

IL PRESIDENTE DELLA REGIONE
Augusto ROLLANDIN

IL DIRIGENTE ROGANTE
Livio SALVEMINI

REFERTO DI PUBBLICAZIONE

Il sottoscritto certifica che copia della presente deliberazione è in pubblicazione all'albo dell'Amministrazione regionale dal _____ per quindici giorni consecutivi.

Aosta, li _____

IL DIRIGENTE
Massimo BALESTRA

Verbale di deliberazione adottata nell'adunanza in data 23 dicembre 2010

In Aosta, il giorno ventitre (23) del mese di dicembre dell'anno duemiladieci con inizio alle ore otto e tre minuti, si è riunita, nella consueta sala delle adunanze sita al secondo piano del palazzo della Regione - Piazza Deffeyes n. 1,

LA GIUNTA REGIONALE DELLA VALLE D'AOSTA

Partecipano alla trattazione della presente deliberazione :

Il Presidente della Regione Augusto ROLLANDIN

e gli Assessori

Aurelio MARGUERETTAZ - Vice-Presidente

Giuseppe ISABELLON

Albert LANIECE

Claudio LAVOYER

Ennio PASTORET

Laurent VIERIN

Marco VIERIN

Manuela ZUBLENA

Si fa menzione che l'Assessore Marco VIERIN interviene alla seduta dopo l'approvazione della deliberazione n. 3583.

Svolge le funzioni rogatorie il Dirigente della Segreteria della Giunta regionale, Sig. Livio SALVEMINI.

E' adottata la seguente deliberazione:

N° **3629** OGGETTO :

APPROVAZIONE DI ULTERIORI DEFINIZIONI INTEGRATIVE DELL'ALLEGATO A DELLA DGR 3014/2009, DEGLI INDICATORI CLIMATICI, DELLE METODOLOGIE PER LA DETERMINAZIONE DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEGLI EDIFICI E RELATIVE SEMPLIFICAZIONI DI CUI AGLI ARTICOLI 2, 4 E 7 DELLA L.R. 18 APRILE 2008, N. 21 (DISPOSIZIONI IN MATERIA DI RENDIMENTO ENERGETICO NELL'EDILIZIA).

LA GIUNTA REGIONALE

vista la direttiva 2002/91/CE del Parlamento europeo e del Consiglio del 16 dicembre 2002 sul rendimento energetico nell'edilizia;

vista la direttiva 2006/32/CE del Parlamento europeo e del Consiglio del 5 aprile 2006 concernente l'efficienza degli usi finali dell'energia e i servizi energetici e recante abrogazione della direttiva 93/76/CEE del Consiglio;

vista la direttiva 2010/31/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010 sulla prestazione energetica nell'edilizia (rifusione);

visto il decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192 (Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell'edilizia);

visto il decreto legislativo 29 dicembre 2006, n. 311 (Disposizioni correttive ed integrative al decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, recante attuazione della direttiva 2002/91/CE, relativa al rendimento energetico nell'edilizia);

visto il decreto legislativo 30 maggio 2008, n. 115 (Attuazione della direttiva 2006/32/CE relativa all'efficienza degli usi finali dell'energia e i servizi energetici e abrogazione della direttiva 93/76/CEE del Consiglio);

visto il decreto del Presidente della Repubblica 2 aprile 2009, n. 59 (Regolamento di attuazione dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e b), del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, concernente attuazione della direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia);

visto il decreto 26 giugno 2009 del Ministro dello sviluppo economico, emanato di concerto con i Ministri dell'ambiente e delle infrastrutture e dei trasporti, recante la definizione delle linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici;

vista la legge regionale 18 aprile 2008, n. 21 (Disposizioni in materia di rendimento energetico nell'edilizia) e successive modificazioni;

considerato che l'articolo 1, comma 2, della citata l.r. 21/2008 prevede, tra le altre finalità, che la Regione disciplini le metodologie per la determinazione delle prestazioni energetiche degli edifici;

richiamato inoltre il capo II della l.r. 21/2008 e, in particolare, quanto previsto all'articolo 4, comma 1, che demanda alla competenza della Giunta regionale l'individuazione dei criteri per la determinazione degli indicatori climatici e la deliberazione delle metodologie per la determinazione delle prestazioni energetiche degli edifici;

dato atto che le suddette determinazioni devono essere condotte sulla base degli obiettivi di pianificazione energetica regionale e delle prescrizioni contenute nella normativa tecnica statale e comunitaria vigente in materia;

considerato che l'articolo 2 della richiamata l.r. 21/2008 prevede l'applicazione delle definizioni contenute nel d.lgs. 192/2005, integrate con quelle già approvate con deliberazione della Giunta regionale n. 3014 in data 30 ottobre 2009 avente per oggetto "Approvazione delle definizioni integrative, dei requisiti minimi di prestazione energetica degli edifici e delle prescrizioni previsti, rispettivamente, dagli articoli 2, 6 e 15, commi 1 e 2, della legge regionale 18 aprile 2008, n. 21 (Disposizioni in materia di rendimento energetico nell'edilizia).";

tenuto conto che le definizioni approvate con la citata deliberazione 3014/2009 non sono sufficienti per rendere conto con la dovuta chiarezza dei molteplici e complessi aspetti della metodologia di calcolo da approvare con il presente atto;

valutata quindi l'opportunità di perfezionare tali definizioni mediante l'approvazione di ulteriori definizioni integrative;

tenuto presente che la definizione delle metodologie di calcolo è da ritenersi una condizione preliminare per consentire l'avviamento del processo di accreditamento dei professionisti che svolgeranno l'attività di rilascio delle certificazioni energetiche degli edifici ai sensi della l.r. 21/2008, disciplinato con le proprie deliberazioni n. 1448 in data 28 maggio 2010 e n. 2236 in data 20 agosto 2010;

tenuto presente inoltre che l'articolo 7, comma 2, della medesima legge regionale prevede che la Giunta regionale, con propria deliberazione, abbia la facoltà introdurre eventuali semplificazioni della metodologia di calcolo per particolari destinazioni d'uso degli edifici e per gli edifici situati in zone caratterizzate da condizioni climatiche che rendano trascurabili taluni consumi;

ritenuto quindi di dover procedere all'adozione delle metodologie per la determinazione delle prestazioni energetiche degli edifici e degli indicatori climatici necessari alla caratterizzazione del contesto in cui tali edifici sono ubicati;

ritenuto, infine, opportuno, per facilitare e rendere omogenea l'applicazione delle sopra citate metodologie di calcolo, provvedere a rendere disponibile gratuitamente agli utenti uno strumento informatico che recepisca i contenuti delle medesime;

considerato che tale strumento informatico è attualmente in fase di ultimazione da parte dei competenti uffici dell'Assessorato attività produttive con la collaborazione del Centro Osservazione e Attività sull'energia (COA energia) e che lo stesso è stato fornito, in versione prova, ai rappresentanti degli ordini e collegi professionali regionali per testarne il funzionamento, evidenziando eventuali problematiche o proponendo miglioramenti;

dato atto che, ai fini di fornire un prodotto conforme alle metodologie e, compatibilmente con la complessità tecnica dei suoi contenuti, di semplice applicazione e comprensione da parte dei professionisti, si rende necessario proseguire nell'attività di verifica del funzionamento del "software" e nella sua conseguente implementazione, con redazione di un manuale d'uso;

vista la deliberazione della Giunta regionale n. 3702 in data 18 dicembre 2009 concernente l'approvazione del bilancio di gestione per il triennio 2010/2012 con attribuzione alle strutture dirigenziali di quote di bilancio e degli obiettivi gestionali correlati, del bilancio di cassa per l'anno 2010 e di disposizioni applicative, come modificata con DGR 3420/2010;

visto il parere favorevole di legittimità sulla presente proposta di deliberazione rilasciato dal dirigente del Servizio per l'attuazione del piano energetico dell'Assessorato attività produttive, ai sensi dell'articolo 3, comma 4, della legge regionale 23 luglio 2010, n. 22;

in attuazione dell'obiettivo n. 113102 - 1.11.7.10 - Interventi per l'attuazione degli strumenti di pianificazione energetico-ambientale - del bilancio di gestione precedentemente citato;

su proposta dell'Assessore alle attività produttive, Ennio Pastoret;

ad unanimità di voti favorevoli,

DELIBERA

1. di approvare, ai sensi dell'articolo 2 della legge regionale 18 aprile 2008, n. 21, ulteriori definizioni ad integrazione di quelle già individuate nell'allegato A della propria deliberazione n. 3014 del 30 ottobre 2009, così come riportate nell'allegato A) alla presente deliberazione, di cui costituisce parte integrante;
2. di approvare, ai sensi dell'articolo 4, comma 1, della l.r. 21/2008, i criteri per la determinazione degli indicatori climatici di cui all'allegato B) alla presente deliberazione, di cui costituisce parte integrante;
3. di approvare, ai sensi dell'articolo 4, comma 1 e dell'articolo 7, comma 2 della l.r. 21/2008, la metodologia per la determinazione delle prestazioni energetiche degli edifici e la relativa metodologia semplificata, di cui all'allegato C) alla presente deliberazione, di cui costituisce parte integrante;
4. di rinviare a una successiva deliberazione l'approvazione dello strumento informatico di cui nelle premesse;
5. di disporre la pubblicazione della presente deliberazione, ai sensi dell'articolo 11, primo comma, della legge regionale 6 agosto 2007, n. 19, nonché della legge regionale 23 luglio 2010, n. 25, nel Bollettino ufficiale della Regione Autonoma Valle d'Aosta.

FS/

DEFINIZIONI

Ai fini dell'applicazione della l.r. 21/2008, si ritengono valide le seguenti definizioni:

- 1) ***Categoria dell'edificio***: categoria attribuita in base alla destinazione d'uso prevista all'articolo 3 del decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412, e di seguito riportata:

E.1 Edifici adibiti a residenza e assimilabili:

E.1 (1) abitazioni adibite a residenza con carattere continuativo, quali abitazioni civili e rurali, collegi, conventi, case di pena, caserme;

E.1 (2) abitazioni adibite a residenza con occupazione saltuaria, quali case per vacanze, fine settimana e simili;

E.1 (3) edifici adibiti ad albergo, pensione ed attività similari;

E.2 Edifici adibiti a uffici e assimilabili: 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) cinema e teatri, sale di riunione per congressi;

E.4 (2) mostre, musei e biblioteche, luoghi di culto;

E.4 (3) 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;

- 2) **Climatizzazione invernale o estiva:** insieme delle funzioni atte ad assicurare il benessere degli occupanti mediante il controllo, all'interno degli ambienti, della temperatura e, eventualmente, dell'umidità, della portata di rinnovo e della purezza dell'aria;
- 3) **Cogenerazione:** produzione combinata di energia elettrica e di energia termica, nel rispetto di determinati criteri di efficienza energetica;
- 4) **Edificio:** ai fini dell'applicazione della l.r. 21/2008 è definito come sistema costituito dalle strutture edilizie esterne che delimitano uno spazio di volume definito, dalle strutture interne che ripartiscono detto volume e da tutti gli impianti e dispositivi tecnologici che si trovano stabilmente al suo interno; la superficie esterna che delimita un edificio può confinare con tutti o alcuni di questi elementi: l'ambiente esterno, il terreno, altri edifici;
- 5) **Edificio adibito ad uso pubblico:** edificio nel quale si svolge, in tutto o in parte prevalente (superficie utile climatizzata maggiore del 70%), l'attività istituzionale di Enti pubblici;
- 6) **Edificio di proprietà pubblica:** edificio di proprietà dello Stato, delle Regioni, degli Enti Locali, nonché di altri Enti Pubblici, anche economici, destinato sia allo svolgimento delle attività dell'Ente, sia ad altre attività o usi, compreso quello di abitazione privata;
- 7) **Energia primaria:** energia non sottoposta ad alcun processo di conversione o trasformazione, che include l'energia rinnovabile e non rinnovabile; nel caso specifico di un edificio, è l'energia utilizzata per produrre l'energia fornita all'edificio stesso; è calcolata a partire dall'energia fornita all'edificio ed esportata dal medesimo, suddivisa secondo i diversi vettori energetici utilizzati, usando opportuni fattori di conversione, chiamati fattori di conversione in energia primaria;
- 8) **Fabbisogno annuale di energia primaria per climatizzazione invernale, $Q_{p,H}$:** quantità di energia primaria globalmente richiesta dall'edificio, nel corso di un anno, per la climatizzazione invernale, in regime di attivazione continuo e in condizioni climatiche standard;

- 9) ***Fabbisogno annuale di energia primaria per climatizzazione estiva, $Q_{P,C}$*** : quantità di energia primaria globalmente richiesta dall'edificio, nel corso di un anno, per la climatizzazione estiva, in regime di attivazione continuo e in condizioni climatiche standard;
- 10) ***Fabbisogno annuale di energia primaria per produzione di acqua calda sanitaria, $Q_{P,W}$*** : quantità di energia primaria globalmente richiesta dall'edificio, nel corso di un anno, per la produzione di acqua calda sanitaria;
- 11) ***Fabbisogno annuale di energia primaria per illuminazione, $Q_{P,L}$*** : quantità di energia primaria globalmente richiesta dall'edificio, nel corso di un anno, per l'illuminazione artificiale;
- 12) ***Fabbisogno annuale di energia primaria globale, $Q_{P,gl}$*** : quantità di energia primaria globalmente richiesta dall'edificio, nel corso di un anno; è dato dalla somma dei fabbisogni annui di energia primaria per climatizzazione invernale, climatizzazione estiva, produzione di acqua calda sanitaria e illuminazione artificiale;
- 13) ***Fabbisogno effettivo di energia termica utile per climatizzazione invernale***: quantità di energia termica richiesta al sottosistema di distribuzione dell'impianto di climatizzazione invernale;
- 14) ***Fabbisogno effettivo di energia utile per climatizzazione estiva***: quantità di energia termica richiesta al sottosistema di distribuzione dell'impianto di climatizzazione estiva;
- 15) ***Fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione invernale***: quantità di energia termica che deve essere fornita all'edificio per mantenere le condizioni desiderate di temperatura durante la stagione di riscaldamento;
- 16) ***Fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione estiva***: quantità di energia termica che deve essere sottratta all'edificio per mantenere le condizioni desiderate di temperatura durante la stagione di raffrescamento;
- 17) ***Fabbisogno di energia termica per trattamento dell'aria***: quantità di energia termica necessaria al mantenimento delle condizioni desiderate di umidità relativa e qualità dell'aria in ambiente durante la stagione di raffrescamento;
- 18) ***Fabbisogno di energia fornita per un dato vettore energetico***: quantità di energia termica o elettrica necessaria all'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio, relativa ad un vettore energetico, al netto dell'eventuale autoproduzione;
- 19) ***Fabbisogno di energia termica richiesta per un dato vettore energetico***: quantità di energia termica richiesta dal sottosistema di distribuzione dell'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio, relativa ad un vettore energetico;
- 20) ***Fabbisogno di energia elettrica richiesta***: quantità di energia elettrica richiesta dall'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio;

- 21) **Fattore di energia primaria per un vettore energetico**: rapporto adimensionale che indica la quantità di energia primaria impiegata per produrre un'unità di energia fornita all'edificio per il dato vettore energetico; tiene conto dell'energia richiesta per l'estrazione, il processamento, lo stoccaggio, il trasporto e, nel caso dell'energia elettrica, del rendimento medio del sistema di generazione e delle perdite medie di trasmissione del sistema elettrico nazionale;
- 22) **Fonti energetiche rinnovabili**: fonti energetiche definite all'articolo 2, comma 1, lettera a) del decreto legislativo del 29 dicembre 2003, n. 387;
- 23) **Generatore di calore**: qualsiasi tipo di generatore di energia termica che permette di trasferire al fluido termovettore il calore prodotto dalla combustione o dalla conversione di qualsiasi altra forma di energia (elettrica, meccanica, chimica, ecc.) anche con il contributo di fonti energetiche rinnovabili;
- 24) **Gradi giorno di una località**: parametro convenzionale rappresentativo delle condizioni climatiche di una località. È calcolato come la somma, estesa a tutti i giorni della stagione convenzionale di riscaldamento, delle sole differenze positive tra la temperatura interna di regolazione per climatizzazione invernale, fissata a 20 °C, e la temperatura esterna media giornaliera. L'unità di misura utilizzata è il grado giorno, GG;
- 25) **Impianto termico**: impianto tecnologico destinato alla climatizzazione invernale e/o estiva degli ambienti, con o senza produzione di acqua calda per usi igienici e sanitari o alla sola produzione centralizzata di acqua calda per gli stessi usi. Esso comprende eventuali sistemi di generazione, accumulo, distribuzione e emissione del calore, nonché gli organi di regolazione e controllo. Sono compresi negli impianti termici gli impianti individuali di climatizzazione invernale, mentre non sono considerati impianti termici apparecchi quali: stufe, caminetti, apparecchi per il riscaldamento localizzato ad energia radiante, scaldacqua unifamiliari. Tuttavia, tali apparecchi, se fissi, sono assimilati agli impianti termici quando la somma delle potenze nominali del focolare degli apparecchi al servizio della singola unità immobiliare è maggiore o uguale a 15 kW;
- 26) **Impianto termico di nuova installazione**: impianto termico installato in un edificio di nuova costruzione o in un edificio o porzione di edificio precedentemente privo di impianto termico;
- 27) **Indice di prestazione energetica globale**: indice che esprime il fabbisogno annuale di energia primaria globale riferito, a seconda della destinazione d'uso dell'edificio, all'unità di superficie utile climatizzata o di volume lordo climatizzato;
- 28) **Indice di prestazione energetica parziale**: indice che esprime il fabbisogno annuale di energia primaria riferito ad un particolare uso energetico e, a seconda della destinazione d'uso dell'edificio, all'unità di superficie utile climatizzata o di volume lordo climatizzato. Gli indici di prestazione energetica parziale si riferiscono alla climatizzazione invernale (EP_i), alla climatizzazione estiva (EP_e), alla produzione di acqua calda sanitaria (EP_{acs}) e all'illuminazione artificiale (EP_{ill});

- 29) **Intero edificio**: ai soli fini dell'applicazione della l.r. 21/2008, totalità dell'edificio nel caso in cui tutte le unità immobiliari del medesimo abbiano la stessa destinazione d'uso e siano servite dal medesimo generatore di calore;
- 30) **Involucro edilizio**: insieme dei componenti edilizi esterni che delimitano un edificio, una parte di edificio o una unità immobiliare;
- 31) **Parte di edificio**: porzione di edificio che comprende tutte le unità immobiliari contigue del medesimo aventi la stessa destinazione d'uso e servite dal medesimo generatore di calore;
- 32) **Ponte termico**: discontinuità nelle caratteristiche termiche che si può verificare ad esempio in corrispondenza degli innesti di elementi strutturali (ad esempio di solai e pareti verticali o pareti verticali tra loro) o di particolari geometrie;
- 33) **Potenza termica convenzionale di un generatore di calore**: potenza termica del focolare diminuita della potenza termica persa al camino in regime di funzionamento continuo;
- 34) **Potenza termica del focolare di un generatore di calore**: prodotto del potere calorifico inferiore del combustibile impiegato e della portata di combustibile bruciato;
- 35) **Potenza termica utile di un generatore di calore**: quantità di calore trasferita nell'unità di tempo al fluido termovettore;
- 36) **Prestazione energetica**: è il valore annuale di energia che si prevede possa essere necessaria per soddisfare i vari bisogni connessi ad un uso standard dell'edificio, compresi la climatizzazione invernale ed estiva, la preparazione dell'acqua calda per usi igienico sanitari, la ventilazione e l'illuminazione. Tale quantità viene espressa da uno o più descrittori che tengono conto della coibentazione, delle caratteristiche tecniche e di installazione dell'impianto, della progettazione e della posizione dell'edificio in relazione agli aspetti climatici, dell'esposizione solare, dell'influenza delle strutture adiacenti, dell'esistenza di sistemi di trasformazione propria di energia e di tutti quei fattori che influenzano il fabbisogno energetico, come il clima degli ambienti interni;
- 37) **Rapporto di forma (S/V)**: è il rapporto tra la superficie disperdente dell'edificio, S, e il suo volume lordo climatizzato;
- 38) **Relazione tecnica**: relazione tecnica di cui all'articolo 28, comma 1, della legge 9 gennaio 1991, n.10;

- 39) **Rendimento di combustione o rendimento termico convenzionale di un generatore di calore:** rapporto tra la potenza termica convenzionale e la potenza termica del focolare;
- 40) **Rendimento globale medio stagionale per climatizzazione invernale o estiva:** rapporto tra il fabbisogno di energia termica utile per la climatizzazione invernale o estiva e l'energia primaria delle fonti energetiche, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari;
- 41) **Rendimento di generazione medio stagionale per climatizzazione invernale o estiva:** rapporto tra l'energia termica utile generata ed immessa/sottratta nell'/all'eventuale accumulatore termico, o direttamente nella/alla rete di distribuzione e l'energia primaria delle fonti energetiche, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari;
- 42) **Rendimento termico utile di un generatore di calore:** rapporto tra la potenza termica utile e la potenza termica del focolare;
- 43) **Schermature solari esterne:** sistemi che, applicati all'esterno di una superficie vetrata trasparente, permettono una modulazione variabile e controllata dei parametri energetici ed ottico luminosi in risposta alle sollecitazioni solari;
- 44) **Serra solare:** spazio soleggiato, prevalentemente vetrato, addossato all'involucro dell'edificio (ottenuto ad esempio mediante la chiusura di verande o logge con elementi vetrati), apribile ed ombreggiabile per evitare il surriscaldamento estivo, separato dal volume climatizzato attraverso una parete divisoria e unicamente finalizzato al risparmio energetico. Se tale spazio è dotato di impianto termico oppure è connesso al volume climatizzato tramite aperture permanenti, esso non può essere considerato serra solare, bensì deve essere considerato parte del volume climatizzato;
- 45) **Sistema di condizionamento d'aria:** complesso di tutti i componenti necessari per un sistema di trattamento dell'aria, attraverso il quale la temperatura in ambiente è controllata o può essere modificata, eventualmente in combinazione con il controllo della ventilazione, dell'umidità e della purezza dell'aria;
- 46) **Sistema edificio-impianto:** insieme di uno o più edifici o parti di edifici, climatizzati attraverso un unico sistema di generazione del calore;

