERO DI CALORE DELL'ARIA DI ESPULSIONE	248
FIGURA 141: RECUPERO DI CALORE DELL'ARIA DI ESPULSIONE PER RISCALDAMENTO E ACS	248
FIGURA 142: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA DEL TERRENO A VARIE PROFONDITÀ	249
FIGURA 143: SCHEMA IMPIANTISTICO DI UNA POMPA DI CALORE GEOTERMICA	249
FIGURA 144: ANDAMENTO DELLO SCOP PER VARIE ZONE CLIMATICHE	250
FIGURA 145: CONVENIENZA DELLE PdC RISPETTO ALLE CALDAIE TRADIZIONALI	250
FIGURA 146: ESEMPIO DI IMPIANTO A POMPA DI CALORE CON DISTRIBUZIONE AD ARIA	251
FIGURA 147: REGIMI DI FUNZIONAMENTO IN FREE COOLING	253
FIGURA 148: VISTA DELL'INTERNO DI UN REFRIGERATORE REVERSIBILE COMPLETO DI VASO DI ESPANSIONE E POMPE DI CIRCOLAZIONE	253
FIGURA 149: DISTANZE MINIME DI MONTAGGIO DI UN REFRIGERATORE	254
FIGURA 150: SCHEMA DI UNA MACCHINA AD ASSORBIMENTO	256
FIGURA 151: CICLO DI MACCHINA AD ASSORBIMENTO AD ACQUA E BRLI	256
FIGURA 152: ESEMPIO DI POMPA DI CALORE AD ASSORBIMENTO ALIMENTATA A GAS	257
FIGURA 153: DATI NOMINALI DI UNA POMPA DI CALORE AD ASSORBIMENTO ALIMENTATA A GAS	257
FIGURA 154: ESEMPI DI INSTALLAZIONE DI UNA POMPA DI CALORE A GAS	258
FIGURA 155: MACCHINA AD ASSORBIMENTO COMMERCIALE	258
FIGURA 156: CONFRONTO FRA CICLO A COMPRESSORE E AD ASSORBIMENTO	258
FIGURA 157: SPACCATO DI UN MODERNO SISTEMA SPLIT	259
FIGURA 158: IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE TIPO SPLIT	260
FIGURA 159: SISTEMA SPLIT CON CANALIZZAZIONE INTERNA	261
FIGURA 160: SCHEMA DI INSTALLAZIONE DI SISTEMI SPLIT IN UN EDIFICIO	262
FIGURA 161: DATA SHEET PER LA SELEZIONE DI UNITÀ SPLIT	263
FIGURA 162: SCHEMA COSTRUTTIVO DI UN VENTILCONVETTORE	266
FIGURA 163: VISTA DELL'INTERNO DI UN VENTILCONVETTORE – BATTERIA DI SCAMBIO E VENTILATORE	266
FIGURA 164: DATI DI TARGA DI UN VENTILCONVETTORE	267
FIGURA 165: PORTATE DI ACQUA NOMINALI DI UN VENTILCONVETTORE	267
FIGURA 166: BOCCHETTA DI MANDATA DELL'ARIA CON ALETTE IN ALLUMINIO	271
FIGURA 167: TIPOLOGIE DI DIFFUSORI	271
FIGURA 168: COMPONENTI DELLE BOCCHETTE DI MANDATA	272

FIGURA 169: SEZIONE DI UN DIFFUSORE	272
FIGURA 170: ABACO DI SELEZIONE DI UNA BOCCHETTA DI MANDATA	273
FIGURA 171: ESEMPIO DI LANCIO L _T	273
FIGURA 172: FUNZIONAMENTO DI UN RECUPERATORE DI CALORE	275
FIGURA 173: SCHEMA DEI FLUSSI INCROCIATI	275
FIGURA 174: PRESTAZIONI DI UN RECUPERATORE DI CALORE	276
FIGURA 175: VISTA INTERNA DI UN RECUPERATORE DI CALORE	276
FIGURA 176: PERDITE DI CARICO DI UN RECUPERATORE DI CALORE	276
FIGURA 177: VISTA DI UN RECUPERATORE DI CALORE ALL'INTERNO DELL'UTA	277
FIGURA 178: CARATTERISTICHE DELLE LAMPADE A LED	280