Figura I - Sistema edificio-impianto costituito da un unico edificio servito da un unico generatore

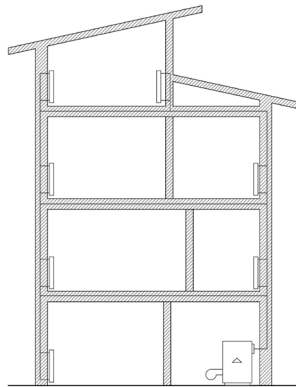


Figura II - Sistema edificio-impianto costituito da più edifici serviti da un unico generatore

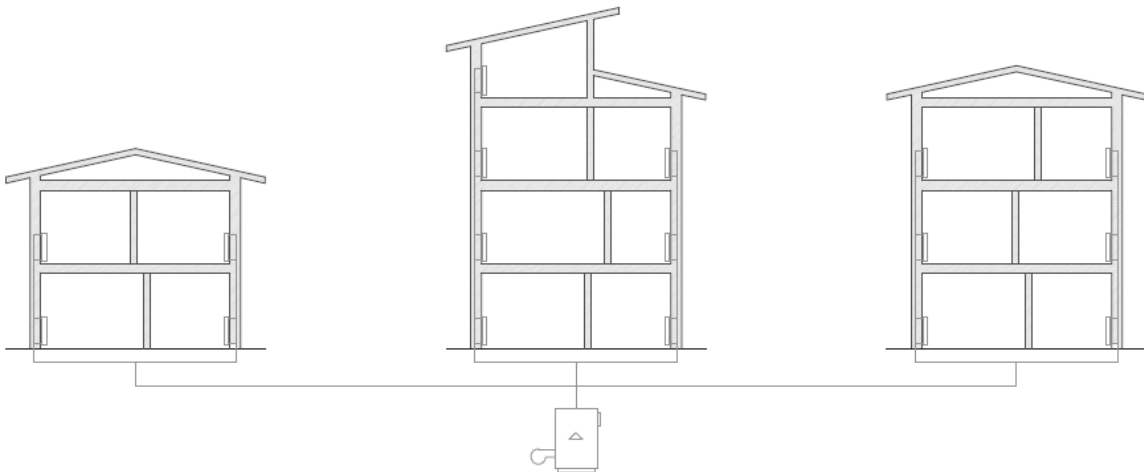
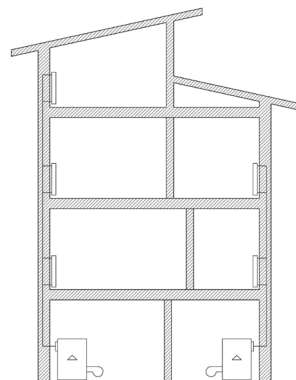


Figura III - Sistema edificio-impianto costituito da una porzione di edificio servita da un generatore autonomo



47) **Sistemi filtranti:** pellicole polimeriche autoadesive applicabili su vetri, su lato interno o esterno, in grado di modificare uno o più delle seguenti caratteristiche della superficie vetrata:

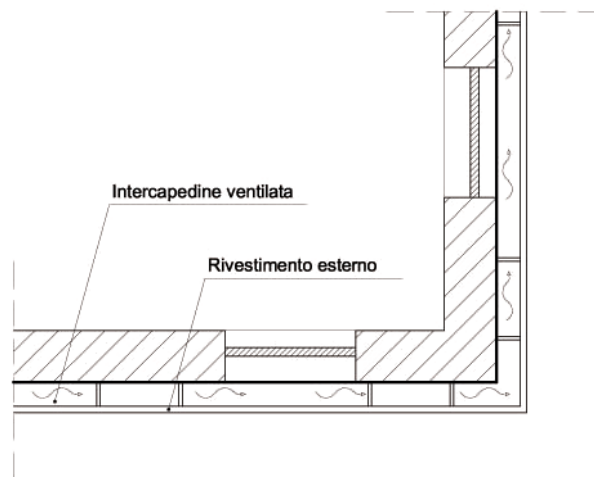
trasmissione dell'energia solare, trasmissione della radiazione ultravioletta, trasmissione della radiazione infrarossa, trasmissione della radiazione visibile;

48) **Superficie disperdente:** superficie che delimita verso l'esterno, verso ambienti non climatizzati e verso il terreno il volume lordo climatizzato dell'edificio;

49) **Superficie lorda climatizzata:** somma delle superfici di pavimento dei locali climatizzati di ogni singolo piano, misurata sul perimetro murario esterno che lo delimita. Sono escluse le superfici dei balconi, le logge rientranti dal filo esterno della costruzione, le serre solari nonché i terrazzi praticabili costituenti copertura di adiacenti corpi di fabbrica o della stessa unità immobiliare;

Nelle strutture con intercapedine ventilata non vanno presi in considerazione né l'intercapedine, né il rivestimento esterno, come indicato in Figura IV;

Figura IV - Definizione della superficie lorda climatizzata in presenza di intercapedine ventilata



50) **Superficie utile climatizzata:** superficie utile di pavimento dei locali climatizzati misurata al netto di murature, pilastri, tramezzi. Nel caso di sottotetti climatizzati e soppalchi l'area che va considerata per il calcolo della superficie utile climatizzata è quella a cui corrisponde un'altezza netta pari ad almeno 1,5 m;

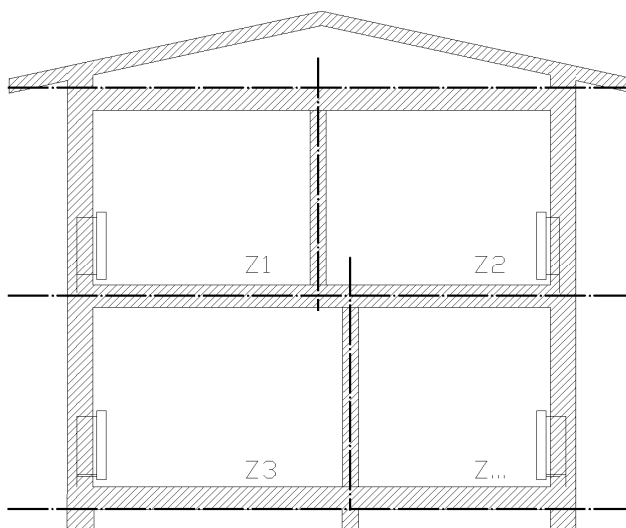
51) **Superficie utile climatizzata media di un'unità immobiliare:** rapporto tra la superficie utile climatizzata dell'intero edificio o parte di edificio e il numero di unità immobiliari presenti in esso;

52) **Trasmittanza termica:** flusso termico che attraversa, in regime stazionario, una parete, per unità di superficie e per unità di differenza tra la temperatura interna ad un locale e la temperatura esterna o del locale contiguo;

53) **Trasmittanza termica periodica Y_{IE} :** parametro che valuta la capacità di una parete opaca di sfasare ed attenuare il flusso termico che la attraversa nell'arco delle ventiquattro ore, definita e determinata secondo la norma UNI EN ISO 13786:2008 e successivi aggiornamenti;

- 54) **Unità immobiliare:** insieme di uno o più locali preordinati come autonomo appartamento e destinato ad alloggio nell'ambito di un edificio, di qualsiasi tipologia edilizia, comprendente almeno due unità immobiliari. È assimilabile alla singola unità immobiliare l'unità commerciale o artigianale o direzionale appartenente ad un edificio con le predette caratteristiche;
- 55) **Valori nominali delle potenze e dei rendimenti:** sono i valori di potenza massima e di rendimento di un apparecchio specificati e garantiti dal costruttore per il regime di funzionamento continuo;
- 56) **Volume lordo climatizzato:** somma dei volumi dei locali climatizzati, esclusi i locali non abitabili, espresso in metri cubi, comprensivo di tutte le murature, dei tramezzi e dei solai intermedi, se a più piani, di base e di copertura;
- 57) **Volume netto climatizzato:** somma dei volumi dei locali climatizzati, esclusi i locali non abitabili, espresso in metri cubi, escluse tutte le murature, i tramezzi e i solai intermedi, se a più piani, la base e la copertura, mantenuto a temperatura controllata;
- 58) **Zona termica:** porzione dell'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio climatizzato avente un'unica destinazione d'uso, mantenuta ad una temperatura uniforme attraverso lo stesso impianto di climatizzazione invernale, climatizzazione estiva o ventilazione, con un'unica tipologia del sottosistema di emissione e regolazione.
Per definire i confini tra le diverse zone termiche si utilizzano le superfici di mezzeria degli elementi divisorii, come mostrato in Figura V.

Figura V - Confini tra zone termiche



INDICATORI CLIMATICI

Gli indicatori descritti di seguito definiscono il contesto climatico di riferimento per l'applicazione della metodologia di calcolo. Essi sono ricavati dalle norme di riferimento indicate nei relativi paragrafi.

Temperatura dell'aria esterna

1. Le temperature medie mensili dell'aria esterna (θ_e) per la città di Aosta sono quelle riportate nella norma UNI 10349.
2. Le temperature medie mensili dell'aria esterna (θ_e) per le altre località sono ricavate a partire dai valori riportati nella norma UNI 10349 per la città di Aosta, corretti in base all'altitudine della località considerata, secondo quanto riportato nella medesima norma, utilizzando un gradiente di temperatura pari a $1/178$ °C/m.
3. La temperatura media annuale dell'aria esterna (θ_{me}) è calcolata come media pesata su un anno delle temperature esterne medie mensili θ_e .
4. Le temperature medie giornaliere dell'aria esterna ($\theta_{e,day}$) sono ricavate per interpolazione lineare dai dati di temperatura media mensile θ_e . La procedura di interpolazione prevede che siano attribuiti i valori medi mensili di temperatura dell'aria esterna (θ_e) al quindicesimo giorno di ciascun mese.
5. Quando è richiesto il dato di temperatura media relativa ad un periodo temporale di una frazione di mese, tale valore è calcolato come media delle temperature medie giornaliere ($\theta_{e,day}$) rispetto all'effettivo numero di giorni compresi nel periodo considerato. Per semplicità, anche tale valore è indicato con il simbolo θ_e .
6. La temperatura media stagionale dell'aria esterna per la stagione di riscaldamento (θ_{ms}) è calcolata come media delle temperature medie giornaliere $\theta_{e,day}$ dei giorni compresi nella stagione di riscaldamento.
7. La temperatura esterna di progetto invernale ($\theta_{e,des}$) è ricavata dalla norma UNI 5364, e dipende dalla collocazione geografica della località considerata. Nel Prospetto I si riporta il valore di $\theta_{e,des}$ per i diversi comuni.

Prospetto I - Temperatura esterna di progetto invernale per le principali località

Località	$\theta_{e,des}$ [°C]	Località	$\theta_{e,des}$ [°C]
Allein	-20	Jovencan	-20
Antey-Saint-André	-20	La Magdeleine	-20
Aosta	-10	La Salle	-20
Arnad	-15	La Thuile	-20
Anvier	-20	Lillianes	-20
Avise	-20	Montjovet	-15
Ayas	-20	Morgex	-20
Aymavilles	-20	Nus	-15
Bard	-15	Ollomont	-20
Bionaz	-20	Oyace	-20
Brissogne	-20	Perloz	-20
Brusson	-20	Pollein	-20
Challand-Saint-Anselme	-20	Pont-Saint-Martin	-15
Challand-Saint-Victor	-20	Pontboset	-20
Chambave	-15	Pontey	-15
Chamois	-20	Pré-Saint-Didier	-20
Champdepraz	-15	Quart	-15
Champorcher	-20	Rhemes-Notre -Dame	-20
Charvensod	-20	Rhemes-Saint-Georges	-20
Châtillon	-15	Roisan	-20
Cogne	-20	Saint-Christophe	-20
Courmayeur	-20	Saint-Denis	-20
Donnas	-15	Saint-Marcel	-20
Doues	-20	Saint-Nicolas	-20
Emarese	-20	Saint-Oyen	-20
Etroubles	-20	Saint-Pierre	-20
Fenis	-15	Saint-Rhemy	-20
Fontainemore	-20	Saint-Vincent	-15
Gaby	-20	Sarre	-20
Gignod	-20	Torgnon	-20
Gressan	-20	Valgrisenche	-20
Gressoney-La-Trinité	-20	Valpelline	-20
Gressoney-Saint-Jean	-20	Valsavarenche	-20
Hone	-15	Valtournenche	-20
Introd	-20	Verrayes	-20
Issime	-20	Verres	-15
Issogne	-15	Villeneuve	-20

Irradianza solare

1. I valori di riferimento di irradianza solare totale media mensile sul piano orizzontale e per le diverse esposizioni (I_{sol} - [W/m^2]) sono calcolati a partire dai valori di riferimento di irradiazione solare globale media mensile (H_{sol} - [MJ/m^2]) per la città di Aosta riportati dalla norma UNI 10349, tramite la seguente formula:

$$I_{sol} = \frac{H_{sol}}{24 \cdot 3,6} \cdot 10^3 \quad [W/m^2]$$

I valori ottenuti per la città di Aosta sono utilizzati anche per tutte le altre località.

2. I valori di irradianza solare media mensile per superfici inclinate sono ricavati tramite l'applicazione della norma UNI/TR 11328, con i valori di irradiazione media mensile diretta e diffusa sul piano orizzontale per la città di Aosta, riportati nella norma UNI 10349. Questi valori sono forniti nel Prospetto II, Prospetto III, Prospetto IV, Prospetto V, Prospetto VI e Prospetto VII di seguito riportati. Per valori di inclinazione diversi da quelli riportati nei prospetti, si procede al calcolo dei valori di irradianza solare media mensile per interpolazione lineare dei valori riportati nei suddetti prospetti ed eventualmente dei valori indicati al punto 1.
3. I valori di irradianza solare media giornaliera ($I_{sol,day}$) sono ricavati per interpolazione lineare dai dati di irradianza solare media mensile I_{sol} . La procedura di interpolazione prevede che siano attribuiti i valori medi mensili di irradianza solare (I_{sol}) al quindicesimo giorno di ciascun mese.
4. Quando è richiesto il dato di irradianza solare media relativa ad un periodo temporale di una frazione di mese, tale valore è calcolato come media dei valori medi giornalieri ($I_{sol,day}$) rispetto all'effettivo numero di giorni compresi nel periodo considerato. Per semplicità, anche tale valore è indicato con il simbolo I_{sol} .

Prospetto II - Irradianza solare media mensile su una superficie con inclinazione di 10°

[W/m^2]	S	E/O	N	SE/SO	NE/NO
gennaio	79	62	44	74	49
febbraio	110	93	73	105	80
marzo	157	141	123	153	129
aprile	190	180	169	187	172
maggio	213	209	204	212	206
giugno	229	228	226	229	227
luglio	246	244	240	246	241
agosto	209	201	192	207	194
settembre	164	152	136	161	141
ottobre	115	100	83	111	88
novembre	90	72	52	85	58
dicembre	73	56	37	68	43

Prospetto III - Irradianza solare media mensile su una superficie con inclinazione di 20°

[W/m ²]	S	E/O	N	SE/SO	NE/NO
gennaio	95	63	29	85	40
febbraio	125	93	54	115	68
marzo	169	141	102	161	116
aprile	194	179	153	191	161
maggio	211	207	194	212	197
giugno	224	225	218	226	219
luglio	243	240	229	244	231
agosto	211	199	177	209	184
settembre	173	151	118	168	129
ottobre	128	100	65	119	78
novembre	107	72	34	96	47
dicembre	90	56	23	79	34

Prospetto IV - Irradianza solare media mensile su una superficie con inclinazione di 30°

[W/m ²]	S	E/O	N	SE/SO	NE/NO
gennaio	109	63	26	94	34
febbraio	137	93	38	123	59
marzo	178	140	79	167	104
aprile	195	176	134	192	149
maggio	206	202	179	208	185
giugno	216	219	206	220	208
luglio	235	235	214	239	218
agosto	209	195	159	208	171
settembre	178	149	97	171	117
ottobre	138	100	47	126	69
novembre	121	73	28	105	40
dicembre	104	57	22	89	28

Prospetto V - Irradianza solare media mensile su una superficie con inclinazione di 45°

[W/m²]	S	E/O	N	SE/SO	NE/NO
gennaio	124	63	24	103	29
febbraio	149	92	36	130	51
marzo	182	136	52	170	89
aprile	188	168	102	187	131
maggio	191	192	152	197	165
giugno	197	207	180	206	186
luglio	215	223	183	224	195
agosto	198	186	127	200	151
settembre	178	144	64	171	102
ottobre	146	97	40	131	59
novembre	137	73	27	115	34
dicembre	121	58	21	99	24

Prospetto VI - Irradianza solare media mensile su una superficie con inclinazione di 60°

[W/m²]	S	E/O	N	SE/SO	NE/NO
gennaio	132	62	23	107	26
febbraio	153	88	34	131	45
marzo	178	129	49	164	79
aprile	173	157	74	175	116
maggio	168	177	118	179	147
giugno	170	191	146	185	165
luglio	187	206	144	203	172
agosto	179	174	92	185	134
settembre	170	136	55	163	90
ottobre	147	93	38	129	53
novembre	145	71	25	118	31
dicembre	130	56	20	104	22

Prospetto VII - Irradianza solare media mensile su una superficie con inclinazione di 75°

[W/m ²]	S	E/O	N	SE/SO	NE/NO
gennaio	132	58	21	104	24
febbraio	148	82	31	124	41
marzo	164	118	46	152	71
aprile	150	143	66	156	103
maggio	139	159	95	156	129
giugno	138	171	115	159	146
luglio	153	185	113	175	152
agosto	151	157	79	164	118
settembre	152	124	51	149	81
ottobre	140	86	35	122	47
novembre	144	66	24	115	28
dicembre	132	53	19	102	20

Temperatura media dell'acqua dell'acquedotto

1. La temperatura media dell'acqua dell'acquedotto ($\theta_{W,in}$) è assunta pari a 12°C nel mese di luglio e 8°C nel mese di gennaio. I valori dei mesi intermedi sono ricavati per interpolazione lineare e riportati nel Prospetto VIII.

Prospetto VIII - Temperatura media dell'acquedotto distribuita nei vari mesi dell'anno

Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
8,0	8,7	9,3	10,0	10,7	11,3	12,0	11,3	10,7	10,0	9,3	8,7

Pressione di vapore d'acqua

1. I valori medi mensili di pressione parziale del vapore d'acqua contenuto nell'aria esterna ($p_{v,e}$ - [Pa]) per la città di Aosta sono quelli riportati nella norma UNI 10349.
2. Per tutte le altre località, i valori medi mensili di pressione parziale del vapore d'acqua si calcolano come:

$$p_{v,e} = p_{v,e,s} \cdot \varphi_{AO} \quad [\text{Pa}]$$

dove:

$p_{v,e,s}$ pressione parziale di vapore d'acqua media mensile, in condizioni di saturazione, per la località e il mese considerato, [Pa];

φ_{AO} umidità relativa media mensile dell'aria esterna per la città di Aosta per il mese considerato.

I valori medi mensili di pressione parziale del vapore d'acqua, in condizione di saturazione, sono calcolati con la formula seguente:

$$p_{v,e,s} = 610,5 \cdot \exp\left(\frac{17,269 \cdot \theta_e}{\theta_e + 237,3}\right) \text{ [Pa]} \quad \text{se } \theta_e \geq 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{v,e,s} = 610,5 \cdot \exp\left(\frac{21,875 \cdot \theta_e}{\theta_e + 265,5}\right) \text{ [Pa]} \quad \text{se } \theta_e < 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

dove:

θ_e temperatura media mensile dell'aria esterna per la località considerata, [$^\circ\text{C}$].

3. I valori medi giornalieri di pressione parziale del vapore d'acqua ($p_{v,e,\text{day}}$ e $p_{v,e,s,\text{day}}$) sono ricavati per interpolazione lineare dai dati di pressione parziale del vapore d'acqua media mensile $p_{v,e}$ e $p_{v,e,s}$. La procedura di interpolazione prevede che siano attribuiti i valori medi mensili di pressione parziale del vapore d'acqua ($p_{v,e}$ e $p_{v,e,s}$) al quindicesimo giorno di ciascun mese.
4. Quando sono richiesti i dati di pressione parziale media relativa ad un periodo temporale di una frazione di mese, tali valori sono calcolati come media dei valori medi giornalieri ($p_{v,e,\text{day}}$ e $p_{v,e,s,\text{day}}$) rispetto all'effettivo numero di giorni compresi nel periodo considerato. Per semplicità, anche tali valori sono indicati con i simboli $p_{v,e}$ e $p_{v,e,s}$.

**METODOLOGIA DI CALCOLO DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE
DEGLI EDIFICI**

SOMMARIO

SOMMARIO	1
PREMESSA	5
SEZIONE 1 METODOLOGIA DI CALCOLO COMPLETA	8
PARTE 1 Introduzione.....	8
1.1. Riferimenti normativi.....	8
1.2. Simboli e pedici	11
1.3. Indici di prestazione energetica.....	20
1.4. Impostazioni generali.....	25
1.4.1. Durata della stagione di riscaldamento (UNI/TS 11300-1:2008).....	27
1.4.2. Durata della stagione di raffrescamento (UNI/TS 11300-1:2008)	28
PARTE 2 Fabbisogno di energia termica utile per climatizzazione invernale ed estiva e per produzione di acqua calda sanitaria.....	29
2.1. Fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione invernale ed estiva (UNI/TS 11300-1:2008)	29
2.1.1. Scambio termico per trasmissione (UNI/TS 11300-1:2008).....	30
2.1.2. Temperatura interna di regolazione e temperatura dell'aria esterna (UNI/TS 11300-1:2008).....	31
2.1.3. Coefficiente globale di scambio termico per trasmissione (UNI/TS 11300-1:2008 - UNI EN ISO 13789:2008)	32
2.1.4. Caratterizzazione termica dei componenti d'involucro (UNI/TS 11300-1:2008).....	38
2.1.5. Scambio termico per ventilazione (UNI/TS 11300-1:2008).....	46
2.1.6. Coefficiente di scambio termico per ventilazione (UNI EN ISO 13790:2008).....	47
2.1.7. Calcolo degli apporti termici interni (UNI/TS 11300-1:2008).....	50
2.1.8. Calcolo degli apporti solari (UNI/TS 11300-1:2008).....	52
2.1.9. Parametri dinamici (UNI/TS 11300-1:2008).....	62
2.2. Fabbisogno di energia termica utile per produzione di acqua calda sanitaria (UNI/TS 11300-2:2008)	65
2.2.1. Volumi di acqua richiesti (UNI/TS 11300-2:2008).....	66
PARTE 3 Fabbisogno annuale di energia primaria.....	68
3.1. Calcolo del fabbisogno annuale di energia primaria (UNI EN 15603:2008).....	68

3.1.1.	Fabbisogno annuale di energia elettrica richiesta, E_{req}	71
3.1.2.	Energia elettrica autoprodotta annualmente, E_{self} e $E_{self,ren}$	72
3.1.3.	Fabbisogno annuale di energia elettrica fornita, E_{del} , energia elettrica autoprodotta ed autoconsumata annualmente, $E_{self,cons}$, energia elettrica autoprodotta ed esportata annualmente, $E_{self,exp}$	72
3.1.4.	Fabbisogno annuale di energia termica fornita, Q_{del} e $Q_{del,ren}$, per i diversi generatori	73
3.1.5.	Energia termica autoprodotta annualmente dall'impianto solare termico, Q_{self}	73
3.1.6.	Energia termica autoprodotta annualmente dall'impianto solare termico ed autoconsumata, $Q_{self,cons}$	74
3.1.7.	Energia termica autoprodotta annualmente ed esportata, $Q_{self,exp}$	74
3.1.8.	Ripartizione del fabbisogno di energia primaria tra le diverse funzioni.....	74
3.2.	Rendimento energetico del sistema edificio-impianto	78
3.2.1.	Rendimento globale medio stagionale per climatizzazione invernale.....	79
3.2.2.	Rendimento globale medio stagionale per climatizzazione estiva	79
3.2.3.	Rendimento globale medio stagionale per produzione di acqua calda sanitaria.....	79
3.2.4.	Rendimento globale medio stagionale combinato per climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria.....	80
3.2.5.	Rendimento globale medio stagionale per illuminazione artificiale.....	80
3.2.6.	Rendimento di generazione medio stagionale per climatizzazione invernale	80
3.2.7.	Rendimento di generazione medio stagionale per climatizzazione estiva.....	81
3.2.8.	Rendimento di generazione medio stagionale per produzione di acqua calda sanitaria	81
3.2.9.	Rendimento di generazione medio stagionale combinato per il servizio di climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria.....	82
3.3.	Fabbisogno di energia fornita per climatizzazione invernale e per produzione di acqua calda sanitaria (UNI/TS 11300-2:2008).....	82
3.3.1.	Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di produzione di acqua calda sanitaria (UNI/TS 11300-2:2008)	86
3.3.2.	Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione invernale (UNI/TS 11300-2:2008)	95
3.3.3.	Fabbisogno di energia elettrica dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione invernale (UNI/TS 11300-2:2008).....	103
3.3.4.	Calcolo delle perdite del sottosistema di generazione (UNI/TS 11300-2:2008)	108
3.4.	Fabbisogno di energia fornita per la climatizzazione estiva (UNI/TS 11300-3:2010).....	139
3.4.1.	Procedura di calcolo (UNI/TS 11300-3:2010)	139
3.4.2.	Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione estiva (UNI/TS 11300-3:2010)	140
3.4.3.	Fabbisogno di energia termica per trattamenti dell'aria (UNI/TS 11300-3:2010)	144
3.4.4.	Fabbisogno di energia elettrica per gli ausiliari degli impianti di climatizzazione estiva (UNI/TS 11300-3:2010)	145
3.4.5.	Sottosistema di generazione (UNI/TS 11300-3:2010)	150
3.5.	Fabbisogno di energia elettrica per illuminazione artificiale (UNI EN 15193:2008)	154

3.5.1.	Determinazione della potenza luminosa installata nel locale (UNI EN 15193:2008 - UNI EN 12464-1:2004)	155
3.5.2.	Determinazione del fattore di illuminazione costante (UNI EN 15193:2008)	157
3.5.3.	Determinazione dei tempi di funzionamento (UNI EN 15193:2008).....	158
3.5.4.	Determinazione del fattore di dipendenza dalla luce naturale (UNI EN 15193:2008).....	158
3.5.5.	Determinazione del fattore di occupazione (UNI EN 15193:2008)	173
3.6.	Energia fornita da fonti rinnovabili (UNI EN 15316-4).....	175
3.6.1.	Solare termico (UNI EN 15316-4-3:2008).....	176
3.6.2.	Biomasse	184
3.6.3.	Fotovoltaico (UNI EN 15316-4-6:2008)	184
3.6.4.	Mini-eolico	185
3.6.5.	Mini-idroelettrico	185
PARTE 4	Calcolo delle emissioni di CO ₂ (UNI EN 15603:2008)	187
APPENDICI	189
SEZIONE 2	METODOLOGIA DI CALCOLO SEMPLIFICATA	235
PARTE 1	Introduzione.....	235
PARTE 2	Fabbisogno di energia termica utile per climatizzazione invernale ed estiva e per produzione di acqua calda sanitaria.....	235
2.1.	Fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione invernale ed estiva	235
2.1.1.	Scambio termico per trasmissione	235
2.1.2.	Temperatura interna di regolazione e temperatura dell'aria esterna	235
2.1.3.	Coefficiente globale di scambio termico per trasmissione	235
2.1.4.	Caratterizzazione termica dei componenti d'involucro.....	237
2.1.5.	Scambio termico per ventilazione	238
2.1.6.	Coefficiente di scambio termico per ventilazione	238
2.1.7.	Calcolo degli apporti termici interni.....	239
2.1.8.	Calcolo degli apporti solari	239
2.1.9.	Parametri dinamici	241
2.2.	Fabbisogno di energia termica utile per produzione di acqua calda sanitaria	241
2.2.1.	Volumi di acqua richiesti	241
PARTE 3	Fabbisogno annuale di energia primaria.....	241
3.1.	Calcolo del fabbisogno annuale di energia primaria	241
3.2.	Rendimento energetico del sistema edificio-impianto	241
3.3.	Fabbisogno di energia fornita per climatizzazione invernale e per produzione di acqua calda sanitaria	242
3.3.1.	Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di produzione di acqua calda sanitaria	242
3.3.2.	Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione invernale.....	243
3.3.3.	Fabbisogno di energia elettrica dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione invernale	244

3.3.4.	Calcolo delle perdite del sottosistema generazione	244
3.4.	Fabbisogno di energia fornita per climatizzazione estiva	247
3.4.1.	Procedura di calcolo	247
3.4.2.	Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione estiva	247
3.4.3.	Fabbisogno di energia termica per trattamenti dell'aria	248
3.4.4.	Fabbisogno di energia elettrica per gli ausiliari degli impianti di climatizzazione estiva	248
3.4.5.	Sottosistema di generazione	248
3.5.	Fabbisogno di energia elettrica per illuminazione artificiale	249
3.6.	Energia fornita da fonti rinnovabili.....	249
3.6.1.	Solare termico	249
3.6.2.	Biomasse	249
3.6.3.	Fotovoltaico.....	250
3.6.4.	Mini-eolico	250
3.6.5.	Mini-idroelettrico	250
PARTE 4	Calcolo delle emissioni di CO ₂	250
APPENDICI	250
SEZIONE 3	CALCOLO DELLA PRESTAZIONE IGROTERMICA DI COMPONENTI ED ELEMENTI EDILIZI (UNI EN ISO 13788:2003).....	251

PREMESSA

Il presente documento riporta la metodologia di calcolo stabilita dalla Regione Autonoma Valle d'Aosta per determinare la prestazione energetica degli edifici, in base a quanto previsto all'art. 4 comma 1 della legge regionale 18 aprile 2008, n. 21 "Disposizioni in materia di rendimento energetico nell'edilizia". La metodologia di calcolo descritta di seguito è l'unica ritenuta valida in Regione Autonoma Valle d'Aosta per la redazione dell'attestato di certificazione energetica di cui all'art. 7, comma 1 della l.r. 21/2008 e per la verifica del rispetto dei requisiti previsti all' art. 6 della l.r.21/2008.

La metodologia è basata sulle norme e specifiche tecniche ufficialmente vigenti. In particolare, le norme di riferimento sono quelle elaborate dal CEN a supporto della Direttiva Europea 2002/91/CE sulle prestazioni energetiche degli edifici e quelle nazionali elaborate dall'UNI, prime di tutte le UNI/TS 11300 (determinazione dei fabbisogni energetici per climatizzazione invernale, climatizzazione estiva, produzione di acqua calda sanitaria e degli apporti delle fonti rinnovabili) e la UNI EN 15193:2008 (determinazione dei fabbisogni energetici per illuminazione artificiale).

Le modalità di calcolo di seguito descritte permettono, in sintesi, di calcolare l'indice di prestazione energetica globale degli edifici (EP_{gl}) e gli indici parziali relativi, in particolare:

EP_i	indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale;
EP_e	indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva;
EP_{acs}	indice di prestazione energetica per la produzione di acqua calda sanitaria;
EP_{ill}	indice di prestazione energetica per l'illuminazione artificiale.

Il documento è composto da tre sezioni principali.

La prima sezione descrive la metodologia di calcolo delle prestazioni energetiche nella sua versione completa.

La seconda sezione descrive la metodologia di calcolo delle prestazioni energetiche nella sua versione semplificata.

La terza sezione riporta la procedura di calcolo della prestazione igrotermica dei componenti e degli elementi edilizi.

La metodologia semplificata è in linea con le indicazioni riportate nelle Linee Guida Nazionali per la certificazione energetica degli edifici (D.M. 26 Giugno 2009), che prevedono che vi sia la "disponibilità di metodi semplificati che minimizzino gli oneri a carico dei cittadini".

Ai fini della redazione dell'attestato di certificazione energetica, la metodologia di calcolo semplificata non può essere utilizzata nel caso di edifici nuovi o sottoposti a demolizione e ricostruzione. Essa è inoltre applicabile esclusivamente ad edifici con destinazione d'uso residenziale appartenenti alle categorie E.1 (1) e E.1 (2) esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme, con superficie utile climatizzata non superiore a 3000 m².

Le due sezioni relative alla metodologia di calcolo presentano la medesima struttura, e sono suddivise come segue:

- PARTE 1 – Introduzione

Questa parte raccoglie le principali norme e specifiche tecniche utilizzate per la stesura della metodologia di calcolo e riporta l'elenco dei simboli e dei pedici utilizzati nel testo. Introduce, inoltre, la spiegazione dei diversi indici di prestazione energetica e delle impostazioni generali di calcolo, tra cui la definizione delle stagioni di riscaldamento e di raffrescamento.

- PARTE 2 – Fabbisogno di energia termica utile per la climatizzazione invernale ed estiva e per la produzione di acqua calda sanitaria

Questa parte descrive la procedura utilizzata ai fini del calcolo del fabbisogno ideale di energia termica utile per la climatizzazione invernale ed estiva e del fabbisogno di energia termica utile per la produzione di acqua calda sanitaria.

Il fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione invernale ed estiva è determinato a partire dagli scambi termici per trasmissione e ventilazione attraverso l'involucro e dagli apporti gratuiti forniti dalle sorgenti interne e dalla radiazione solare.

Il fabbisogno di energia termica utile per produzione di acqua calda sanitaria è determinato in modo forfettario in funzione della destinazione d'uso.

L'impostazione di questa parte è ripresa dalla specifica tecnica UNI/TS 11300-1:2008 per quanto riguarda il calcolo del fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione invernale ed estiva, e dalla specifica tecnica UNI/TS 11300-2:2008 per quanto riguarda il calcolo del fabbisogno di energia termica utile per la produzione di acqua calda sanitaria.

- PARTE 3 – Fabbisogno annuale di energia primaria

Questa parte illustra le modalità di calcolo del fabbisogno di energia primaria per i diversi servizi forniti dal sistema edificio-impianto, cioè la climatizzazione invernale, la produzione di acqua calda sanitaria, la climatizzazione estiva e l'illuminazione artificiale. Il fabbisogno annuale di energia primaria dell'edificio considera anche il contributo delle fonti rinnovabili.

L'impostazione di questa parte è ripresa dalla specifica tecnica UNI/TS 11300-2:2008 per quanto riguarda il calcolo del fabbisogno di energia primaria per climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, dalla specifica tecnica UNI/TS 11300-3:2010 per quanto riguarda il calcolo del fabbisogno di energia primaria per climatizzazione estiva, dalla UNI EN 15193:2008 per quanto riguarda il calcolo del fabbisogno di energia primaria per illuminazione artificiale e dalla serie di norme UNI EN 15316 per quanto riguarda il calcolo del contributo di energia fornito dalle fonti rinnovabili e da sistemi di generazione alternativi.

Il calcolo del fabbisogno globale di energia primaria, con l'utilizzo di fattori di conversione in energia primaria in funzione del vettore o uso energetico, è ripreso dalla norma UNI EN 15603:2008.

- PARTE 4 – Calcolo delle emissioni di CO₂

Questa parte descrive la procedura per determinare la quantità di CO₂ equivalente emessa in atmosfera, derivante dai consumi energetici dell'edificio. L'utilizzo di fattori di conversione delle emissioni di CO₂ in funzione del vettore o uso energetico e le modalità di calcolo sono ripresi dalla norma UNI EN 15603:2008 e sono coerenti con le modalità di calcolo utilizzate per la determinazione del fabbisogno di energia primaria.

La seconda sezione del documento, relativa alla metodologia di calcolo semplificata, è strutturata in modo da riepilogare i paragrafi della prima sezione, riportando in evidenza solamente le variazioni rispetto alla metodologia di calcolo completa.

SEZIONE 1 METODOLOGIA DI CALCOLO COMPLETA

PARTE 1 INTRODUZIONE

1.1. Riferimenti normativi

Sono di seguito riepilogate le principali norme di riferimento utilizzate per la definizione della presente metodologia di calcolo.

CEI EN 60379	Metodi per misurare le prestazioni di scaldacqua elettrici ad accumulo per uso domestico.
CEN/TR 14788	Ventilation for buildings - Design and dimensioning of residential ventilation systems.
UNI 10339	Impianti aeraulici ai fini di benessere - Generalità, classificazione e requisiti - Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura.
UNI 10349	Riscaldamento e raffrescamento degli edifici - Dati climatici.
UNI 10351	Materiali da costruzione - Conduttività termica e permeabilità al vapore.
UNI 10355	Murature e solai - Valori della resistenza termica e metodo di calcolo.
UNI EN 297	Caldaie per riscaldamento centralizzato alimentate a combustibili gassosi - Caldaie di tipo B equipaggiate con bruciatore atmosferico, con portata termica nominale minore o uguale a 70 kW.
UNI 10389-1	Generatori di calore - Analisi dei prodotti della combustione e misurazione in opera del rendimento di combustione.
UNI EN 303-1	Caldaie per riscaldamento - Parte 1: Caldaie con bruciatori ad aria soffiata - Terminologia, requisiti generali, prove e marcatura.
UNI EN 410	Vetro per edilizia - Determinazione delle caratteristiche luminose e solari delle vetrate
UNI EN 442-2	Radiatori e convettori - Parte 2: Metodi di prova e valutazione
UNI EN 483	Caldaie di riscaldamento centrale alimentate a combustibili gassosi - Caldaie di tipo C di portata termica nominale non maggiore di 70 kW
UNI EN 1264-3	Riscaldamento a pavimento - Impianti e componenti - Dimensionamento.

UNI EN 12464-1:2004	Luce e illuminazione - Illuminazione dei posti di lavoro - Parte 1: Posti di lavoro in interni.
UNI EN 1264-4	Riscaldamento a pavimento - Impianti e componenti - Installazione.
UNI EN 12792	Ventilazione degli edifici - Simboli, terminologia e simboli grafici.
UNI EN 12831	Impianti di riscaldamento negli edifici - Metodo di calcolo del carico termico di progetto.
UNI EN 13779	Ventilazione degli edifici non residenziali - Requisiti di prestazione per i sistemi di ventilazione e di climatizzazione.
UNI EN 13836	Caldaie a gas per riscaldamento centrale - Caldaie di tipo B di portata termica nominale maggiore di 300 kW, ma non maggiore di 1000 kW.
UNI EN 13947	Prestazione termica delle facciate continue - Calcolo della trasmittanza termica.
UNI EN 14037	Strisce radianti a soffitto alimentate con acqua a temperatura minore di 120 °C.
UNI EN 15193	Prestazione energetica degli edifici - Requisiti energetici per l'illuminazione.
UNI EN 15242	Ventilazione degli edifici - Metodi di calcolo per la determinazione delle portate d'aria negli edifici, comprese le infiltrazioni.
UNI EN 15251	Criteri per la progettazione dell'ambiente interno e per la valutazione della prestazione energetica degli edifici, in relazione alla qualità dell'aria interna, all'ambiente termico, all'illuminazione e all'acustica.
UNI EN 15316-1:2008	Impianti di riscaldamento degli edifici - Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell'impianto - Parte 1: Generalità.
UNI EN 15316-2-1:2008	Impianti di riscaldamento degli edifici - Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell'impianto - Parte 2-1: Sistemi di emissione del calore negli ambienti.
UNI EN 15316-2-3:2008	Impianti di riscaldamento negli edifici - Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell'impianto - Parte 2-3: Sistemi di distribuzione del calore negli ambienti.
UNI EN 15316-3-2:2008	Impianti di riscaldamento degli edifici - Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell'impianto - Parte 3-2: Impianti per la produzione di acqua calda sanitaria,

	distribuzione.
UNI EN 15316-4-1:2008	Impianti di riscaldamento degli edifici – Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell’impianto; Parte 4-1: Sistemi di generazione per il riscaldamento degli ambienti, sistemi a combustione (caldaie).
UNI EN 15316-4-2:2008	Impianti di riscaldamento degli edifici - Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell’impianto - Parte 4-2: Sistemi di generazione per il riscaldamento degli ambienti, pompe di calore.
UNI EN 15316-4-3:2008	Impianti di riscaldamento degli edifici - Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell’impianto - Parte 4-3: Sistemi di generazione del calore, sistemi solari termici.
UNI EN 15316-4-4:2008	Impianti di riscaldamento degli edifici - Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell’impianto - Parte 4-4: Sistemi di generazione del calore, sistemi di cogenerazione negli edifici.
UNI EN 15316-4-5:2008	Impianti di riscaldamento degli edifici - Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell’impianto - Parte 4-5: Sistemi di generazione per il riscaldamento degli ambienti, prestazione e qualità delle reti di riscaldamento urbane e dei sistemi per ampie volumetrie.
UNI EN 15316-4-6:2008	Impianti di riscaldamento degli edifici - Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell’impianto - Parte 4-6: Sistemi di generazione del calore, sistemi fotovoltaici.
UNI EN 15603:2008	Prestazione energetica degli edifici - Consumo energetico globale e definizione dei metodi di valutazione energetica.
UNI EN 1745	Muratura e prodotti per muratura - Metodi per determinare i valori termici di progetto.
UNI EN ISO 6946	Componenti ed elementi per edilizia - Resistenza termica e trasmittanza termica - Metodo di calcolo.
UNI EN ISO 10077-1:2007	Prestazione termica di finestre, porte e chiusure oscuranti - Calcolo della trasmittanza termica – Generalità.
UNI EN ISO 10211:2008	Ponti termici in edilizia - Flussi termici e temperature superficiali - Calcoli dettagliati
UNI EN ISO 13370:2008	Prestazione termica degli edifici - Trasferimento di calore attraverso il terreno - Metodi di calcolo.
UNI EN ISO 13786:2001	Prestazione termica dei componenti per edilizia - Caratteristiche termiche dinamiche - Metodi di calcolo.