FIGURA 179: PASSI DI CALCOLO DELLA PRESTAZIONE ENERGETICA DEI SISTEMI EDIFICI-IMPIANTO	285
FIGURA 180; SCHEMA DELLA POMPA DI CALORE SECONDO LA DECISIONE 01-03-2013	288
FIGURA 181: ZONE CLIMATICHE EUROPEE	288
FIGURA 182: CERTIFICAZIONE DEL SOFTWARE STIMA10-TFM	294
FIGURA 183: PIANTA PIANO TERRA	295
FIGURA 184: PIANTA PIANO PRIMO	295
FIGURA 185: PROSPETTI	296
FIGURA 186: SEZIONE DELLA VILLETTA	296
FIGURA 187: STRATIGRAFIA DELLE PARETI	296
FIGURA 188: VALORI DELLA TRASMITTANZA DELLE PARETI	296
FIGURA 189: DATI CLIMATICI PER CATANIA	297
FIGURA 190: CALCOLO DELLA TRASMITTANZA DEGLI INFISSI	297
FIGURA 191: CALCOLO DELLA TRASMITTANZA DEL SOFFITTO	297
FIGURA 192: CALCOLO DELLA TRASMITTANZA DEL PAVIMENTO	298
FIGURA 193: INPUT DEI DATI IN TFM	298
FIGURA 194: VERIFICA DELLA PRESTAZIONE ENERGETICA	299
FIGURA 195: VERIFICA I EPI	299
FIGURA 196: MANCATA VERIFICA DELLA QR PER ACS	299
FIGURA 197: UTILIZZO DI COLLETTI SOLARI TERMICI PER ACS	300
FIGURA 198: VERIFICA DELLA QR PER PRODUZIONE DI ACS	300
FIGURA 199: VERIFICA DELLA QR DEL D.LGS. 18/2011	301
FIGURA 200: CONFRONTO CON L'EPI CORRETTO	302
FIGURA 201: INSERIMENTO DEI PANNELLI FOTOVOLTAICI	302
FIGURA 202: VERIFICA DEL QR CON PANNELLI FOTOVOLTAICI	303
FIGURA 203: DATI CLIMATOLOGICI DI CUNEO	304
FIGURA 204: SINTESI DELLA VERIFICA ENERGETICA	304
FIGURA 205: RIEPILOGO DELLE VERIFICHE ENERGETICHE E DELLA QR	305
FIGURA 206: UTILIZZO DEI COLLETTORI SOLARI PER ACS	306
FIGURA 207: QR COMPLESSIVA CON SOLI COLLETTORI SOLARI	306
FIGURA 208: VERIFICA ENERGETICA CON PANNELLI FOTOVOLTAICI	306
FIGURA 209: CONFRONTO FRA GLI INDICI DI PRESTAZIONE ENERGETICA	307
FIGURA 210: RIEPILOGO DELLA VERIFICA ENERGETICA CON PANNELLI FV	307
FIGURA 211: VALORI DI EPCI LIMITE CORRETTI SECONDO D.LGS. 28/2011	308
FIGURA 212: NUOVA TIPOLOGIA DI SERRAMENTI	308
FIGURA 213: VERIFICA ENERGETICA CON TRIPLE FINESTRE	308
FIGURA 214: NUOVA TIPOLOGIA DI INFISSI CON TRIPLO VETRO ALLO XENON	309
FIGURA 215: NUOVA VERIFICA CON INFISSI ALLO XENON	309
FIGURA 216: NUOVI INDICI ENERGETICI CON SUPERFICIE RIDOTTA DI PANNELLI FV	309
FIGURA 217: DEFINIZIONE DEL CONFINE DELL'EDIFICIO	311
FIGURA 218: PUNTO DI FORNITURA DELLE ENERGIE RINNOVABILI ON SITE	312
FIGURA 219: DELIMITAZIONE DEI CONFINI DELL'EDIFICIO	315
FIGURA 220: LEGENDA PER LA DETERMINAZIONE DEI CONFINI DELL'EDIFICIO	316
FIGURA 221: ESEMPIO DI SISTEMA PLURIENERGETICO	317
FIGURA 222: LAYOUT DEL FOGLIO EXCEL RELATIVO AL CALCOLO DEI FABBISOGNI DI RISCALDAMENTO	322
FIGURA 223: LAYOUT DEL FOGLIO EXCEL RELATIVO AL CALCOLO DEI FABBISOGNI PER PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA	323