UNI EN ISO 13788:2003	Prestazione igrotermica dei componenti e degli elementi per edilizia - Temperatura superficiale interna per evitare l'umidità superficiale critica e condensazione interstiziale - Metodo di calcolo.
UNI EN ISO 13789:2008	Prestazione termica degli edifici - Coefficiente di perdita di calore per trasmissione - Metodo di calcolo.
UNI EN ISO 13790:2008	Prestazione termica degli edifici - Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento e il raffrescamento.
UNI EN ISO 14683	Ponti termici in edilizia - Coefficiente di trasmissione termica lineica - Metodi semplificati e valori di riferimento
UNI/TS 11300-1:2008	Prestazioni energetiche degli edifici - Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.
UNI/TS 11300-2:2008	Prestazioni energetiche degli edifici - Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.
UNI/TS 11300-3:2010	Prestazioni energetiche degli edifici - Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva.
prUNI/TS 11300-4	Prestazioni energetiche degli edifici - Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per riscaldamento di ambienti e preparazione acqua calda sanitaria.

1.2. Simboli e pedici

Per chiarezza espositiva, nel Prospetto 1, Prospetto 2, Prospetto 3 e Prospetto 4 si riportano i principali simboli e nel Prospetto 5, Prospetto 6, Prospetto 7, Prospetto 8 e Prospetto 9 si riportano i principali pedici utilizzati all'interno della metodologia di calcolo.

Prospetto 1 - Elenco dei simboli relativi al calcolo del fabbisogno di energia utile per climatizzazione invernale ed estiva e produzione di acqua calda sanitaria

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
A	Area	m ²
b	Fattore di correzione dello scambio termico	[-]
c	Fattore di conversione in emissioni di CO ₂	[g/kWh]

C	Capacità termica	[kJ/K]
E	Energia elettrica	[kWh]
EP	Indice di prestazione energetica	[kWh/(m ² anno)] o [kWh/(m ³ anno)]
f	Fattore di conversione in energia primaria	[-]
G	Numero di giorni	[-]
g	Trasmittanza di energia solare	[-]
H	Coefficiente di scambio termico	[W / K]
h	Coefficiente lineare di scambio termico	[W / (m ² K)]
I	Irradianza solare	[W / m ²]
L	Lunghezza	[m]
n	Tasso di ricambio d'aria	[vol/h]
p	Perimetro	[m]
Q	Energia termica	[kWh]
q	Portata volumica	[m ³ /s]
R	Resistenza termica	(m ² K) / W
s	Spessore	[m]
t	Tempo	[s]
U	Trasmittanza termica	[W / (m ² K)]
V	Volume	[m ³]
α	Fattore di assorbimento	[-]
γ	Rapporto apporti/dispersioni	[-]
ε	Emissività	[-]
Φ	Flusso termico	[kW]
Φ'	Flusso termico specifico	[W/m ²]
η	Efficienza, fattore di utilizzazione	[-]
θ	Temperatura	[°C]
ρ	Massa volumica	[kg/m ³]
τ	Costante di tempo	[h]
ψ	Trasmittanza termica lineare	[W/m K]

χ	Trasmittanza termica puntuale	[W/K]
Σ	Angolo di inclinazione sull'orizzonte	[°]

Prospetto 2 - Elenco dei simboli relativi al calcolo del fabbisogno di energia primaria per climatizzazione invernale ed estiva e produzione di acqua calda sanitaria

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
B	Larghezza	[m]
CSO	Consumo specifico orario	[kg/(h·dm ³)]
COP	Coefficiente di prestazione pompa di calore	[-]
d	Diametro	[m]
E	Energia elettrica	[kWh]
EER	Coefficiente di prestazione macchine frigorifere	[-]
FC	Fattore di carico	[-]
GUE	Coefficiente di prestazione macchine frigorifere ad assorbimento	[-]
h	Altezza	[m]
K	Frazioni recuperate di energia ausiliaria	[-]
L	Lunghezza	[m]
M	Contenuto di vapore	[kg/Nm ³] o [kg/kg]
M _{CO2}	Quantità di anidride carbonica	[kg]
p	Pressione	[Pa]
S	Superficie	[m ²]
s	Spessore	[m]
v	Velocità	[m/s]
W	Potenza elettrica	[kW]
x	Umidità massica	[g/kg]
λ	Conduttività termica	[W/mK]
Φ	Potenza o carico termico	[kW]

Φ'	Carico termico specifico	[W/m ³]
η	Efficienza/rendimento	[%]

Prospetto 3 - Elenco dei simboli relativi al calcolo del fabbisogno di energia elettrica per illuminazione artificiale

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
F	Fattore	[-]
F _l	Fattore lordo	[-]
B	Larghezza	[m]
E	Illuminamento	[lx]
h	Altezza	[m]
I	Indice	[-]
l	Lunghezza	[m]
n	Fattore di utilizzazione	[-]
W	Potenza elettrica	[W]
μ	Efficacia luminosa	[lm/W]
Φ	Flusso luminoso	[lm]
τ	Fattore di trasmissione luminosa	[-]

Prospetto 4 - Elenco dei simboli relativi al calcolo della produzione di energia da fonti rinnovabili

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
I	Irradianza	[W/m ²]
IAM	Fattore correttivo angolo	[-]
K	Fattore di potenza di picco	[-]

Prospetto 5 - Elenco dei pedici relativi al calcolo degli indici di prestazione energetica

Pedice	Significato
acs	Acqua calda sanitaria
e	Climatizzazione estiva
gl	Globale
i	Climatizzazione invernale

ill	Illuminazione artificiale
-----	---------------------------

Prospetto 6 - Elenco dei pedici relativi al calcolo del fabbisogno di energia utile per climatizzazione invernale ed estiva e produzione di acqua calda sanitaria

Pedice	Significato
A	Ambiente climatizzato a temperatura diversa
a	Aria
C	Raffrescamento
c	Climatizzato
corr	Corretta
d	Diretto
day	Giornaliero
des	Progetto
dif	Diffusa
e	Esterno
er	Temperatura esterna della volta celeste
f	Telaio
fin	Aggetti verticali
g	Terreno
gl	Vetro
gn	Apporti termici
H	Riscaldamento
hor	Ostruzioni esterne
i	Indiretto
int	Interno
inv	Involucro
L	Illuminazione
l	Lordo
ls	Dispersioni termiche
m	Media
n	Netto

nd	Ideale
ob	Ostacoli esterni
oc	Occupazione
op	Aria di rinnovo per persona
ov	Aggetti orizzontali
P	Primaria
p	Opaca
r	Radiazione infrarossa
s	Superficiale
sh	Ombreggiatura, schermatura
shut	Chiusura oscurante
sol	Solare
ss	Serra solare
sup	Flusso d'aria fornito
tot	Totale
tr	Trasmissione termica
U	Ambiente non climatizzato
u	Utile
ve	Ventilazione
W	Acqua calda sanitaria
w	Finestra

Prospetto 7 - Elenco dei pedici relativi al calcolo del fabbisogno di energia primaria per climatizzazione invernale ed estiva e produzione di acqua calda sanitaria

Pedice	Significato
a	Ambiente di installazione
acq	Acquedotto
ae	Aeraulica
af	Apparecchi posti dopo la camera di combustione
aux	Ausiliaria
ass	Assorbimento

B	Maggiore
b	Ritorno
bm	Biomassa
boll	Bollitore
br	Apparecchi prima dopo la camera di combustione
bu	Back-up
ch,on	Camino a bruciatore funzionante
ch,off	Camino a bruciatore spento
chp	Cogenerazione
cn	Nominale al focolare
cond	Condensazione
cons	Consumata
Cr	Raffrescamento
crc	Climatizzatore con recupero di calore
d	Distribuzione
del	Fornita
des	Progetto
dh	Teleriscaldamento
dry	Secco
e	Emissione
env	Involucro del generatore
er	Erogazione
exp	Esportata
f	Mandata
fl	Fumi
idr	Idraulica
gl	Globale
gn	Generazione
Hr	Utile effettivo
hy	Mini-idroelettrico
in	Ingresso

ip	Interpiano
lat	Latente
lrh	Recuperata
ls	Dispersione termica
mm	Medio mensile
ms	Medio stagionale
on	Accensione
op	Operative
out	Uscita
P	Primaria
pd	Circuito primario
pdc	Pompa di calore
Pn	Potenza
pv	Fotovoltaico
PO	Pompa
rc	Recuperatore di calore
ref	Riferimento
req	Richiesta
rg	Regolazione
rif	Riferimento
s	Accumulo
S	Tratti di tubazioni all'interno delle pareti
sat	Saturazione
self	Autoprodotta
si	Lato pozzo
SL	Collegamento tra colonne montanti e terminali di erogazione
so	Lato sorgente
ss	Sottostazione di scambio
std	Standard
test	In condizioni di prova
ts	Solare termico

ve	Ventilazione
vn	Ventilatore
V	Tratti di tubazioni in ambienti non riscaldati
W	Acqua calda sanitaria
wi	Mini-eolico

Prospetto 8 - Elenco dei pedici relativi al calcolo del fabbisogno di energia elettrica per illuminazione artificiale

Pedice	Significato
A	Artificiale
ad	Assenza disponibilità
At	Atrii
C	Controllo
Co	Cortili
cos	Costante
D	Decadimento
d	Disponibilità
DI	Dipendenza
F	Fornitura
f	Finestrate
fin	Aggetti verticali
hor	Ostruzioni esterne
I	Illuminazione
ins	Installata
L	Luce naturale
l	Luminosa
Loc	Locale
O	Occupazione
o	Ostruzione
or	Orizzontali
ov	Aggetti orizzontali
p	Profondità

pz	Pozzo
r	Ridistribuzione mensile
s	Fondo sguincio
std	Funzione dell'attività svolta
T	Trasparenza
v	Verticali
vdp	Vetrata doppia pelle

Prospetto 9 - Elenco dei pedici relativi al calcolo della produzione di energia da fonti rinnovabili

Pedice	Significato
acq	Acquedotto
bu	Riscaldatore ausiliario
loop	Circuito
nom	Nominale
o	Ottico
rif	Riferimento
sist	Sistema
sol	Solare

1.3. Indici di prestazione energetica

Gli indici di prestazione energetica si riferiscono, di norma, alle singole unità immobiliari. Nel caso di un edificio composto da più unità immobiliari servite da un impianto centralizzato, gli indici possono essere determinati con una valutazione relativa alla singola unità immobiliare o, in alternativa, con una valutazione complessiva rispetto all'intero edificio (se tutte le unità hanno la medesima destinazione d'uso) o parte di esso, intesa secondo la definizione riportata nell'Allegato A (nel caso in cui non tutte le unità immobiliari abbiano la medesima destinazione d'uso).

La prestazione energetica complessiva dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio è espressa attraverso l'indice di prestazione energetica globale EP_{gl} , che è definito come:

$$EP_{gl} = EP_i + EP_e + EP_{acs} + EP_{ill} \quad [kWh/(m^2 \cdot anno)] \text{ o } [kWh/(m^3 \cdot anno)]$$

(1)

dove:

- EP_i indice di prestazione energetica per climatizzazione invernale;
- EP_e indice di prestazione energetica per climatizzazione estiva;
- EP_{acs} indice di prestazione energetica per produzione di acqua calda sanitaria;

EP_{ill} indice di prestazione energetica per illuminazione artificiale.

L'indice di prestazione energetica globale (EP_{gl}) è definito, per unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici con destinazione d'uso residenziale di tipo E.1(1) e E.1(2), esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme, come:

$$EP_{gl} = \frac{Q_p}{A_{u,c}} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{anno})] \quad (2)$$

dove:

Q_p fabbisogno di energia primaria globale, [kWh/anno];

A_{u,c} superficie utile climatizzata dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m²].

Per tutte le altre unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici, l'indice di prestazione energetica globale (EP_{gl}) è definito come:

$$EP_{gl} = \frac{Q_p}{V_{l,c}} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^3 \cdot \text{anno})] \quad (3)$$

dove:

Q_p fabbisogno di energia primaria globale, [kWh/anno];

V_{l,c} volume lordo climatizzato dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m³].

L'indice di prestazione energetica per climatizzazione invernale (EP_i) è definito, per unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici con destinazione d'uso residenziale di tipo E.1(1) e E.1(2), esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme, come:

$$EP_i = \frac{Q_{p,H}}{A_{u,c}} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{anno})] \quad (4)$$

dove:

Q_{p,H} fabbisogno di energia primaria per climatizzazione invernale, [kWh/anno];

A_{u,c} superficie utile climatizzata dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m²].

Per tutte le altre unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici, l'indice di prestazione energetica per climatizzazione invernale (EP_i) è definito come:

$$EP_i = \frac{Q_{p,H}}{V_{l,c}} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^3 \cdot \text{anno})] \quad (5)$$

dove:

Q_{p,H} fabbisogno di energia primaria per climatizzazione invernale, [kWh/anno];

$V_{l,c}$ volume lordo climatizzato dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m³].

L'indice di prestazione energetica per climatizzazione estiva (EP_e) è definito, per unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici con destinazione d'uso residenziale di tipo E.1(1) e E.1(2), esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme, come:

$$EP_i = \frac{Q_{p,c}}{A_{u,c}} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{anno})] \quad (6)$$

dove:

$Q_{p,c}$ fabbisogno di energia primaria per climatizzazione estiva, [kWh/anno];
 $A_{u,c}$ superficie utile climatizzata dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m²].

Per tutte le altre unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici, l'indice di prestazione energetica per climatizzazione estiva (EP_e) è definito come:

$$EP_e = \frac{Q_{p,c}}{V_{l,c}} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^3 \cdot \text{anno})] \quad (7)$$

dove:

$Q_{p,c}$ fabbisogno di energia primaria per climatizzazione estiva, [kWh/anno];
 $V_{l,c}$ volume lordo climatizzato dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m³].

L'indice di prestazione energetica per produzione di acqua calda sanitaria (EP_{acs}) è definito, per unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici con destinazione d'uso residenziale di tipo E.1(1) e E.1(2), esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme, come:

$$EP_{acs} = \frac{Q_{p,w}}{A_{u,c}} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{anno})] \quad (8)$$

dove:

$Q_{p,w}$ fabbisogno di energia primaria per produzione di acqua calda sanitaria, [kWh/anno].
 $A_{u,c}$ superficie utile climatizzata dell'intero edificio, parte di edificio o unità immobiliare considerata, [m²].

Per tutte le altre unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici, l'indice di prestazione energetica per produzione di acqua calda sanitaria (EP_{acs}) è definito come:

$$EP_{acs} = \frac{Q_{p,w}}{V_{l,c}} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^3 \cdot \text{anno})] \quad (9)$$

dove:

$Q_{p,w}$ fabbisogno di energia primaria per produzione di acqua calda sanitaria, [kWh/anno].
 $V_{l,c}$ volume lordo climatizzato dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m³].

Per tutte le unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici per i quali è richiesto il calcolo dell'indice di prestazione energetica per illuminazione artificiale (EP_{ill}), esso è definito come:

$$EP_{ill} = \frac{Q_{p,L}}{V_{l,c}} \quad [kWh/(m^3 \cdot anno)] \quad (10)$$

dove:

$Q_{p,L}$ fabbisogno di energia primaria per illuminazione artificiale, [kWh/anno].
 $V_{l,c}$ volume lordo climatizzato dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m³].

Dal calcolo del fabbisogno ideale di energia termica utile dell'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio è inoltre possibile definire i due indici di prestazione energetica dell'involucro:

L'indice invernale di prestazione energetica dell'involucro per unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici con destinazione d'uso residenziale di tipo E.1(1) e E.1(2), esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme, come:

$$EP_{i,inv} = \frac{\sum_m (Q_{H,nd})_m}{A_u} \quad [kWh/(m^2 \cdot anno)] \quad (11)$$

dove la sommatoria è estesa a tutti i mesi compresi nella stagione di riscaldamento e:

$Q_{H,nd}$ fabbisogno ideale mensile di energia termica utile per climatizzazione invernale, [kWh/anno];
 $A_{u,c}$ superficie utile climatizzata dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m²].

Per tutte le altre unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici, l'indice di prestazione energetica invernale dell'involucro ($EP_{i,inv}$) è definito come:

$$EP_{i,inv} = \frac{\sum_m (Q_{H,nd})_m}{V_{l,c}} \quad [kWh/(m^3 \cdot anno)] \quad (12)$$

dove la sommatoria è estesa a tutti i mesi compresi nella stagione di riscaldamento e:

$Q_{H,nd}$ fabbisogno ideale mensile di energia termica utile per climatizzazione invernale, [kWh/anno];
 $V_{l,c}$ volume lordo climatizzato dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m³].

L'indice estivo di prestazione energetica dell'involucro per unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici con destinazione d'uso residenziale di tipo E.1(1) e E.1(2), esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme, come:

$$EP_{e,inv} = \frac{\sum (Q_{C,nd})_n}{A_u} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{anno})] \quad (13)$$

dove la sommatoria è estesa a tutti i mesi compresi nella stagione di raffrescamento e:

$Q_{C,nd}$ fabbisogno ideale mensile di energia termica utile per climatizzazione estiva, [kWh/anno];
 $A_{u,c}$ superficie utile climatizzata dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m²].

Per tutte le altre unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici, l'indice di prestazione energetica estivo dell'involucro ($EP_{e,inv}$) è definito come:

$$EP_{e,inv} = \frac{\sum (Q_{C,nd})_n}{V_{l,c}} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^3 \cdot \text{anno})] \quad (14)$$

dove la sommatoria è estesa a tutti i mesi compresi nella stagione di raffrescamento e:

$Q_{C,nd}$ fabbisogno ideale mensile di energia termica utile per climatizzazione estiva, [kWh/anno];
 $V_{l,c}$ volume lordo climatizzato dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m³].

È infine definito l'indice di energia primaria relativo alla produzione da fonti rinnovabili ($EP_{gl,fer}$).

L'indice relativo alla produzione da fonti rinnovabili per unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici con destinazione d'uso residenziale di tipo E.1(1) e E.1(2), esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme, come:

$$EP_{gl,fer} = \frac{Q_{P,fer}}{A_u} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{anno})] \quad (15)$$

dove:

$Q_{P,fer}$ valore equivalente di energia primaria dell'energia prodotta da fonti rinnovabili, [kWh/anno]
 $A_{u,c}$ superficie utile climatizzata dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m²].

Per tutte le altre unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici, l'indice relativo alla produzione da fonti rinnovabili è definito come:

$$EP_{gl,fer} = \frac{Q_{P,fer}}{V_{l,c}} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^3 \cdot \text{anno})] \quad (16)$$

- $Q_{P,fer}$ valore equivalente di energia primaria dell'energia prodotta da fonti rinnovabili, [kWh/anno]
- $V_{l,c}$ volume lordo climatizzato dell'unità immobiliare, della parte di edificio o dell'intero edificio considerato, [m³].

Ai fini del calcolo degli indici di prestazione energetica, la presente metodologia di calcolo considera:

- per il “fabbisogno di energia primaria per climatizzazione invernale”, il fabbisogno di energia primaria relativo al controllo delle condizioni interne termiche e di qualità dell'aria durante la stagione di riscaldamento;
- per il “fabbisogno di energia primaria per climatizzazione estiva”, il fabbisogno di energia primaria relativo al controllo delle condizioni interne termiche, igrometriche e di qualità dell'aria durante la stagione di raffrescamento.

I fabbisogni di energia primaria per i diversi servizi devono essere calcolati anche se l'unità immobiliare, la parte di edificio o l'intero edificio non è dotato dei relativi impianti. La metodologia prevede l'assegnazione di valori di default ai rendimenti e alle perdite previste dal calcolo, da applicare in assenza di impianto preposto ad un dato servizio. In tal modo è sempre possibile determinare gli indici di prestazione energetica parziali e l'indice globale.

1.4. Impostazioni generali

A ciascuna unità immobiliare va assegnata come destinazione d'uso quella prevalente. Qualora all'interno di una unità immobiliare siano presenti porzioni con altre destinazioni d'uso, si procede come segue:

- le porzioni a destinazione d'uso diversa da quella prevalente aventi superficie utile climatizzata superiore al 10% di quella complessiva dell'unità immobiliare devono essere trattate secondo la loro destinazione d'uso effettiva ai fini del calcolo dell'energia fornita; resta fermo che il calcolo degli indici di prestazione energetica (secondo quanto indicato al paragrafo 1.3) va riferito alla destinazione d'uso prevalente dell'unità immobiliare;
- alle porzioni con destinazione d'uso diversa da quella prevalente aventi superficie utile climatizzata non superiore al 10% di quella complessiva dell'unità immobiliare può essere assegnata la destinazione d'uso prevalente dell'unità immobiliare.

Nel Prospetto 10 sono riportate, a titolo esemplificativo, le corrispondenze tra categorie catastali e destinazioni d'uso.

Prospetto 10 – Corrispondenze tra categorie catastali e destinazioni d'uso

Categoria catastale		Destinazione d'uso secondo il D.P.R. 412/93
A/1	Abitazioni di tipo signorile	E.1(1) o E.1(2)
A/2	Abitazioni di tipo civile	E.1(1) o E.1(2)
A/3	Abitazioni di tipo economico	E.1(1) o E.1(2)
A/4	Abitazioni di tipo popolare	E.1(1) o E.1(2)
A/5	Abitazioni di tipo ultrapopolare	E.1(1) o E.1(2)
A/6	Abitazioni di tipo rurale	E.1(1) o E.1(2)
A/7	Abitazioni in villini	E.1(1) o E.1(2)
A/8	Abitazioni in ville	E.1(1) o E.1(2)
A/9	Castelli, palazzi di eminenti pregi artistici e/o storici	E.1(1) o E.1(2)
A/10	Uffici e studi privati	E.2
A/11	Abitazioni ed alloggi tipici dei luoghi (es. rifugi, baite ecc.)	E.1(1) o E.1(2)
B/1	Collegi e convitti, educandati, ricoveri, orfanotrofi, ospizi, conventi, seminari, caserme	E.1(1)
B/2	Case di cura ed ospedali	E.3
B/3	Prigioni e riformatori	E.1(1)
B/4	Uffici pubblici	E.2
B/5	Scuole e laboratori scientifici	E.7
B/6	Biblioteche, pinacoteche, musei, gallerie, accademie, che non hanno sede in edifici della categoria A/9	E.4(2)
B/7	Cappelle ed oratori non destinati all'esercizio pubblico dei culti	E.4(2)
B/8	Magazzini sotterranei per deposito di derrate	E.8
C/1	Negozi e botteghe	E.5 o E.4(3)
C/2	Magazzini e locali di deposito	E.8
C/3	Laboratori per arti e mestieri	E.8
C/4	Fabbricati e locali per esercizi sportivi senza fini di lucro	E.6(1), E.6(2) o E.6(3)
C/6	Stalle, scuderie, rimesse, autorimesse	E.8

D/1	Opifici	E.8
D/2	Alberghi, pensioni e residence	E.1(3)
D/3	Teatri, cinema, sale per concerti, spettacoli e simili	E.4(1)
D/4	Case di cura ed ospedali	E.3
D/5	Istituti di credito, cambio ed assicurazione	E.2
D/6	Fabbricati, locali ed aree attrezzate per esercizio sportivi con fine di lucro	E.6(1), E.6(2) o E.6(3)
D/7	Fabbricati costruiti o adattati per le speciali esigenze di una attività industriale e non suscettibili di destinazione diversa senza radicali trasformazioni	E.8
D/8	Fabbricati costruiti o adattati per le speciali esigenze di una attività commerciale e non suscettibili di destinazione diversa senza radicali trasformazioni	E.5 o E.4(3)

La procedura prevede che l'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio sia suddiviso in zone termiche. Il calcolo dei fabbisogni ideali di energia termica utile per climatizzazione invernale ed estiva è effettuato in modo indipendente per ogni zona.

Ai fini dell'applicazione della presente metodologia di calcolo, è possibile aggregare una zona termica ad un'altra contigua qualora le due zone presentino la medesima destinazione d'uso e la superficie utile climatizzata della prima sia inferiore al 20% della superficie utile climatizzata della seconda.

In tal caso le valutazioni devono essere riferite ai sottosistemi di emissione e regolazione presenti nella zona termica con superficie utile climatizzata maggiore.

Si considerano appartenenti ad una zona termica anche gli ambienti privi di terminali di emissione, quando:

- sono collegati in modo permanente alla stessa e hanno superficie utile di pavimento inferiore al 20% della superficie utile climatizzata della zona termica (ad esempio corridoi, ripostigli ecc.);
- il sistema di generazione del calore a cui sono asserviti è una stufa o un caminetto, e tale generatore è l'unico presente.

1.4.1. Durata della stagione di riscaldamento (UNI/TS 11300-1:2008)

La durata della stagione di calcolo per il riscaldamento è determinata in funzione della zona climatica della località, come definita dal D.P.R. 412:1993, secondo quanto riportato nel Prospetto 11.

Prospetto 11 - Durata della stagione di riscaldamento in funzione della zona climatica

Zona climatica	Inizio	Fine
E	15-ott	15-apr
F	05-ott	22-apr

Alcuni mesi non sono interamente compresi nella stagione di riscaldamento; per tali mesi è necessario considerare il numero effettivo di giorni compresi all'interno della stagione di riscaldamento ed utilizzare i valori degli indicatori climatici medi calcolati rispetto alla frazione di mese considerata.

1.4.2. Durata della stagione di raffrescamento (UNI/TS 11300-1:2008)

La stagione di raffrescamento è il periodo durante il quale è necessario un apporto dell'impianto di climatizzazione estiva per mantenere una temperatura interna non superiore a quella di progetto. Per definire la stagione di raffrescamento, si considerano quindi tutti i giorni per cui vale la relazione sotto riportata:

$$\theta_{e,\text{day}} > \theta_{\text{int,C}} - \frac{Q_{\text{gn,day}}}{H \cdot t_{\text{day}}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (17)$$

dove:

- $\theta_{e,\text{day}}$ temperatura media giornaliera dell'aria esterna, come definita negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [$^{\circ}\text{C}$];
- $\theta_{\text{int,C}}$ temperatura interna di regolazione per la climatizzazione estiva, [$^{\circ}\text{C}$];
- $Q_{\text{gn,day}}$ apporti gratuiti (interni, $Q_{\text{int,day}}$, e solari, $Q_{\text{sol,day}}$, – questi ultimi calcolati come indicato al paragrafo 2.1.8, utilizzando i valori di irradianza solare media giornaliera I_{day}) medi giornalieri, [Wh];
- H coefficiente globale di scambio termico, pari alla somma dei coefficienti globali di scambio termico per trasmissione H_{tr} e per ventilazione H_{ve} , calcolati come indicato ai Paragrafi 2.1.3 e 2.1.6 [W/K]; ai fini della determinazione della durata della stagione di raffrescamento si utilizza, quando è richiesto il valore di θ_e per la determinazione dello scambio termico, la temperatura media mensile del mese a cui appartiene il giorno considerato;
- t_{day} durata del giorno considerato, pari a 24, [h].

Alcuni mesi non sono interamente compresi nella stagione di raffrescamento; per tali mesi è necessario considerare il numero effettivo di giorni compresi all'interno della stagione di raffrescamento ed utilizzare i valori degli indicatori climatici medi calcolati rispetto alla frazione di mese considerata.

PARTE 2 FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA UTILE PER CLIMATIZZAZIONE INVERNALE ED ESTIVA E PER PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA

2.1. Fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione invernale ed estiva (UNI/TS 11300-1:2008)

Questo paragrafo descrive le modalità di calcolo, su base mensile e per ogni zona termica, del fabbisogno ideale di energia termica utile per la climatizzazione invernale ($Q_{H,nd}$) e quello per la climatizzazione estiva ($Q_{C,nd}$).

Il calcolo è riferito ad un funzionamento continuo nel tempo e si basa sulle metodologie indicate nella norma UNI EN ISO 13790 e nella specifica tecnica UNI/TS 11300-1.

Il fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione invernale ($Q_{H,nd}$) si calcola, per ogni mese e per ogni zona termica, come:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ls} - \eta_{H,gn} \cdot Q_{gn} \quad [\text{kWh}] \quad (18)$$

dove:

- $Q_{H,nd}$ fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione invernale, [kWh];
- $Q_{H,ls}$ scambio termico totale riferito alla climatizzazione invernale, [kWh];
- $\eta_{H,gn}$ fattore di utilizzazione degli apporti termici gratuiti, [-];
- Q_{gn} apporti termici gratuiti totali, [kWh].

Lo scambio termico totale ($Q_{H,ls}$) è calcolato come somma degli scambi termici per trasmissione e per ventilazione.

$$Q_{H,ls} = Q_{H,tr} + Q_{H,ve} \quad [\text{kWh}] \quad (19)$$

dove:

- $Q_{H,ls}$ scambio termico totale riferito alla climatizzazione invernale, [kWh];
- $Q_{H,tr}$ scambio termico per trasmissione riferito alla climatizzazione invernale, [kWh];
- $Q_{H,ve}$ scambio termico per ventilazione riferito alla climatizzazione invernale, [kWh].

Gli apporti termici gratuiti (Q_{gn}) sono definiti come la somma degli apporti termici interni e degli apporti solari. In particolare:

$$Q_{gn} = Q_{int} + Q_{sol} \quad [\text{kWh}] \quad (20)$$

dove:

- Q_{gn} apporti termici gratuiti totali, [kWh];
- Q_{int} apporti termici interni, [kWh];
- Q_{sol} apporti termici solari, [kWh].

Quindi, riassumendo:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ls} - \eta_{H,gn} \cdot Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol}) \quad [\text{kWh}] \quad (21)$$

Analogamente a quanto esposto per la climatizzazione invernale, il fabbisogno ideale di energia termica per la climatizzazione estiva ($Q_{C,nd}$) si calcola, per ogni mese e per ogni zona termica, come:

$$Q_{C,nd} = Q_{gn} - \eta_{C,ls} \cdot Q_{C,ls} \quad [\text{kWh}] \quad (22)$$

dove:

- $Q_{C,nd}$ fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione estiva, [kWh];
- Q_{gn} apporti termici gratuiti totali, [kWh];
- $\eta_{C,ls}$ fattore di utilizzazione delle dispersioni termiche, [-];
- $Q_{C,ls}$ scambio termico totale riferito alla climatizzazione estiva, [kWh].

Lo scambio termico totale ($Q_{C,ls}$) è calcolato, anche in questo caso, come somma degli scambi termici per trasmissione e per ventilazione.

$$Q_{C,ls} = Q_{C,tr} + Q_{C,ve} \quad [\text{kWh}] \quad (23)$$

dove:

- $Q_{C,ls}$ scambio termico totale riferito alla climatizzazione estiva, [kWh];
- $Q_{C,tr}$ scambio termico per trasmissione riferito alla climatizzazione estiva, [kWh];
- $Q_{C,ve}$ scambio termico per ventilazione riferito alla climatizzazione estiva, [kWh].

Gli apporti termici gratuiti (Q_{gn}) sono definiti come la somma degli apporti termici interni e degli apporti solari. In particolare:

$$Q_{gn} = Q_{int} + Q_{sol} \quad [\text{kWh}] \quad (24)$$

dove:

- Q_{gn} apporti termici gratuiti totali, [kWh];
- Q_{int} apporti termici interni, [kWh];
- Q_{sol} apporti termici solari, [kWh].

Quindi, riassumendo:

$$Q_{C,nd} = Q_{gn} - \eta_{C,ls} \cdot Q_{C,ls} = (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve}) \quad [\text{kWh}] \quad (25)$$

2.1.1. Scambio termico per trasmissione (UNI/TS 11300-1:2008)

La quantità di energia scambiata per trasmissione tra la zona termica considerata e l'ambiente circostante ($Q_{H,tr}$), nel caso di climatizzazione invernale, è data da:

$$Q_{H,tr} = [H_{tr} \cdot (\theta_{int,H} - \theta_e) + \sum_k \Phi_{r,k}] \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (26)$$

dove:

$Q_{H,tr}$	scambio termico per trasmissione riferito alla climatizzazione invernale, [kWh];
H_{tr}	coefficiente globale di scambio termico per trasmissione, [W/K];
$\theta_{int,H}$	temperatura interna di regolazione per la climatizzazione invernale della zona considerata, [°C];
θ_e	temperatura media dell'aria esterna del mese o frazione di mese considerata, determinata come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C];
t	durata del mese o frazione di mese considerata, [h];
$\Phi_{r,k}$	extra-flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio k-esimo, [W];

Analogamente, la quantità di energia scambiata per trasmissione tra la zona termica considerata e l'ambiente circostante nel caso di climatizzazione estiva ($Q_{C,tr}$) è data da:

$$Q_{C,tr} = [H_{tr} \cdot (\theta_{int,C} - \theta_e) + \sum_k \Phi_{r,k}] \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (27)$$

dove:

$Q_{C,tr}$	scambio termico per trasmissione riferito alla climatizzazione estiva, [kWh];
H_{tr}	coefficiente globale di scambio termico per trasmissione, [W/K];
$\theta_{int,C}$	temperatura interna di regolazione per la climatizzazione estiva della zona considerata, [°C];
θ_e	temperatura media dell'aria esterna del mese o frazione di mese considerata, determinata come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C];
t	durata del mese o frazione di mese considerata, [h];
$\Phi_{r,k}$	extra-flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio k-esimo, [W].

2.1.2. Temperatura interna di regolazione e temperatura dell'aria esterna (UNI/TS 11300-1:2008)

Nel calcolo dello scambio termico totale (trasmissione e ventilazione), è necessario determinare la differenza di temperatura tra l'ambiente interno climatizzato e l'ambiente circostante.

Per quanto riguarda la temperatura dell'aria esterna (θ_e), essa è definita negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento.

Ai fini del calcolo dei fabbisogni di energia termica utile per climatizzazione invernale ed estiva, qualora il mese considerato non rientri interamente nella stagione di riscaldamento o raffrescamento, si utilizza il valore di temperatura media dell'aria esterna calcolata rispetto alla frazione di mese considerata.

2.1.2.1. Climatizzazione invernale (UNI/TS 11300-1:2008)

Per le diverse destinazioni d'uso si assume una temperatura interna di regolazione per la climatizzazione invernale ($\theta_{int,H}$) costante, pari ai valori riportati nel Prospetto 12.

Prospetto 12 - Temperatura interna di regolazione per climatizzazione invernale

Destinazione d'uso	Temperatura interna di regolazione ($\theta_{int,H}$) [°C]
E.6(1)	28
E.6(2) e E.8	18
Tutte le altre destinazioni d'uso	20

Gli edifici confinanti con l'ambiente interno climatizzato sono assimilati ad ambienti climatizzati (con temperature interne pari a quelle riportate nel Prospetto 12, in funzione della destinazione d'uso) anche se occupati in modo non continuativo (ad esempio case di vacanze), salvo nei casi in cui sia possibile dimostrare l'effettiva assenza dell'impianto.

2.1.2.2. Climatizzazione estiva (UNI/TS 11300-1:2008)

Per le diverse destinazioni d'uso si assume una temperatura interna di regolazione per climatizzazione estiva ($\theta_{int,C}$) costante, pari ai valori riportati nel Prospetto 13.

Prospetto 13 - Temperatura interna di regolazione per climatizzazione estiva

Destinazione d'uso	Temperatura interna di regolazione ($\theta_{int,C}$) [°C]
E.6(1)	28
E.6(2)	24
Tutte le altre destinazioni d'uso	26

Gli edifici confinanti con l'ambiente interno climatizzato sono sempre assimilati ad ambienti climatizzati (con temperature interne pari a quelle riportate nel Prospetto 13, in funzione della destinazione d'uso).

2.1.3. Coefficiente globale di scambio termico per trasmissione (UNI/TS 11300-1:2008 - UNI EN ISO 13789:2008)

Il calcolo dei coefficienti di scambio termico per trasmissione delle zone climatizzate è definito nella norma UNI EN ISO 13789 e nella norma UNI EN ISO 13370.

Il coefficiente globale di scambio termico per trasmissione (H_{tr}) è calcolato, secondo la norma UNI EN ISO 13789, con la formula seguente:

$$H_{tr} = H_d + H_g + H_U + H_A \quad [W/K] \quad (28)$$

dove:

H_{tr}	coefficiente globale di scambio termico per trasmissione della zona termica considerata, [W/K];
H_d	coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'esterno, [W/K];
H_g	coefficiente di scambio termico stazionario per trasmissione verso il terreno, [W/K];
H_U	coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti non climatizzati, [W/K];
H_A	coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti climatizzati a temperatura diversa, [W/K].

2.1.3.1. Scambio termico diretto verso l'esterno (UNI EN ISO 13789:2008)

Il coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione attraverso gli elementi edilizi di separazione tra l'ambiente interno climatizzato e l'esterno è calcolato come:

$$H_d = \sum_i A_i \cdot U_i + \sum_k l_k \cdot \psi_k + \sum_j \chi_j \quad [\text{W/K}] \quad (29)$$

dove:

H_d	coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'esterno, [W/K];
A_i	area dell'elemento i-esimo che separa l'ambiente interno climatizzato dall'esterno, [m ²];
U_i	trasmittanza termica del componente i-esimo che separa l'ambiente interno climatizzato dall'esterno, calcolata in accordo con la norma UNI EN ISO 6946 per elementi opachi, in accordo con la UNI EN ISO 10077-1 per elementi vetrati, [W/(m ² K)] o fornita dal costruttore;
l_k	lunghezza del ponte termico lineare k-esimo con convenzione di misura esterna, [m];
ψ_k	trasmittanza termica lineica del ponte termico lineico k-esimo, [W/(m K)];
χ_j	trasmittanza termica puntuale del ponte termico j-esimo, [W/K];

La sommatoria deve essere estesa a tutti i componenti edilizi che separano l'ambiente interno climatizzato dall'esterno, siano essi opachi o trasparenti.

2.1.3.2. Scambio termico verso il terreno (UNI/TS 11300-1:2008)

Il coefficiente di scambio termico stazionario per trasmissione verso il terreno è calcolato secondo le modalità indicate nella norma UNI EN ISO 13370. La norma descrive le modalità di calcolo dello scambio termico verso il terreno nell'ipotesi che la superficie attraverso la quale avviene tale scambio sia uniforme (caratterizzata da un'unica stratigrafia). Nel caso in cui sia necessario determinare lo scambio termico attraverso superfici caratterizzate da più stratigrafie differenti tra loro, ai fini della presente metodologia si procede effettuando il calcolo separatamente per ognuna di queste superfici, assegnando ad ognuna di esse la corrispondente porzione di perimetro disperdente di pavimento e considerando un unico valore, medio, per lo spessore delle pareti.

Per edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, il coefficiente di accoppiamento termico in regime stazionario tra l'ambiente interno climatizzato e il terreno è dato da:

$$H_g = \sum_i A_i \cdot U_i \cdot b_{tr,g,i} \quad [W/K] \quad (30)$$

dove:

- H_g coefficiente di scambio termico stazionario per trasmissione verso il terreno, [W/K];
 A_i area dell'elemento i-esimo, [m²];
 U_i trasmittanza termica dell'i-esima parete contro terra o parte sospesa del pavimento (tra l'ambiente interno climatizzato e lo spazio sottopavimento), [W/(m² K)];
 $b_{tr,g,i}$ fattore di correzione dello scambio termico relativo all'i-esima parete contro terra o parte sospesa del pavimento, i cui valori sono ricavabili dal Prospetto 14.

Prospetto 14 - Fattore di correzione dello scambio termico $b_{tr,g}$

Ambiente confinante	$b_{tr,g}$
Pavimento controterra	0,45
Parete controterra	0,45
Pavimento su vespaio aerato	0,8

2.1.3.3. Scambio termico verso ambienti confinanti non climatizzati (UNI/TS 11300-1:2008 – UNI EN ISO 13789:2008)

Il coefficiente globale di scambio termico per trasmissione, H_U , tra l'ambiente interno climatizzato e gli ambienti confinanti non climatizzati si ottiene come:

$$H_U = \sum_j H_{int,U,j} \cdot b_{tr,U,j} \quad [W/K] \quad (31)$$

dove:

- H_U coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti non climatizzati, [W/K];
 $H_{int,U,j}$ coefficiente diretto di scambio termico per trasmissione relativo alla struttura j-esima posta tra l'ambiente interno climatizzato e l'ambiente confinante non climatizzato, [W/K];
 $b_{tr,U,j}$ fattore di correzione dello scambio termico relativo alla struttura j-esima posta tra ambiente interno climatizzato e l'i-esimo ambiente confinante non climatizzato, [-].

Il fattore di correzione dello scambio termico tra ambiente interno climatizzato e l'ambiente confinante non climatizzato si calcola come:

$$b_{tr,U} = \frac{H_{U,e}}{(H_{int,U} + H_{U,e})} \quad [-] \quad (32)$$

dove:

- $H_{U,e}$ coefficiente globale di scambio termico tra l'ambiente confinante non climatizzato e l'esterno, che tiene conto degli scambi termici per trasmissione e per ventilazione [W/K]; ai fini della valutazione degli scambi termici per ventilazione si utilizzano i

valori di ricambi d'aria in funzione delle caratteristiche dell'ambiente confinante non climatizzato riportati nella norma UNI EN ISO 13789:2008.

In assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, per ambienti confinanti non climatizzati i valori del fattore di correzione $b_{tr,U}$ sono riportati nel Prospetto 15.

Prospetto 15 - Fattore di correzione dello scambio termico $b_{tr,U}$

Ambiente confinante	$b_{tr,U}$
Ambiente	
- con una parete esterna	0,4
- senza serramenti esterni e con almeno due pareti esterne	0,5
- con serramenti esterni e con almeno due pareti esterne (per esempio autorimesse)	0,6
- con tre pareti esterne (per esempio vani scale esterni)	0,8
Piano interrato o seminterrato	
- senza finestre o serramenti esterni	0,5
- con finestre o serramenti esterni	0,8
Sottotetto	
- tasso di ventilazione del sottotetto elevato (per esempio tetti ricoperti con tegole o altri materiali di copertura discontinua) senza rivestimento con feltro o assito	1,0
- altro tetto non isolato	0,9
- tetto isolato	0,7
Aree interne di circolazione (senza muri esterni e con tasso di ricambio d'aria minore di $0,5 \text{ h}^{-1}$)	0
Aree interne di circolazione liberamente ventilate (rapporto tra l'area delle aperture e volume dell'ambiente maggiore di $0,005 \text{ m}^2/\text{m}^3$)	1

Nel caso di scambio termico con una eventuale serra solare non è possibile utilizzare valori di default per il coefficiente $b_{tr,U}$; il calcolo deve essere pertanto effettuato in modo dettagliato secondo quanto indicato al Paragrafo 2.1.8.3. Nel caso in cui nella stagione di raffrescamento la serra sia aperta e schermata, si considera $b_{tr,U} = 1$.