FIGURA 224. LAYOUT DEI RIQUADRI IN CUI INSERIRE I DATI GEOMETRICI E CLIMATICI	327
FIGURA 225: LAYOUT RELATIVO AI DATI DI INGRESSO NEL FOGLIO EXCEL.	331

FIGURA 226: LAYOUT FABBISOGNI PER PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA E RISULTATI OTTENUTI	331
FIGURA 227: PERCENTUALE DI ENERGIA TERMICA PRODOTTA E DI ENERGIA DA INTEGRARE (IN ROSSO).	332
FIGURA 228: GRAFICO DEL ENERGIA TERMICA PRODOTTA	332
FIGURA 229: LAYOUT DEI QUADRI DI DATI DI INPUT IN EXCEL	334
FIGURA 230: LAYOUT DEL FOGLIO EXCEL RELATIVO AI RISULTATI PER SISTEMA FOTOVOLTAICO.	334
FIGURA 231: FATTORI DI CORREZIONE DEL RENDIMENTO A POTENZA NOMINALE E TEMPERATURA DI TEST	340
FIGURA 232: TEMPERATURA MEDIA DELL'ACQUA IN CONDIZIONI INTERMEDIE E FATTORE DI CORREZIONE.	340
FIGURA 233: PARAMETRI PER LA DETERMINAZIONE DEI RENDIMENTI MINIMI.	342
FIGURA 234: LAYOUT RELATIVO AL CALCOLO DEL RENDIMENTO PRECALCOLATO	349
FIGURA 235: LAYOUT RELATIVO AL CALCOLO DEL RENDIMENTO CON METODO ANALITICO	349
FIGURA 236: SUDDIVISIONE DELL'EUROPA IN TRE ZONE CLIMATICHE	353
FIGURA 237: ESEMPIO DI INPUT DEI DATI PER COP E POTENZA TERMICA DELLE PdC	353
FIGURA 238: VALORI DEL COP E DELLA POTENZA TERMICA PER LE TEMPERATURE PREVISTE NEL SERVIZIO DI ACQUA CALDA SANITARIA E SORGENTE FREDDA ARIA ESTERNA.	356
FIGURA 239 INTERPOLAZIONE DEI DATI FORNITI PER SORGENTE CALDA A TEMPERATURA COSTANTE	356
FIGURA 240: DETERMINAZIONE GRAFICA DELLA TEMPERATURA BIVALENTE (PUNTO A CR=1)	357
FIGURA 241: DISTRIBUZIONE DELLA TEMPERATURA ESTERNA IN BIN	359
FIGURA 242: LAYOUT DEI DATI DI INGRESSO DELL'ESEMPIO DI CALCOLO PROPOSTO	363
FIGURA 243: LAYOUT DEI RISULTATI DELL'ESEMPIO DI CALCOLO PROPOSTO	364
FIGURA 244: METODO BIN APPLICATO AL RISCALDAMENTO CON PdC	365
FIGURA 245: SCHEMA DI DISTRIBUZIONE MEDIANTE RETE DI TELERISCALDAMENTO	367
FIGURA 246: LAYOUT DATI RICHIESTI PER IL CALCOLO DELLE POTENZE IN USCITA DALLA SOTTOSTAZIONE DI SCAMBIO TERMICO	368
FIGURA 247: LAYOUT RELATIVO AI RISULTATI PER L'ESEMPIO DI CALCOLO PROPOSTO	369
FIGURA 248: LAYOUT RELATIVO AL CALCOLO DEI FATTORI DI CONVERSIONE IN ENERGIA PRIMARIE E DI EMISSIONE DI CO ₂ .	370
FIGURA 249: PRODUZIONE SEPARATA DI ENERGIA TERMICA ED ELETTRICA PRODUZIONE IN COGENERAZIONE	371
FIGURA 250: ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI POTENZA TERMICA PER RISCALDAMENTO NEL MESE DI GENNAIO	379
FIGURA 251: ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI POTENZA TERMICA PER RAFFRESCAMENTO NEL MESE DI LUGLIO	379
FIGURA 252: ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI ACQUA CALDA SANITARIA	380