2.1.3.4. Scambio termico verso ambienti climatizzati a temperatura diversa (UNI EN ISO 13789:2008)

Il coefficiente globale di scambio termico per trasmissione verso ambienti climatizzati a temperatura differente si ottiene come:

$$H_A = \sum_k b_{tr,A,k} \cdot A_k \cdot U_k \quad [\text{W/K}]$$

(33)

dove:

- A_k area dell'elemento k-esimo che divide l'ambiente interno climatizzato da un ambiente climatizzato a temperatura differente, [m²];
- U_k trasmittanza termica dell'elemento k-esimo che separa l'ambiente interno climatizzato dall'ambiente confinante climatizzato a temperatura differente, [W/(m² K)];
- $b_{tr,A,k}$ fattore di correzione dello scambio termico relativo alla struttura k-esima posta tra l'ambiente interno climatizzato e l'ambiente confinante climatizzato a temperatura differente, dato da:

$$b_{tr,A,k} = \frac{\theta_{int} - \theta_A}{\theta_{int} - \theta_e} \quad [-] \quad (34)$$

dove:

- θ_{int} temperatura interna di regolazione della zona termica considerata, come indicato nel Paragrafo 2.1.2, [°C];
- θ_e temperatura media dell'aria esterna del mese o frazione di mese considerata, determinata come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C];
- θ_A temperatura dell'ambiente confinante climatizzato a temperatura diversa, come indicato nel Paragrafo 2.1.2, [°C].

2.1.3.5. Extra-flusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste (UNI/TS 11300-1:2008 - UNI EN ISO 13790:2008)

Il calcolo dell'extra-flusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste ($\Phi_{r,k}$) è dato dalla formula seguente:

$$\Phi_{r,k} = F_{r,k} \cdot R_s \cdot U_k \cdot A_k \cdot h_{r,e} \cdot \Delta\theta_{er} \quad [W] \quad (35)$$

dove:

- $\Phi_{r,k}$ extra-flusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste, [W];
- R_s resistenza termica superficiale esterna dell'elemento, pari a 0,04, [(m²K)/W];
- U_k trasmittanza termica dell'elemento k-esimo, [W/(m² K)];
- A_k area dell'elemento k-esimo, [m²];
- $h_{r,e}$ coefficiente di scambio termico radiativo esterno, [W/(m² K)];
- $\Delta\theta_{er}$ differenza media tra la temperatura dell'aria esterna e la temperatura apparente della volta celeste, assunta pari a 11 K;

Il coefficiente di scambio termico radiativo esterno è definito come:

$$h_{r,e} = 5 \cdot \varepsilon \quad [W/(m^2K)] \quad (36)$$

dove:

ε emissività relativa alla radiazione termica ad elevata lunghezza d'onda; in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, è assunta pari a 0,9 per i materiali da costruzione ed a 0,837 per i vetri;

Il fattore di forma tra il componente edilizio k-esimo e la volta celeste ($F_{r,k}$) è determinato come:

$$F_{r,k} = F_{sh,ob,dif} \cdot \frac{(1 + \cos \Sigma)}{2} \quad [-] \quad (37)$$

dove:

Σ angolo d'inclinazione del componente sull'orizzonte, [°];

$$F_{sh,ob,dif} = F_{hor,dif} \cdot F_{ov,dif} \cdot F_{fin,dif} \quad [-] \quad (38)$$

dove:

$F_{sh,ob,dif}$ fattore di riduzione per ombreggiatura relativo alla sola radiazione diffusa, assunto pari a 1 in assenza di ombreggiature da elementi esterni; in presenza di ombreggiature dovute ad aggetti o ostruzioni si assumono i fattori $F_{hor,dif}$, $F_{ov,dif}$, $F_{fin,dif}$ come da Prospetto 16, Prospetto 17 e Prospetto 18, [-];

$F_{hor,dif}$ fattore di riduzione relativo alla sola radiazione diffusa per ostruzioni esterne, [-];

$F_{ov,dif}$ fattore di riduzione relativo alla sola radiazione diffusa per aggetti orizzontali, [-];

$F_{fin,dif}$ fattore di riduzione relativo alla sola radiazione diffusa per aggetti verticali o edifici laterali, [-].

Nel calcolo degli ombreggiamenti su componenti inclinati, qualora il componente presenti un angolo di inclinazione compreso tra 30° e 90° (verticale, estremi compresi), i fattori di riduzione per ombreggiatura sono assunti pari ai valori riportati in Prospetto 16, Prospetto 17 e Prospetto 18; per tutti gli altri valori (inclinazione < 30°) i fattori di riduzione per ombreggiatura sono posti pari ad 1.

Per i soli componenti opachi, ai fini della presente metodologia, i fattori di riduzione per ombreggiatura relativi ad aggetti orizzontali ($F_{ov,dif}$) e verticali ($F_{fin,dif}$) sono assunti pari a 1.

Per la determinazione degli angoli relativi agli ombreggiamenti, si fa riferimento al Paragrafo 2.1.8.1.

Qualora l'angolo dell'ostruzione non corrisponda all'angolo α riportato nei prospetti seguenti si procede per interpolazione lineare nel caso di valori intermedi o per estrapolazione lineare nel caso di valori dell'angolo α maggiori di quelli proposti.

Prospetto 16 - Fattore di ombreggiatura $F_{hor,dif}$ relativo ad ostruzioni esterne

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine
0 °	1,00
10 °	0,83
20 °	0,67
30 °	0,52
40 °	0,38

Prospetto 17 - Fattore di ombreggiatura $F_{ov,dif}$ relativo ad oggetti orizzontali

Angolo β	46 ° N latitudine
0 °	1,00
30 °	0,80
45 °	0,72
60 °	0,65

Prospetto 18 - Fattore di ombreggiatura $F_{fin,dif}$ relativo ad oggetti verticali

Angolo γ	46 ° N latitudine
0 °	1,00
30 °	0,89
45 °	0,85
60 °	0,80

2.1.4. Caratterizzazione termica dei componenti d'involucro (UNI/TS 11300-1:2008)

Il valore di trasmittanza termica dei componenti opachi e trasparenti deve essere determinato secondo le modalità riportate nei paragrafi seguenti. È possibile, qualora sia disponibile, utilizzare il valore certificato dichiarato dal fabbricante.

2.1.4.1. Componenti opachi (UNI/TS 11300-1:2008)

Per il calcolo della trasmittanza termica dei componenti opachi, occorre che:

- le proprietà termofisiche dei materiali siano ricavate dai dati di accompagnamento della marcatura CE (ove disponibile) oppure dalla norma UNI 10351 o dalla norma UNI EN 1745;
- le resistenze termiche di murature e solai siano ricavate dai dati di accompagnamento della marcatura CE (ove disponibile) oppure dalla norma UNI 10355 o dalla norma UNI EN 1745;
- i coefficienti superficiali di scambio termico e le resistenze termiche delle intercapedini d'aria siano conformi ai valori stabiliti dalla norma UNI EN ISO 6946.

2.1.4.2. Componenti trasparenti (UNI/TS 11300-1:2008 - UNI EN ISO 10077-1:2007)

La trasmittanza termica dei singoli serramenti, (U_w), si calcola, come da norma UNI EN ISO 10077-1, mediante la relazione:

$$U_w = \frac{A_{gl} \cdot U_{gl} + A_f \cdot U_f + p_{gl} \cdot \Psi_{gl}}{A_{gl} + A_f} \quad [W/(m^2 K)]$$

(39)

dove:

- U_w trasmittanza termica del serramento singolo, [W/(m² K)];
- A_{gl} area del vetro, [m²];
- U_{gl} trasmittanza termica del vetro, [W/(m² K)];
- A_f area del telaio, [m²];
- U_f trasmittanza termica del telaio, [W/(m² K)];
- p_{gl} perimetro del vetro, [m];
- Ψ_{gl} trasmittanza termica lineare del vetro, [(W/(m K))].

In assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, i valori della trasmittanza termica lineare (Ψ_{gl}) possono essere desunti dai dati riportati nei Prospetto 19 e Prospetto 20.

**Prospetto 19 - Valori della trasmittanza termica lineare (Ψ_{gl}) per distanziatori in metallo
(fonte: UNI EN ISO 10077-1:2007)**

Tipologia di telaio	Trasmittanza termica lineare (Ψ_{gl}) [W/mK]	
	Vetro doppio o triplo non rivestito, intercapedine con aria o gas	Vetro doppio a bassa emissività o vetro triplo con due rivestimenti a bassa emissività, intercapedine con aria o gas
Legno o PVC	0,06	0,08
Metallo con taglio termico	0,08	0,11
Metallo senza taglio termico	0,02	0,05

**Prospetto 20 - Valori della trasmittanza termica lineare (Ψ_{gl}) per
distanziatori in pvc
(fonte: UNI EN ISO 10077-1:2007)**

Tipologia di telaio	Trasmittanza termica lineare (Ψ_{gl}) [W/mK]	
	Vetro doppio o triplo non rivestito, intercapedine con aria o gas	Vetro doppio a bassa emissività o vetro triplo con due rivestimenti a bassa emissività, intercapedine con aria o gas
Legno o PVC	0,05	0,06
Metallo con taglio termico	0,06	0,08
Metallo senza taglio termico	0,01	0,04

Per gli edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o di informazioni più precise, i valori della trasmittanza termica del vetro (U_{gl}) possono essere ricavati dal Prospetto 21 e Prospetto 22. In questo caso, per vetri singoli si assume una trasmittanza termica del vetro (U_{gl}) pari a 5,7 W/(m²K).

Prospetto 21 - Trasmittanza termica del vetro (U_{gl}) per vetrate verticali doppie riempite con diversi gas

Tipologia di vetro doppio			Trasmittanza termica del vetro (U_{gl}) per vetrate verticali doppie riempite con diversi gas [W/m^2K]				
Vetro	Emissività	Dimensioni [mm]	Tipo di gas nell'intercapedine (concentrazione del gas $\geq 90\%$)				
			Aria	Argon	Krypton	SF ₆	Xenon
Vetro normale	0,89	4-6-4	3,3	3	2,8	3	2,6
		4-8-4	3,1	2,9	2,7	3,1	2,6
		4-12-4	2,8	2,7	2,6	3,1	2,6
		4-16-4	2,7	2,6	2,6	3,1	2,6
		4-20-4	2,7	2,6	2,6	3,1	2,6
Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,20$	4-6-4	2,7	2,3	1,9	2,3	1,6
		4-8-4	2,4	2,1	1,7	2,4	1,6
		4-12-4	2	1,8	1,6	2,4	1,6
		4-16-4	1,8	1,6	1,6	2,5	1,6
		4-20-4	1,8	1,7	1,6	2,5	1,7
Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,15$	4-6-4	2,6	2,3	1,8	2,2	1,5
		4-8-4	2,3	2	1,6	2,3	1,4
		4-12-4	1,9	1,6	1,5	2,3	1,5
		4-16-4	1,7	1,5	1,5	2,4	1,5
		4-20-4	1,7	1,5	1,5	2,4	1,5
Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,10$	4-6-4	2,6	2,2	1,7	2,1	1,4
		4-8-4	2,2	1,9	1,4	2,2	1,3
		4-12-4	1,8	1,5	1,3	2,3	1,3
		4-16-4	1,6	1,4	1,3	2,3	1,4
		4-20-4	1,6	1,4	1,4	2,3	1,4
Una lastra con trattamento superficiale	$\leq 0,05$	4-6-4	2,5	2,1	1,5	2	1,2
		4-8-4	2,1	1,7	1,3	2,1	1,1
		4-12-4	1,7	1,3	1,1	2,1	1,2
		4-16-4	1,4	1,2	1,2	2,2	1,2
		4-20-4	1,5	1,2	1,2	2,2	1,2

Prospetto 22 - Trasmittanza termica del vetro (U_{gl}) per vetrate verticali triple riempite con diversi gas

Tipologia di vetro triplo			Trasmittanza termica del vetro (U_{gl}) per vetrate verticali triple riempite con diversi gas [W/m^2K]				
Vetro	Emissività	Dimensioni [mm]	Tipo di gas nell'intercapedine (concentrazione del gas $\geq 90\%$)				
			Aria	Argon	Krypton	SF ₆	Xenon
Vetro normale	0,89	4-6-4-6-4	2,3	2,1	1,8	1,9	1,7
		4-8-4-8-4	2,1	1,9	1,7	1,9	1,6
		4-12-4-12-4	1,9	1,8	1,6	2	1,6
Due lastre con trattamento superficiale	$\leq 0,20$	4-6-4-6-4	1,8	1,5	1,1	1,3	0,9
		4-8-4-8-4	1,5	1,3	1	1,3	0,8
		4-12-4-12-4	1,2	1	0,8	1,3	0,8
Due lastre con trattamento superficiale	$\leq 0,15$	4-6-4-6-4	1,7	1,4	1,1	1,2	0,9
		4-8-4-8-4	1,5	1,2	0,9	1,2	0,8
		4-12-4-12-4	1,2	1	0,7	1,3	0,7
Due lastre con trattamento superficiale	$\leq 0,10$	4-6-4-6-4	1,7	1,3	1	1,1	0,8
		4-8-4-8-4	1,4	1,1	0,8	1,1	0,7
		4-12-4-12-4	1,1	0,9	0,6	1,2	0,6
Due lastre con trattamento superficiale	$\leq 0,05$	4-6-4-6-4	1,6	1,2	0,9	1,1	0,7
		4-8-4-8-4	1,3	1	0,7	1,1	0,5
		4-12-4-12-4	1	0,8	0,5	1,1	0,5

Per gli edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, i valori di trasmittanza termica dei telai (U_f) possono essere ricavati dai valori riportati nel Prospetto 23.

Prospetto 23 - Trasmittanza termica di telai (U_f) per finestre, porte e porte-finestre

Materiale	Tipo	Trasmittanza termica del telaio (U_f) [W/m^2K]
Poliuretano	anima di metallo e spessore di PUR ≥ 5 mm	2,8
PVC – profilo vuoto	2 camere cave	2,2
	3 camere cave	2
Legno duro	spessore 70 mm	2,1
Legno tenero	spessore 70 mm	1,8
Metallo con taglio termico	distanza minima di 20 mm tra sezioni opposte di metallo	2,4

Nel caso di doppio serramento come riportato in Figura 1, la trasmittanza termica del serramento (U_w) si calcola mediante la formula seguente:

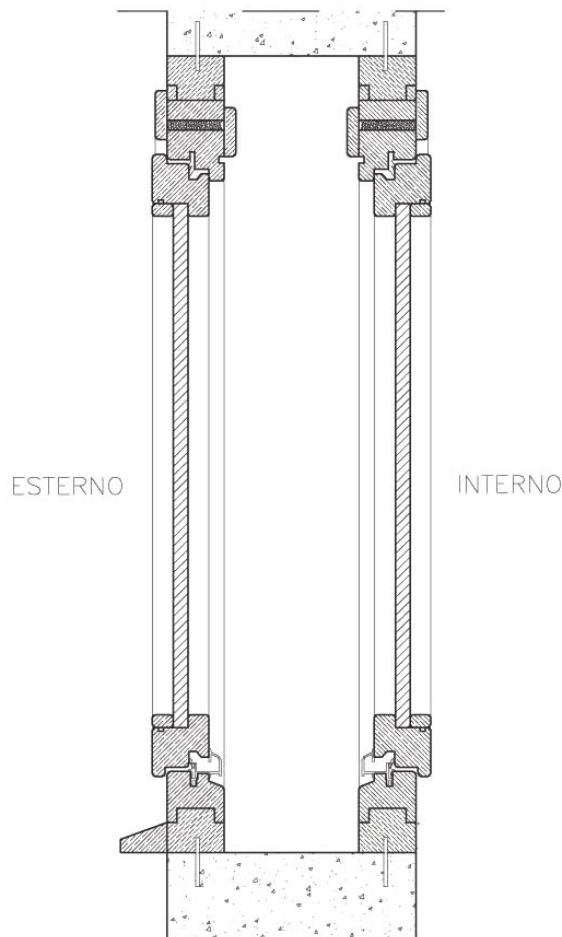
$$U_w = \frac{1}{1/U_{w,int} + R_{s,int} + R_s + R_{s,e} + 1/U_{w,e}} \quad [W/m^2K]$$

(40)

dove:

- $U_{w,int}$ e $U_{w,e}$ trasmittanza termica della finestra interna ed esterna;
 $R_{s,int}$ resistenza termica superficiale interna della finestra esterna quando applicata singolarmente; per vetrate con emissività $< 0,8$, $R_{s,int} = 1/h_{int}$, per vetrate con emissività $\geq 0,8$, $R_{s,int}$ è fornita dal Prospetto 24, [m^2K/W];
 h_{int} coefficiente superficiale di scambio termico convettivo-radiativo interno calcolato come $h_{int} = 3,6 + 4,4 \cdot \varepsilon / 0,837$, [W/m^2K];
 $R_{s,e}$ resistenza termica superficiale esterna della finestra interna quando applicata singolarmente; i valori sono forniti nel Prospetto 24, [m^2K/W];
 R_s resistenza termica dell'intercapedine racchiusa tra le vetrate delle due finestre; i valori sono riportati nel Prospetto 25, [m^2K/W].

Figura 1 - Doppio serramento



Prospetto 24 - Resistenze termiche superficiali $R_{s,int}$ e $R_{s,e}$

Posizione della finestra	Interno $R_{s,int}$ [m ² K/W]	Interno $R_{s,e}$ [m ² K/W]
Verticali o con un angolo di inclinazione rispetto all'orizzontale α della vetrata compresa tra $90^\circ \geq \alpha \geq 60^\circ$	0,13	0,04

I valori delle resistenze termiche superficiali $R_{s,e}$ e $R_{s,int}$ fornite nel Prospetto 24 devono essere utilizzate per le superfici interne ed esterne di vetrate con emissività con caratteristiche normali ($\geq 0,8$).

Prospetto 25 - Resistenza termica R_s di intercapedini d'aria non ventilate per finestre doppie e accoppiate [m²K/W]

Spessore intercapedine d'aria mm	Una sola superficie trattata con emissività normale di				Entrambe le superfici non trattate
	0,1	0,2	0,4	0,8	
6	0,21	0,19	0,16	0,13	0,13
9	0,30	0,26	0,21	0,16	0,15
12	0,38	0,32	0,25	0,18	0,17
15	0,45	0,36	0,28	0,20	0,19
50	0,41	0,33	0,26	0,19	0,18

La trasmittanza termica delle facciate continue trasparenti si calcola secondo quanto riportato nella norma UNI EN 13947.

Effetto di chiusure oscuranti

L'effetto dell'isolamento notturno, quale quello dovuto alla presenza di una chiusura oscurante, deve essere tenuto in conto mediante la frazione adimensionale della differenza cumulata di temperatura, derivante dal modello orario di utilizzo.

$$U_{w,corr} = U_{w+shut} \cdot fr_{shut} + U_w \cdot (1 - fr_{shut}) \quad [W/m^2K] \quad (41)$$

dove:

- U_w trasmittanza termica della finestra senza chiusura oscurante, [W/m²K];
- $U_{w,corr}$ trasmittanza termica corretta tenendo conto della chiusura oscurante [W/m²K];
- U_{w+shut} trasmittanza termica della finestra con chiusura oscurante insieme, [W/m²K];
- fr_{shut} frazione adimensionale della differenza cumulata di temperatura, derivante dal profilo orario di utilizzo della chiusura oscurante e dal profilo orario della differenza tra temperatura interna ed esterna.

Ai fini della presente valutazione si assume $fr_{shut} = 0,6$.

Per edifici esistenti in assenza di informazioni più precise i valori di resistenza termica addizionale della chiusura oscurante (ΔR) possono essere ricavati dal Prospetto 26.

Prospetto 26 - Resistenza termica addizionale per finestre con chiusure oscuranti

Tipo di chiusura	Resistenza termica caratteristica della chiusura R_{shut} [m ² K/W]	Resistenze termiche addizionali per una specifica permeabilità all'aria delle chiusure* ΔR [m ² K/W]		
		alta permeabilità all'aria	media permeabilità all'aria	bassa permeabilità all'aria
chiusure awolgibili in alluminio	0,01	0,09	0,12	0,15
chiusure awolgibili in legno e plastica senza riempimento in schiuma	0,1	0,12	0,16	0,22
chiusure awolgibili in plastica con riempimento	0,15	0,13	0,19	0,26
chiusure in legno da 25 mm a 30 mm di spessore	0,2	0,14	0,22	0,3

* Per la definizione di permeabilità si fa riferimento alla UNI EN ISO 10077-1

Cassonetti

La presenza di cassonetti posti sopra ai serramenti deve essere valutata assumendo il valore corretto di trasmittanza dell'elemento. Per edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, si possono assumere i valori di trasmittanza come dal Prospetto 27.

Prospetto 27 - Trasmittanza termica dei cassonetti [W/(m²K)]

Tipologia di cassonetto	Trasmittanza termica
Cassonetto non isolato	6
Cassonetto isolato ^{a)}	1

a) Si considerano isolate quelle strutture che hanno un isolamento termico di spessore non minore di 2 cm.

2.1.4.3. Ponti termici (UNI/TS 11300-1:2008)

Lo scambio termico per trasmissione attraverso i ponti termici è normato dalla norma UNI EN ISO 14683. Per quanto riguarda il calcolo del coefficiente di trasmissione termica lineica finalizzato al calcolo dei ponti termici lineari si fa riferimento alla procedura riportata nell'Appendice A della presente sezione. Ai fini della presente procedura i ponti termici puntuali non si prendono in considerazione.

Per gli edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, lo scambio termico attraverso i ponti termici può essere determinato forfaitariamente applicando ai valori di trasmittanza termica le maggiorazioni percentuali riportate nel Prospetto 28. La maggiorazioni si applicano nel calcolo delle dispersioni delle pareti opache e tengono conto anche dei ponti termici relativi ad eventuali serramenti.

Prospetto 28 - Maggiorazioni percentuali relative alla presenza dei ponti termici [%]

Descrizione della struttura	Maggiorazione*
parete con isolamento dall'esterno (a cappotto) senza aggetti/balconi e ponti termici corretti	5
parete con isolamento dall'esterno (a cappotto) con aggetti/balconi	15
parete omogenea in mattoni pieni o in pietra (senza isolante)	5
parete a cassa vuota con mattoni forati (senza isolante)	10
parete a cassa vuota con l'isolamento nell'intercapedine (ponte termico corretto)	10
parete a cassa vuota con l'isolamento nell'intercapedine (ponte termico non corretto)	20
pannello prefabbricato in calcestruzzo con pannello isolante all'interno	30

* le maggiorazioni si applicano alle dispersioni della parete opaca e tengono conto anche dei ponti termici relativi ai serramenti

2.1.5. Scambio termico per ventilazione (UNI/TS 11300-1:2008)

Nel caso di climatizzazione invernale, la quantità di energia scambiata per ventilazione tra la zona termica considerata e l'ambiente circostante ($Q_{H,ve}$) è data da:

$$Q_{H,ve} = H_{ve} \cdot (\theta_{int,H} - \theta_e) \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (42)$$

dove:

- $Q_{H,ve}$ scambio termico per ventilazione nel caso di climatizzazione invernale, [kWh];
- H_{ve} coefficiente globale di scambio termico per ventilazione della zona considerata, [W/K];
- $\theta_{int,H}$ temperatura interna di regolazione della zona considerata per la climatizzazione invernale, [°C];
- θ_e temperatura media dell'aria esterna del mese o frazione di mese considerata, determinata come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C];
- t durata del mese o frazione di mese considerata, [h];

Analogamente, la quantità di energia scambiata per ventilazione tra la zona termica considerata e l'ambiente circostante nel caso di climatizzazione estiva ($Q_{C,ve}$) è data da:

$$Q_{C,ve} = H_{ve} \cdot (\theta_{int,C} - \theta_e) \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (43)$$

dove:

- $Q_{C,ve}$ scambio termico per ventilazione nel caso di climatizzazione estiva, [kWh];
- H_{ve} coefficiente globale di scambio termico per ventilazione della zona considerata, [W/K];
- $\theta_{int,C}$ temperatura interna di regolazione per la climatizzazione estiva della zona considerata, [°C];
- θ_e temperatura media dell'aria esterna del mese o frazione di mese considerata, determinata come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C];
- t durata del mese o frazione di mese considerata, [h].

2.1.6. Coefficiente di scambio termico per ventilazione (UNI EN ISO 13790:2008)

Il coefficiente di scambio termico per ventilazione (H_{ve}) è calcolato come:

$$H_{ve} = \rho_a \cdot c_a \cdot \sum_k (b_{ve,k} \cdot q_{ve,k}) \quad [W/K] \quad (44)$$

dove:

$\rho_a \cdot c_a$ capacità termica volumica dell'aria, [1200 J/(m³K)];
 $q_{ve,k}$ portata del flusso d'aria k-esimo, [m³/s];
 $b_{ve,k}$ fattore di correzione della temperatura per il flusso d'aria k-esimo, [-].

Nel caso di aerazione o ventilazione naturale $b_{ve,k} = 1$.

Nel caso di presenza di sistemi di ventilazione meccanica a semplice flusso o a doppio flusso occorre invece distinguere:

- nel caso di assenza di pre-raffreddamento o pre-riscaldamento gratuiti:

$$b_{ve,k} = 1 \quad [-] \quad (45)$$

- nel caso di pre-raffreddamento o pre-riscaldamento gratuiti (per esempio condotti interrati o collettori solari ad aria):

$$b_{ve,k} = \frac{(\theta_{int} - \theta_{sup,k})}{(\theta_{int} - \theta_e)} \quad [-] \quad (46)$$

dove:

θ_{int} temperatura interna di regolazione, [°C];
 $\theta_{sup,k}$ temperatura a cui il flusso di aria k-esimo viene fornito, [°C];
 θ_e temperatura media dell'aria esterna del mese o frazione di mese considerata, determinata come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C].

La portata del flusso d'aria k-esimo ($q_{ve,k}$) si ricava come:

$$q_{ve,k} = fr_{ve,k} \cdot q'_{ve,k} \quad [m^3/s] \quad (47)$$

dove:

$q'_{ve,k}$ portata effettiva del flusso d'aria k-esimo, [m³/s];
 $fr_{ve,k}$ frazione di tempo in cui si verifica il flusso d'aria k-esimo (per una situazione permanente, o comunque in assenza di dati più precisi: $fr_{ve,k} = 1$).

2.1.6.1. Portata di ventilazione (UNI/TS 11300-1:2008 - UNI 10339:1995)

Nel caso di infiltrazioni, aerazione o ventilazione naturale:

- per destinazioni d'uso residenziali e per attività industriali ed artigianali si assume un tasso di ricambio d'aria n pari a 0,3 vol/h e la portata di ricambio è calcolata come:

$$q_{ve} = \frac{V_{n,c} \cdot n}{3600} \quad [m^3/s] \quad (48)$$

dove:

$V_{n,c}$ volume netto climatizzato della zona termica, $[m^3]$;

Nel calcolo del flusso termico proveniente da una serra solare (Paragrafo 2.1.8.3) o da un ambiente non climatizzato (Paragrafo 2.1.7.2), $V_{n,c}$ è il volume della medesima serra o ambiente non climatizzato;

- per tutte le altre destinazioni d'uso la portata di ricambio è calcolata come:

$$q_{ve,k} = \frac{\left(n_s \cdot A_{u,c} \cdot q_{op} \right) t_{oc} + \left(\frac{V_{n,c} \cdot n}{3600} \right) (24 - t_{oc})}{24} \quad [m^3/s] \quad (49)$$

dove:

n_s indice di affollamento del locale assunto pari al 60% del valore medio calcolato a partire dai valori riportati nella norma UNI 10339 per la determinazione delle portate d'aria di progetto, $[persone/m^2]$;

$A_{u,c}$ superficie utile climatizzata della zona termica, $[m^2]$;

q_{op} portata di aria di rinnovo per persona, $[m^3/(s \cdot persona)]$;

t_{oc} tempo di occupazione, $[h/d]$;

$V_{n,c}$ volume netto climatizzato della zona termica, $[m^3]$;

n ricambi orari dovuti alle infiltrazioni nei periodi di non occupazione dei locali, assunto pari a 0,15 vol/h.

I valori di n_s , q_{op} e t_{oc} sono riportati nel Prospetto 29 in funzione della destinazione d'uso.

Prospetto 29 - Affollamenti e portate di ventilazione per le diverse destinazioni d'uso

Destinazione d'uso	Indice di affollamento n_s [persone/m ²]	Portata di ventilazione q_{op} [m ³ /(s persona)]	Periodo di occupazione t_{oc} [h/d]
E.1 (1) Abitazioni adibite a residenza con carattere continuativo, quali abitazioni civili e rurali, collegi, conventi, case di pena, caserme	0,02	$11 \cdot 10^{-3}$	12
E.1 (2) Abitazioni adibite a residenza con occupazione saltuaria, quali case per vacanze, fine settimana e simili	0,02	$11 \cdot 10^{-3}$	12
E.1 (3) Edifici adibiti ad albergo, pensione ed attività similari	0,10	$11 \cdot 10^{-3}$	8
E.2 Edifici per uffici ed assimilabili	0,04	$11 \cdot 10^{-3}$	8
E.3 Ospedali, cliniche, case di cura e assimilabili	0,05	$11 \cdot 10^{-3}$	24
E.4 (1) Cinema e teatri, sale di riunioni per congressi	0,75	$6 \cdot 10^{-3}$	6
E.4 (2) Mostre, musei e biblioteche, luoghi di culto	0,20	$6 \cdot 10^{-3}$	6
E.4 (3) Bar, Ristoranti, sale da ballo	0,34	$12 \cdot 10^{-3}$	6
E.5 Attività commerciali e assimilabili	0,14	$9 \cdot 10^{-3}$	8
E.6 Edifici adibiti ad attività sportive	0,21	$11 \cdot 10^{-3}$	8
E.7 Edifici adibiti ad attività scolastiche	0,22	$6 \cdot 10^{-3}$	8
E.8 Edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali	0,02	$11 \cdot 10^{-3}$	12

Per gli edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, il volume netto climatizzato, al fine di determinare lo scambio termico per ventilazione, può essere ottenuto moltiplicando il volume lordo climatizzato per un fattore funzione della tipologia edilizia, secondo il Prospetto 30.

Prospetto 30 - Fattore di correzione del volume lordo climatizzato

Destinazione d'uso	Tipo di costruzione	
	E.1, E.2, E.3, E.7	pareti di spessore maggiore di 45 cm
0,6		0,7
E.4, E.5, E.6, E.8	con partizioni interne	senza partizioni interne
	0,8	0,9

Nel caso di sistemi di ventilazione meccanica a semplice flusso (aspirazione) il tasso di ricambio d'aria è fissato pari a:

$$q_{ve,k} = q_{ve,des} \cdot k \quad [m^3/s] \quad (50)$$

dove:

$q_{ve,des}$ portata d'aria di progetto, che non può essere inferiore rispetto ai valori calcolati con la formula (49) a seconda della destinazione d'uso, [m³/s];

k coefficiente di contemporaneità di utilizzo delle bocchette aspiranti, [-].

Per gli edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, si assume $k=1$ per sistemi a portata fissa e $k=0,6$ per sistemi a portata variabile.

Nel caso di sistemi di ventilazione meccanica a doppio flusso, il tasso di ricambio d'aria è fissato a:

$$q_{ve,k} = q_{ve,des} \cdot (1 - \eta_{ve}) \cdot k \quad [m^3/s] \quad (51)$$

dove:

$q_{ve,des}$ portata d'aria di progetto del sistema di ventilazione meccanica, [m^3/s];
 η_{ve} efficienza dell'eventuale recuperatore di calore dell'aria (pari a 0 se assente), [-];
 k coefficiente di contemporaneità di utilizzo delle bocchette aspiranti, [-].

Solamente nel caso di destinazione d'uso residenziale, ai fini del calcolo dello scambio termico per ventilazione durante la stagione di raffrescamento, è prevista la possibilità di considerare l'effetto del free-cooling, aumentando il numero di ricambi orari fino ad un massimo di 1 vol/h, sia nel caso di ventilazione naturale sia nel caso di ventilazione meccanica controllata. Se si attiva il free-cooling in presenza di un impianto di ventilazione meccanica controllata si utilizza per il calcolo della portata di ventilazione durante la stagione di raffrescamento la formula (48) e, ai fini del calcolo dei fabbisogni di ventilazione, si considera non attivo l'impianto di trattamento aria (Paragrafo 3.4.2.1).

Per poter sfruttare l'effetto del free-cooling è necessario in ogni caso verificare che i serramenti siano liberamente apribili e il sistema di ventilazione meccanica controllata, se presente, possa effettivamente essere disattivato.

2.1.7. Calcolo degli apporti termici interni (UNI/TS 11300-1:2008)

Gli apporti termici interni Q_{int} sono generati dalle diverse sorgenti di calore interne, quali, ad esempio, gli occupanti o le apparecchiature elettriche e di illuminazione. Per ogni zona termica e per ogni mese o frazione di mese, gli apporti di calore interni si calcolano con le seguenti formule:

$$Q_{int} = \left\{ \sum_k \Phi_{int,k} \right\} + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,U,l}) \Phi_{int,U,l} \right\} t \cdot 10^{-3} \quad [kWh] \quad (52)$$

dove:

Q_{int} apporti termici interni, [kWh];
 $\Phi_{int,k}$ flusso termico prodotto dalla k -esima sorgente di calore interna, [W];
 $b_{tr,U,l}$ fattore di correzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna l -esima, come indicato nel Prospetto 15, [-];
 $\Phi_{int,U,l}$ flusso termico prodotto dalla l -esima sorgente di calore interna nell'ambiente non climatizzato adiacente, [W];
 t durata del mese o frazione di mese considerata, [h].

2.1.7.1. Entità degli apporti termici interni (UNI/TS 11300-1:2008)

In assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, gli apporti termici interni possono essere determinati in modo semplificato.

Nel caso di destinazione d'uso non residenziale, il valore globale degli apporti interni è calcolato come:

$$\Phi_{int} = \Phi'_{int} \cdot A_{u,c} \quad [W] \quad (53)$$

dove:

Φ'_{int} apporti interni medi globali per unità di superficie utile climatizzata, in funzione della destinazione d'uso, secondo quanto riportato nel Prospetto 31, [W/m²];

$A_{u,c}$ superficie utile climatizzata, [m²].

Prospetto 31 - Apporti interni medi globali in funzione della destinazione d'uso

Categoria edificio	Tipo di costruzione	Apporti medi globali per unità di superficie utile climatizzata [W/m ²]
E.1 (3)	edifici adibiti ad albergo, pensione ed attività similari	6
E.2	edifici adibiti a uffici e assimilabili	6
E.3	edifici adibiti a ospedali, cliniche o case di cura e assimilabili	8
E.4 (1)	cinema e teatri, sale di riunione per congressi	8
E.4 (2)	mostre, musei e biblioteche, luoghi di culto	8
E.4 (3)	bar, ristoranti, sale da ballo	10
E.5	edifici adibiti ad attività commerciali e assimilabili	8
E.6 (1)	piscine, saune e assimilabili	10
E.6 (2)	palestre e assimilabili	5
E.6 (3)	servizi di supporto alle attività sportive	4
E.7	edifici adibiti ad attività scolastiche a tutti i livelli e assimilabili	4
E.8	edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili	6

Per unità immobiliari con destinazione d'uso collegio, convento, casa di pena o caserma ai fini della seguente metodologia si assume un valore di Φ'_{int} pari a 4 W/m².

Per unità immobiliari con destinazione d'uso residenziale, esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme, il calcolo è differenziato sulla base della superficie utile climatizzata:

- per unità con superficie utile climatizzata, $A_{u,c}$, minore o uguale a 170 m², il valore globale degli apporti interni è calcolato come:

$$\Phi_{int} = 5,294 \cdot A_{u,c} - 0,01557 \cdot A_{u,c}^2 \quad [W] \quad (54)$$

- per unità con superficie utile climatizzata, $A_{u,c}$, maggiore di 170 m², il valore globale degli apporti interni è pari a:

$$\Phi_{int} = 450 \text{ W} \quad (55)$$

Qualora l'unità immobiliare sia suddivisa in più zone termiche, ad ognuna di esse è attribuita una porzione del valore globale degli apporti interni, in proporzione al rapporto tra la superficie utile climatizzata della zona termica e la superficie utile climatizzata dell'intera unità immobiliare.

Nel caso di valutazione relativa ad una parte di edificio o intero edificio costituito da più unità immobiliari con destinazione d'uso residenziale, si utilizza come valore di $A_{u,c}$ per la determinazione degli apporti interni per la singola unità la superficie utile climatizzata media di un'unità immobiliare.

2.1.7.2. Apporti interni all'interno di ambienti confinanti non climatizzati (UNI/TS 11300-1:2008)

In assenza di informazioni che ne dimostrino la rilevanza, è consentito non considerare l'effetto degli apporti termici prodotti all'interno di ambienti confinanti non climatizzati.

2.1.8. Calcolo degli apporti solari (UNI/TS 11300-1:2008)

Gli apporti termici solari (Q_{sol}) sono dovuti alla radiazione solare incidente sulle superfici trasparenti ed opache e tengono conto dell'effetto delle schermature mobili e delle schermature fisse, degli ombreggiamenti, delle proprietà termiche degli elementi e della presenza di una eventuale serra solare.

$$Q_{sol} = \left[\left(\sum_k \Phi_{sol,k} \right) + \left(\sum_m (1 - b_{tr,U,m}) \cdot \Phi_{sol,U,m} \right) + \Phi_{ss} \right] \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (56)$$

dove:

- $\Phi_{sol,k}$ flusso termico k-esimo di origine solare, entrante direttamente nella zona climatizzata, [W];
- $b_{tr,U,m}$ fattore di riduzione per l'ambiente confinante non climatizzato nel quale si verifica il flusso termico m-esimo di origine solare, come indicato nel Prospetto 15, [-];
- $\Phi_{sol,U,m}$ flusso termico m-esimo di origine solare, in un ambiente confinante non climatizzato, [W];
- Φ_{ss} flusso termico di origine solare, proveniente da un'eventuale serra solare, [W];
- t durata del mese o frazione di mese considerata, [h].

2.1.8.1. Apporti solari diretti (UNI/TS 11300-1:2008)

Per tutte le superfici opache e trasparenti vale quanto descritto di seguito.

Il flusso termico di origine solare, $\Phi_{sol,k}$ entrante direttamente nella zona climatizzata, si calcola con la formula seguente:

$$\Phi_{sol,k} = F_{sh,ob,k} \cdot A_{sol,k} \cdot I_{sol,k} \quad [W] \quad (57)$$

dove:

- $F_{sh,ob,k}$ fattore di riduzione per ombreggiatura relativo ad elementi esterni per l'area di captazione solare effettiva della superficie k-esima, [-];

$A_{sol,k}$	area di captazione solare effettiva della superficie k-esima con data esposizione nella zona o ambiente considerato [m^2];
$I_{sol,k}$	irradianza solare media del mese o frazione di mese considerata sulla superficie k-esima, con data esposizione ed orientamento, determinata come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [W/m^2].

Apporti solari sui componenti opachi

L'area di captazione solare effettiva di una superficie opaca $A_{sol,p}$ è calcolata come:

$$A_{sol,p} = \alpha_{sol,p} \cdot R_{s,e} \cdot U \cdot A_p \quad [m^2] \quad (58)$$

dove:

$\alpha_{sol,p}$	fattore di assorbimento solare del componente opaco, [-];
$R_{s,e}$	resistenza termica superficiale esterna del componente opaco, determinata secondo la norma UNI EN ISO 6946, [m^2K/W];
U	trasmittanza termica del componente opaco, [W/m^2K];
A_p	area proiettata del componente opaco, [m^2].

In assenza di informazioni più precise, $\alpha_{sol,p}$ su una superficie opaca esterna può essere assunto pari a:

- 0,3 per colore chiaro;
- 0,6 per colore medio;
- 0,9 per colore scuro.

Apporti solari sui componenti trasparenti

L'area di captazione solare effettiva di un componente vetrato (per esempio una finestra), $A_{sol,w}$ è calcolata come:

$$A_{sol,w} = F_{sh,gl} \cdot g \cdot (1 - F_f) \cdot A_w \quad [m^2] \quad (59)$$

dove:

$F_{sh,gl}$	fattore di riduzione degli apporti solari relativo all'utilizzo di schermature mobili [-];
g	trasmittanza di energia solare della parte trasparente del componente, [-];
F_f	frazione di area relativa al telaio, calcolata come rapporto tra l'area proiettata del telaio e l'area proiettata totale del componente finestrato, [-];
A_w	area proiettata totale del componente vetrato (area del vano finestra), [m^2].

Trasmittanza di energia solare totale

Il valore della trasmittanza di energia solare totale degli elementi vetrati (g) è calcolato come:

$$g = g_n \cdot F_w \quad [-] \quad (60)$$

dove:

g_n	valore della trasmittanza di energia solare totale per incidenza normale, [-];
-------	--

F_w fattore di esposizione, assunto pari a 0,9, [-].

I valori della trasmittanza di energia solare totale per incidenza normale degli elementi vetrati possono essere desunti dalla scheda tecnica del produttore oppure determinati attraverso la norma UNI EN 410.

Per edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, si possono utilizzare i valori riportati nel Prospetto 32.

Prospetto 32 - Trasmittanza di energia solare totale g_n di alcuni tipi di vetro

Tipo di vetro	g_n
vetro singolo	0,85
doppio vetro normale	0,75
doppio vetro con rivestimento basso-emissivo	0,67
triplo vetro normale	0,70
triplo vetro con doppio rivestimento basso-emissivo	0,50
doppia finestra	0,75

Fattore telaio

Il fattore di correzione dovuto al telaio ($1 - F_f$) è pari al rapporto tra l'area trasparente e l'area totale del serramento.

Per edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise si può assumere un valore convenzionale del fattore telaio pari a 0,8.

Effetto di schermature mobili

In assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, l'effetto di schermature mobili può essere valutato attraverso i fattori di riduzione riportati nel Prospetto 33, pari al rapporto tra i valori di trasmittanza di energia solare totale della finestra con o senza schermatura (g_{sh}/g).

Prospetto 33 - Fattori di riduzione della trasmissione solare per alcuni tipi di tenda

tipo di tenda	proprietà ottiche della tenda		Fattori di riduzione con	
	assorbimento	trasmissione	tenda interna	tenda esterna
veneziane bianche	0,10	0,05	0,25	0,10
		0,1	0,30	0,15
		0,3	0,45	0,35
tende bianche	0,10	0,5	0,65	0,55
		0,7	0,8	0,75
		0,9	0,95	0,95
tessuti colorati	0,30	0,1	0,42	0,17
		0,3	0,57	0,37
		0,5	0,77	0,57
tessuti rivestiti di alluminio	0,20	0,05	0,20	0,08

Ai fini della presente valutazione si prende in considerazione solo l'effetto delle schermature mobili permanenti, cioè integrate nell'involucro edilizio e non liberamente montabili e smontabili dall'utente.