FIGURA 253: ESEMPIO DI CALCOLO DI CURVE PRESTAZIONALI DA FORMULAZIONE STANDARD	381
FIGURA 254: LAYOUT RELATIVO AI DATI DI INPUT DEL FOGLIO EXCEL	386
FIGURA 255: LAYOUT RELATIVO AI FABBISOGNI DA INSERIRE NEL FOGLIO EXCEL	386
FIGURA 256: LAYOUT RELATIVO AI RISULTATI FORNITI DAL FOGLIO EXCEL	387
FIGURA 257: GRAFICO DELLA PRODUZIONE DI ENERGIA TERMICA DELLE UNITÀ COGENERATIVE	387
FIGURA 258: RISULTATI DELLE VERIFICHE ENERGETICHE	390
FIGURA 259: RENDIMENTI DI EMISSIONE E REGOLAZIONE	391
FIGURA 260: GENERAZIONE	391
FIGURA 261: SELEZIONE DI UN IMPIANTO FOTOVOLTAICO	392
FIGURA 262: ENERGIA ELETTRICA PRODOTTA	392
FIGURA 263: SELEZIONE DEI COLLETTORI SOLARI PIANI	393
FIGURA 264: ENERGIA PRODOTTA DAI COLLETTORI PIANI	393
FIGURA 265: SELEZIONE DI UNA POMPA DI CALORE	394
FIGURA 266: VERIFICA DELL'EFFICIENZA ENERGETICA	395

ELENCO DELLE TABELLE

TABELLA 1: DATI DI CALCOLO PER IL REGIME PERIODICO	29
TABELLA 2: CALCOLO DELLA DIFFERENZA DI TEMPERATURA ARIA SOLE MENO AMBIENTE	38
TABELLA 3: CONFRONTO DEI COSTI DI ESERCIZIO ENERGETICO	46
TABELLA 4: PROSPETTO DELLE APPENDICI AGGIUNTE (NELLA UNI/TS 11300-1:2014)	56
TABELLA 5: PROSPETTO DELLE APPENDICI ELIMINATE (DALLA UNI/TS 11300-1:2008)	56
TABELLA 6: PROSPETTO DELLE APPENDICI RIMASTE INVARIATE (NELLA UNI/TS 11300-1:2014)	56
TABELLA 7: TASSO DI RICAMBIO D'ARIA (ESPRESSO IN h^{-1}) NEL CASO DI SEMPLICE AREAZONE (ELABORAZIONE DATI A PARTIRE DAI VALORI DELLA NORMA).	59
TABELLA 8: DURATA DELLA STAGIONE DI RISCALDAMENTO	63
TABELLA 9: PROSPETTO 1 – SPESSORE MASSIMO DA CONSIDERARE PER IL CALCOLO DELLA CAPACITÀ TERMICA INTERNA	84
TABELLA 10: FABBISOGNI ENERGETICI DELL'EDIFICIO	95
TABELLA 11: TIPOLOGIA DI ASCENSORI	96
TABELLA 12: TIPOLOGIA DI IMPIANTI PER TIPOLOGIA DI EDIFICI	97
TABELLA 13: CONDIZIONI DI UTILIZZO DI SCALE E MARCIAPIEDI MOBILI	97
TABELLA 14: CLASSIFICAZIONE DEGLI EDIFICI IN BASE ALLA DESTINAZIONE D'USO	101
TABELLA 15: TRASMITTANZE TERMICHE PER STRUTTURE VERTICALI OPACHE DELL'EDIFICIO DI RIFERIMENTO	103
TABELLA 16: TRASMITTANZE TERMICHE PER STRUTTURE ORIZZONTALI OPACHE VERSO L'ESTERNO DELL'EDIFICIO DI RIFERIMENTO	103
TABELLA 17: TRASMITTANZE TERMICHE PER STRUTTURE ORIZZONTALI OPACHE VERSO IL TERRENO DELL'EDIFICIO DI RIFERIMENTO	103
TABELLA 18: TRASMITTANZE TERMICHE PER STRUTTURE VERTICALI TRASPARENTI DELL'EDIFICIO DI RIFERIMENTO	103
TABELLA 19: TRASMITTANZE TERMICHE PER STRUTTURE OPACHE DI SEPARAZIONE TRA EDIFICI	103
TABELLA 20: VALORE MASSIMO AMMISSIBILE DEL COEFFICIENTE MEDIO GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO H'_T ($W/(m^2K)$)	104
TABELLA 21: VALORE MASSIMO AMMISSIBILE DEL RAPPORTO TRA AREA SOLARE EQUIVALENTE ESTIVA DEI COMPONENTI FINESTRATI E L'AREA DELLA SUPERFICIE UTILE $A_{SOL,EST}/A_{SUP,UTILE}$	105
TABELLA 22: EFFICIENZE MEDIE H_v DEI SOTTOSISTEMI DI UTILIZZAZIONE DELL'EDIFICIO DI RIFERIMENTO PER I SERVIZI DI H, C, W	106
TABELLA 23: FATTORI DI CONVERSIONE IN ENERGIA PRIMARIA DEI VETTORI ENERGETICI	106
TABELLA 24: EFFICIENZE MEDIE H_{GN} DEI SOTTOSISTEMI DI GENERAZIONE DELL'EDIFICIO DI RIFERIMENTO PER LA PRODUZIONE DI ENERGIA TERMICA PER I SERVIZI DI H, C, W E PER LA PRODUZIONE DI ENERGIA ELETTRICA IN SITU.	107
TABELLA 25: FABBISOGNO DI ENERGIA ELETTRICA SPECIFICO PER m^3 DI ARIA MOVIMENTATA	107
TABELLA 26: RENDIMENTI, PARAMETRI E INDICI DI PRESTAZIONE ENERGETICA	109
TABELLA 27: TECNOLOGIE STANDARD DELL'EDIFICIO DI RIFERIMENTO	114
TABELLA 28: SCALA DI CLASSIFICAZIONE DEGLI EDIFICI CON L'INDICE DI PRESTAZIONE ENERGETICA GLOBALE NON RINNOVABILE $EP_{GL,NR}$	114
TABELLA 29: INDICATORE DELLA PRESTAZIONE ENERGETICA INVERNALE ED ESTIVA DELL'INVOLUCRO, AL NETTO DELL'EFFICIENZA DEGLI IMPIANTI PRESENTI.	121
TABELLA 30: TRASMITTANZA TERMICA U MASSIMA DELLE STRUTTURE OPACHE VERTICALI, VERSO L'ESTERNO	122
TABELLA 31: TRASMITTANZA TERMICA U MASSIMA DELLE STRUTTURE OPACHE ORIZZONTALI DI COPERTURA, VERSO L'ESTERNO	122
TABELLA 32: TRASMITTANZA TERMICA U MASSIMA DELLE STRUTTURE OPACHE ORIZZONTALI DI PAVIMENTO, VERSO L'ESTERNO	122
TABELLA 33: TRASMITTANZA TERMICA U MASSIMA DELLE CHIUSURE TECNICHE TRASPARENTI E OPACHE E DEI CASSONETTI, COMPRESIVI DEGLI INFISSI, VERSO L'ESTERNO E VERSO AMBIENTI NON RISCALDATI	122
TABELLA 34: VALORE DEL FATTORE DI TRASMISSIONE SOLARE TOTALE G_{GL+SH} PER COMPONENTI FINESTRATI CON ORIENTAMENTO DA EST A OVEST PASSANDO PER SUD	123
TABELLA 35: REQUISITI E CONDIZIONI DI PROVA PER POMPE DI CALORE ELETTRICHE SERVIZIO RISCALDAMENTO	124
TABELLA 36: REQUISITI E CONDIZIONI DI PROVA PER POMPE DI CALORE ELETTRICHE SERVIZIO RAFFRESCAMENTO	124
TABELLA 37: REQUISITI E CONDIZIONI DI PROVA PER POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO ED ENDOTERMICHE SERVIZIO RISCALDAMENTO	124
TABELLA 38: REQUISITI DI EFFICIENZA ENERGETICA PER POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO ED ENDOTERMICHE PER IL SERVIZIO DI RAFFRESCAMENTO, PER TUTTE LE TIPOLOGIE	125
TABELLA 39: VALORI DI DEFAULT PER IL CALCOLO DI A_M E DI C_M	130
TABELLA 40: CALCOLO DEL CALORE LATENTE PER ROMA NEL MESE DI AGOSTO	186

TABELLA 41: UMIDITÀ MEDIA ORARIA MENSILE PER ROMA	186
TABELLA 42: DATI DI INPUT DELL'EDIFICIO ESEMPIO	187
TABELLA 43: VALORI DELLE CONDUTTANZE PER L'EDIFICIO ESEMPIO	188
TABELLA 44: VETTORI DI INPUT PER IL MODELLO PER L'EDIFICIO ESEMPIO	188
TABELLA 45: BILANCIO ENERGETICO MENSILE PER L'EDIFICIO ESEMPIO A NAPOLI	191
TABELLA 46: CALCOLO DEGLI INDICI DI PRESTAZIONE PER CALORE SENSIBILE PER L'EDIFICIO ESEMPIO A NAPOLI	191
TABELLA 47: BILANCIO ENERGETICO MENSILE TOTALE PER L'EDIFICIO ESEMPIO A NAPOLI	192
TABELLA 48: CALCOLO DEGLI INDICI DI PRESTAZIONE TOTALI PER L'EDIFICIO ESEMPIO A NAPOLI	192
TABELLA 49: CARATTERISTICHE ENERGETICHE ED ECONOMICHE DELLE BIOMASSE	218
TABELLA 50: DATA SHEET PER CALDAIE A BIOMASSA	222
TABELLA 51: DATI CARATTERISTICI PER UNA CALDAIA IN ACCIAIO	227
TABELLA 52: CONDIZIONI DI RIFERIMENTO PER UNA POMPA DI CALORE PER RISCALDAMENTO	239
TABELLA 53: DATI TECNICI RELATIVI AI REFRIGERATORI D'ACQUA (E/O POMPE DI CALORE)	242
TABELLA 54: POTENZIALITÀ FRIGORIFERA DI FAN COIL A DUE TUBI CON DIFFERENZA DI TEMPERATURA ACQUA – AMBIENTE	269
TABELLA 55: POTENZIALITÀ TERMICA DI FAN COIL A DUE TUBI CON DIFFERENZA DI TEMPERATURA ACQUA – AMBIENTE	270
TABELLA 56: TABELLA DI SELEZIONE DELLE BOCCHETTE DI MANDATA	274
TABELLA 57: DATI TECNICI DI UN MONOBLOCCO RECUPERATORE DI CALORE	277
TABELLA 58: FATTORI DI CONVERSIONE IN ENERGIA PRIMARIA	286
TABELLA 59: SCOP PER POMPE DI CALORE ELETTRICHE INDICATE DALLA DECISIONE 01-03-2013	289
TABELLA 60: SCOP PER POMPE DI CALORE TERMICHE INDICATE DALLA DECISIONE 01-03-2013	289
TABELLA 61: SIMBOLI PER UNITÀ DI MISURA	290
TABELLA 62: PROSPETTO DEI PEDICI	290
TABELLA 63: CATALOGO DI POMPE DI CALORE	291
TABELLA 64: FATTORI DI ENERGIA PRIMARIA DEI VETTORI ENERGETICI DELLA R. 14/13 CTI	314
TABELLA 65: FATTORI DI ENERGIA PRIMARIA DELL'ENERGIA ELETTRICA ESPORTATA	314
TABELLA 66: PRIORITÀ DEI GENERATORI	317
TABELLA 67: CRITERI DI ATTIVAZIONE DEI GENERATORI	317
TABELLA 68: DATI MENSILI DEI GENERATORI	318
TABELLA 69: : VALORE DEL FATTORE DI CONVERSIONE IN ENERGIA PRIMARIA PER TIPO DI VETTORE ENERGETICO	320
TABELLA 70: VALORE DEL FATTORE DI EMISSIONE DI CO2 PER TIPO DI VETTORE ENERGETICO	321
TABELLA 71: PROSPETTO PER CALCOLO DEL COEFFICIENTE A PER FABBISOGNO TERMICO ACS	323
TABELLA 72: PROSPETTO COEFFICIENTI PER CALCOLO DEI FATTORI ADIMENSIONALI X E Y.	325
TABELLA 73: PROSPETTO COEFFICIENTI DI CORRELAZIONE	326
TABELLA 74: . VALORI DEL COEFFICIENTE X AL VARIARE DEL TIPO DI INTEGRAZIONE DEL BACK-UP	326
TABELLA 75: VALORI DEL FATTORE DI EFFICIENZA FPV	333
TABELLA 76: VALORI DEL FATTORE DI POTENZA DI PICCO K_{pv} .	333
TABELLA 77: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER CAMINI, STUFE E CUCINE A BIOMASSA E FLUIDO ACQUA	336
TABELLA 78: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER GENERATORI A CARICAMENTO MANUALE ASPIRATI E FLUIDO ACQUA	337
TABELLA 79: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER GENERATORI A CARICAMENTO MANUALE VENTILATI E FLUIDO ACQUA	337
TABELLA 80: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER GENERATORI A CARICAMENTO AUTOMATICO VENTILATI E FLUIDO ACQUA	337
TABELLA 81: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER GENERATORI A CONDENSAZIONE, CARICAMENTO AUTOMATICO VENTILATI	337
TABELLA 82: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER CAMINI, STUFE E CUCINE CON FLUIDO DI SCAMBIO ARIA	338
TABELLA 83: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER GENERATORI A CARICAMENTO AUTOMATICO VENTILATI FLUIDO ARIA	338
TABELLA 84: FATTORE DI RIDUZIONE DELLA TEMPERATURA E VALORI CONVENZIONALI DELLA TEMPERATURA DEL LOCALE	341
TABELLA 85: PARAMETRI PER LA DETERMINAZIONE DELLA POTENZA A CARICO Nullo DI DEFAULT	342
TABELLA 86: PARAMETRI PER IL CALCOLO DELLA POTENZA DEGLI AUSILIARI	344
TABELLA 87: VALORI DI DEFAULT PER IL CALCOLO DELLA POTENZA DEGLI AUSILIARI (FLUIDO TERMOVETTORE ACQUA).	344
TABELLA 88: VALORI DI DEFAULT PER IL CALCOLO DELLA POTENZA DEGLI AUSILIARI (FLUIDO TERMOVETTORE ARIA).	345
TABELLA 89: VALORI DI φ IN FUNZIONE DEL VOLUME DI ACCUMULO	345
TABELLA 90: FRAZIONE DELLE PERDITE DI CARICO Nullo ATTRIBUITE AL MANTELLO	346
TABELLA 91: FRAZIONI LIMITE DI FABBISOGNO PER SOTTOSISTEMI MULTIPLI E FLUIDO TERMOVETTORE ACQUA	347
TABELLA 92: FRAZIONI LIMITE DI FABBISOGNO PER SOTTOSISTEMI MULTIPLI E FLUIDO TERMOVETTORE ARIA	347

TABELLA 93: TEMPERATURE DI RIFERIMENTO PER LA FORNITURA DEI DATI TECNICI DELLE POMPE DI CALORE	352
TABELLA 94: COEFFICIENTI DI CORREZIONE DEL GUE AI CARICHI PARZIALI PER POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO	358
TABELLA 95: TEMPERATURA DI DEFAULT PER TIPO DI RETE DI DISTRIBUZIONE	368
TABELLA 96: VALORI DEI COEFFICIENTI E DELLE TEMPERATURE DI RIFERIMENTO PER CALCOLO PERDITE	368
TABELLA 97: FATTORI DI CORREZIONE PER IL CALCOLO DELLE PERDITE IN SOTTOSTAZIONE	369
TABELLA 98: CONTRIBUTI FRAZIONALI PER IL CALCOLO DELLA FRAZIONE COGENERATA	376
TABELLA 99: FATTORI PER IL CALCOLO DEL RENDIMENTO MEDIO MENSILE PER UNITÀ AD ASSORBIMENTO	376
TABELLA 100: ESEMPIO DI CALCOLO DELLA DISTRIBUZIONE DEL FABBISOGNO PER RISCALDAMENTO	378
TABELLA 101: CURVE PRESTAZIONALI STANDARD PER MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA E TURBOGAS A COMPRESSORE CENTRIFUGO	380