Gestione delle schermature mobili

Il fattore di riduzione degli apporti solari relativo all'utilizzo di schermature mobili, $F_{sh,gl}$, è ricavato dalla seguente espressione:

$$F_{sh,gl} = [(1 - f_{sh}) \cdot g + f_{sh} \cdot g_{sh}] / g \quad [-] \quad (61)$$

dove:

- g trasmittanza di energia solare totale della finestra, quando la schermatura solare non è utilizzata, [-];
- g_{sh} trasmittanza di energia solare totale della finestra, quando la schermatura solare è utilizzata, [-];
- f_{sh} frazione di tempo in cui la schermatura solare è utilizzata, pesata sull'irraggiamento solare incidente, [-].

I valori di f_{sh} sono ricavati dal Prospetto 34 in funzione del mese e dell'orientamento. Per orientamenti non considerati nel suddetto prospetto si procede per interpolazione lineare.

Prospetto 34 - Frazione di tempo di utilizzo pesato delle schermature mobili, f_{sh}

Fattore di tempo di utilizzo pesato delle schermature mobili, f_{sh}				
Mese	Nord	Est	Sud	Ovest
1	0,00	0,52	0,81	0,39
2	0,00	0,48	0,82	0,55
3	0,00	0,66	0,81	0,63
4	0,00	0,71	0,74	0,62
5	0,00	0,71	0,62	0,64
6	0,00	0,75	0,56	0,68
7	0,00	0,74	0,62	0,73
8	0,00	0,75	0,76	0,72
9	0,00	0,73	0,82	0,67
10	0,00	0,72	0,86	0,60
11	0,00	0,62	0,84	0,30
12	0,00	0,50	0,86	0,42

Ombreggiatura

Il fattore di riduzione per ombreggiatura è un fattore moltiplicativo della radiazione solare incidente che tiene conto dell'effetto di ombreggiatura permanente sull'elemento considerato risultante da: altri edifici, topografia (vegetazione permanente e profilo orografico), aggetti e altri elementi dello stesso edificio.

Il fattore di riduzione per ombreggiatura $F_{sh,ob}$ è calcolato come prodotto dei fattori di ombreggiatura relativi ad ostruzioni esterne (F_{hor}) ad aggetti orizzontali (F_{ov}) e verticali (F_{fin}); per aggetti verticali si intendono anche edifici laterali rispetto alla facciata considerata.

$$F_{sh,ob} = F_{hor} \cdot F_{ov} \cdot F_{fin} \quad [-] \quad (62)$$

dove:

F_{hor}	fattore di riduzione relativo ad ostruzioni esterne, [-];
F_{ov}	fattore di riduzione relativo ad aggetti orizzontali, [-];
F_{fin}	fattore di riduzione relativo ad aggetti verticali, [-];

I valori dei fattori di ombreggiatura dipendono dalla latitudine, dall'orientamento dell'elemento ombreggiato, dal clima, dal periodo considerato e dalle caratteristiche geometriche degli elementi ombreggianti. Tali caratteristiche sono descritte da un parametro angolare, come evidenziato in Figura 2, Figura 3, Figura 4, Figura 5, Figura 6 e Figura 7.

Nel calcolo degli ombreggiamenti su componenti inclinati, qualora il componente presenti un angolo di inclinazione compreso tra 30° e 90° (verticale, estremi compresi), i fattori di riduzione per ombreggiatura sono assunti pari ai valori riportati in Appendice B; per tutti gli altri valori (inclinazione $< 30^\circ$) i fattori di riduzione per ombreggiatura sono posti pari ad 1.

Per i soli componenti opachi, ai fini della presente procedura, i fattori di riduzione per ombreggiatura relativi ad aggetti orizzontali (F_{ov}) e verticali (F_{fin}) sono assunti pari a 1.

Per il calcolo dell'angolo relativo alle ostruzioni esterne, per i componenti opachi si assume come riferimento il baricentro della parete considerata, per i componenti trasparenti il baricentro del medesimo componente.

Qualora l'angolo dell'ostruzione o dell'aggetto non corrisponda all'angolo riportato nei prospetti seguenti, si procede per interpolazione lineare nel caso di valori intermedi o per estrapolazione lineare nel caso di valori dell'angolo α maggiori di quelli proposti.

Figura 2 - Angolo di ombreggiamento di una superficie trasparente dovuto ad un'ostruzione esterna

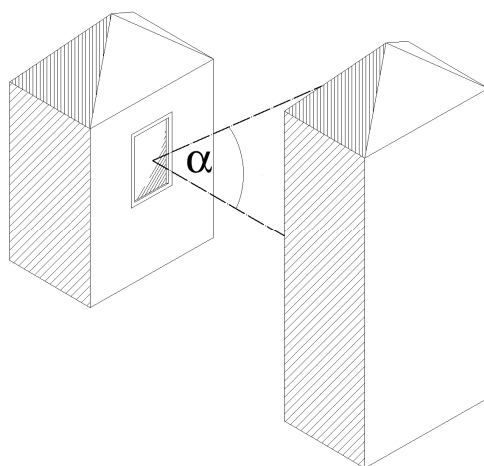


Figura 3 - Angolo di ombreggiamento di una superficie trasparente dovuto ad un'ostruzione esterna

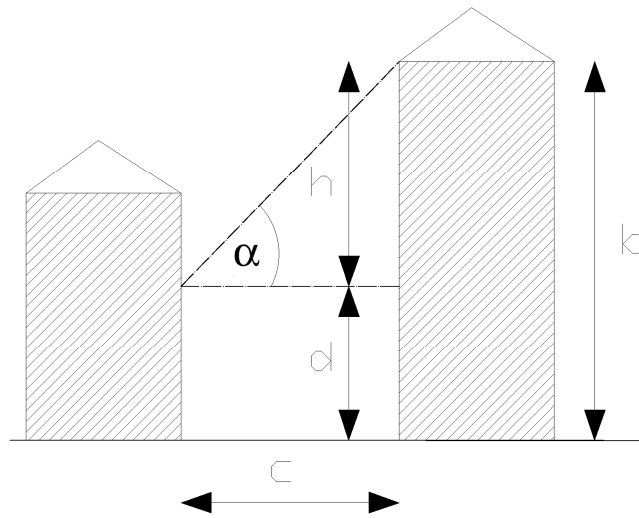


Figura 4 - Angolo di ombreggiamento di una superficie opaca dovuto ad un'ostruzione esterna

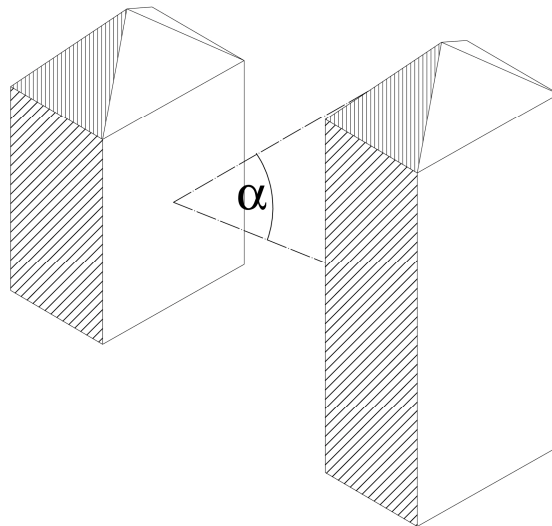


Figura 5 - Angolo di ombreggiamento di una superficie opaca dovuto ad un'ostruzione esterna

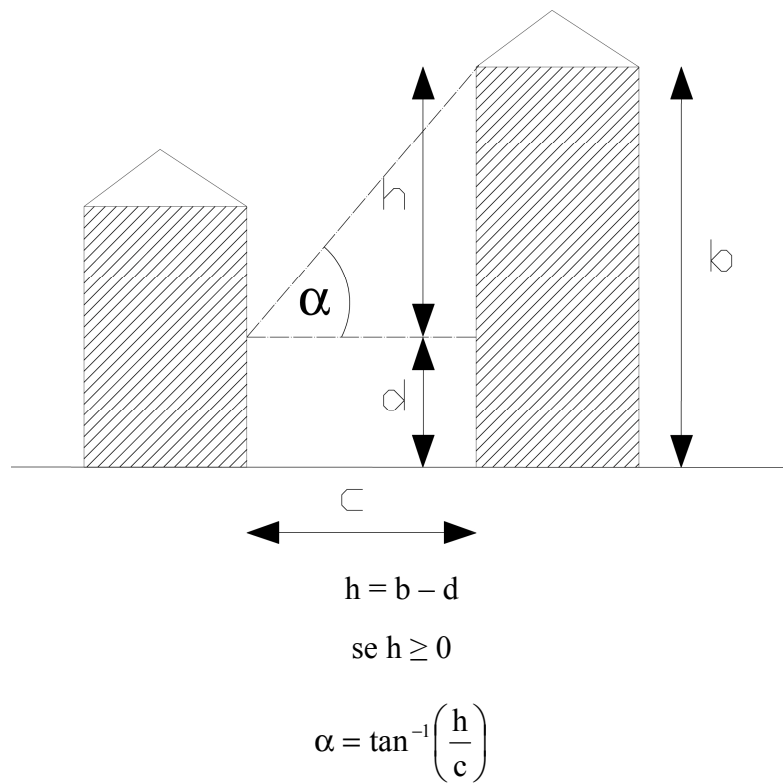


Figura 6 - Angolo di ombreggiamento di una superficie trasparente dovuto ad un aggetto orizzontale

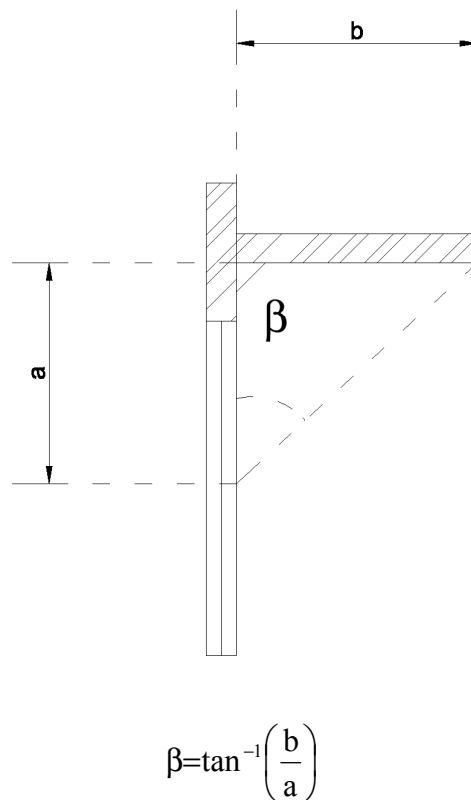
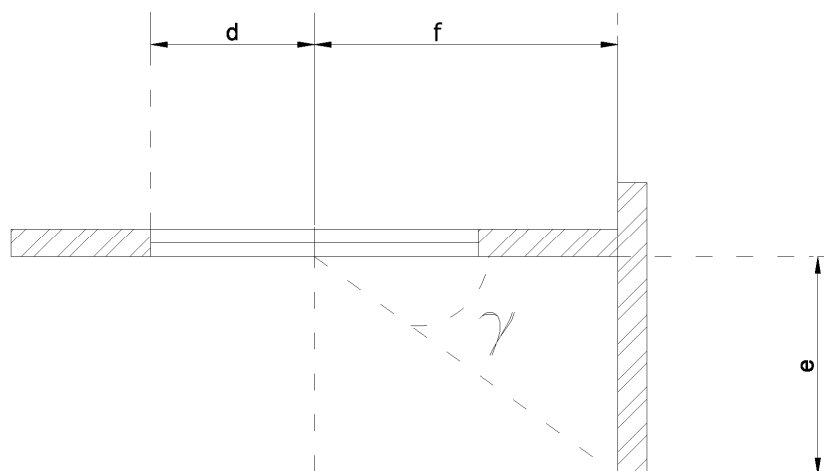


Figura 7 - Angolo di ombreggiamento di una superficie trasparente dovuto ad un oggetto verticale



$$\gamma = \tan^{-1}\left(\frac{e}{f}\right)$$

Con riferimento ai vari mesi dell'anno i fattori di ombreggiatura sono determinati attraverso l'interpolazione lineare dei valori riportati nei prospetti in Appendice B della presente sezione.

2.1.8.2. Apporti solari all'interno di ambienti confinanti non climatizzati (UNI/TS 11300-1:2008)

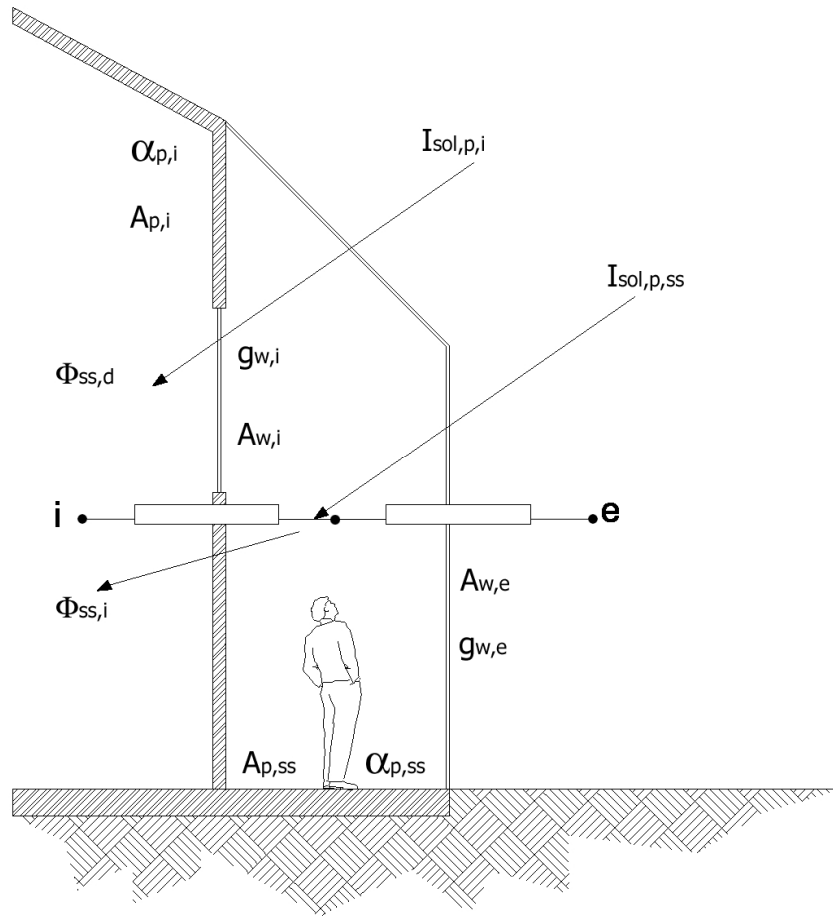
Per il calcolo degli apporti solari in ambienti confinanti non climatizzati $\Phi_{\text{sol,ac}}$ si segue la medesima procedura descritta nel Paragrafo 2.1.8.1 relativa al calcolo degli apporti solari diretti.

In assenza di informazioni che ne dimostrino la rilevanza, è consentito non considerare gli apporti solari all'interno di ambienti confinanti non climatizzati.

2.1.8.3. Apporti solari provenienti da eventuali serre solari (UNI EN ISO 13790:2008)

In presenza di serre solari è necessario valutare l'effetto degli apporti termici solari tramite la procedura di seguito riportata.

Figura 8 - Schema riassuntivo di una serra solare



I flussi solari che entrano nello spazio climatizzato attraverso una serra Φ_{ss} , sono dati dalla somma dei flussi diretti attraverso la parete di separazione fra l'ambiente interno e la serra, $\Phi_{ss,d}$, e dei flussi indiretti dovuti al riscaldamento della serra effettuato dal sole $\Phi_{ss,i}$.

$$\Phi_{ss} = \Phi_{ss,d} + \Phi_{ss,i} \quad [W]$$

(63)

I flussi diretti $\Phi_{ss,d}$ sono dati dalla somma degli apporti gratuiti attraverso le finestre e attraverso la parete divisoria:

$$\Phi_{ss,d} = \overline{F_n \cdot (1 - F_{f,w,e}) \cdot g_{w,e} \cdot F_{sh,gl,e}} \cdot \left[\sum_{k=1}^{N_{wi}} \left((1 - F_{f,w}) \cdot F_{sh,w} \cdot g_w \cdot A_w \cdot I_{sol,w} \right)_k + \sum_{j=1}^{N_{pi}} \left(\alpha_{p,i} \cdot A_{p,i} \cdot \frac{H_{tr,tot}}{H_{tr,s,e}} \cdot I_{sol,p,i} \right)_j \right] [W]$$

(64)

dove:

$$\overline{F_n \cdot (1 - F_{f,w,e}) \cdot g_{w,e} \cdot F_{sh,gl,e}} = \frac{\sum_{m=1}^{N_{we}} (A_{w,e} \cdot F_n \cdot (1 - F_{f,w,e}) \cdot g_{w,e} \cdot F_{sh,w,e})_m}{\sum_{i=1}^{N_{we}} (A_{w,e})_i} \quad [-]$$

(65)

dove:

F_n	fattore di correzione che tiene conto dell'inclinazione dei raggi solari rispetto alla superficie verticale interessata, assunto pari a 0,9 [-];
$F_{f,w,e}$	fattore telaio della superficie trasparente esterna, [-];
$g_{w,e}$	fattore di trasmissione solare attraverso la superficie trasparente esterna, [-];
$F_{sh,w,e}$	fattore di riduzione per ombreggiatura della superficie trasparente esterna, calcolato come indicato nel Paragrafo 2.1.8.1, [-];
$F_{sh,gl,e}$	fattore di riduzione degli apporti solari relativo all'utilizzo di schermature mobili sulla superficie trasparente esterna, calcolato come indicato nel Paragrafo 2.1.8.1, [-];
$F_{f,w,i}$	fattore telaio della superficie trasparente interna k-esima, [-];
$F_{sh,w,i}$	fattore di riduzione per ombreggiatura della superficie trasparente interna k-esima, [-];
$g_{w,i}$	fattore di trasmissione solare attraverso la superficie trasparente interna k-esima, [-];
$A_{w,i}$	area della superficie trasparente della parete divisoria trasparente k-esima, [m ²];
$I_{sol,w,i}$	irradianza solare media del mese o frazione di mese considerata, sulla superficie divisoria trasparente k-esima, determinata come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [W/m ²];
$\alpha_{p,i}$	coefficiente di assorbimento della parete divisoria opaca interna j-esima, [-];
$A_{p,i}$	area della parete divisoria, al netto della superficie trasparente, [m ²];
$H_{tr,tot}$	coefficiente di scambio termico per trasmissione fra lo spazio climatizzato e l'esterno attraverso la parte opaca della parete divisoria e attraverso la serra, [W/K];
$H_{tr,s,e}$	coefficiente di scambio termico per trasmissione fra la superficie esterna della parete divisoria assorbente e l'esterno attraverso la serra, [W/K];
$I_{sol,p,i}$	irradianza solare media del mese o frazione di mese considerata, sulla superficie della parete divisoria opaca j-esima, determinata come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [W/m ²];
$A_{w,e}$	area della superficie trasparente esterna trasparente k-esima, [m ²];

dove:

$$H_{tr,tot} = \frac{1}{\left(\frac{1}{H_{tr,i,ss}} + \frac{1}{H_{tr,ss,e}} \right)} \quad [W/K] \quad (66)$$

$$H_{tr,s,e} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h \cdot A_{i,ss}} + \frac{1}{H_{tr,ss,e}} \right)} \quad [W/K] \quad (67)$$

dove:

$H_{tr,i,ss}$	coefficiente di scambio termico per trasmissione tra l'ambiente interno climatizzato e la serra solare, [W/K];
$H_{tr,ss,e}$	coefficiente di scambio termico per trasmissione tra la serra solare e l'esterno, [W/K];

- h coefficiente liminare di scambio termico sulla superficie rivolta verso la serra della parete che separa l'ambiente interno climatizzato dalla serra solare, [W/(m² K)];
- A_{i,ss} area totale della parete che separa l'ambiente interno climatizzato dalla serra solare, [m²].

Gli apporti indiretti sono calcolati sommando i guadagni di calore di ogni superficie assorbente della serra al netto dei guadagni diretti attraverso la parete opaca divisoria:

$$\Phi_{ssj} = (1 - b_{tr,U}) \cdot \overline{F_n} \cdot (1 - F_{f,w,e}) \cdot g_{w,e} \cdot F_{sh,gl,e} \cdot \left(\sum_{k=1}^{N_p} (I_{sol,p,ss} \cdot \alpha_{p,ss} \cdot A_{p,ss} \cdot F_{sh,p,ss})_k - \sum_{j=1}^{N_{kj}} \left(\alpha_{p,j} \cdot A_{p,j} \cdot \frac{H_{tr,tot}}{H_{tr,s,e}} \cdot F_{sh,p,i} \cdot I_{sol,p,i} \right)_j \right) \quad [W] \quad (68)$$

dove:

- b_{tr,U} fattore di correzione dello scambio termico tra ambiente interno climatizzato e l'ambiente confinante non climatizzato come definito al paragrafo 2.1.3.3, [-];
- I_{sol,p,ss} irradianza solare media del mese o frazione di mese considerata, sulla superficie della parete opaca interna k-esima della serra, determinata come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [W/m²];
- α_{p,ss} coefficiente di assorbimento della superficie opaca interna k-esima della serra, [-].
- A_{p,ss} area di qualsiasi superficie opaca interna k-esima che assorbe la radiazione solare della serra, [m²];
- F_{sh,p,ss} fattore di riduzione per ombreggiatura della parete opaca interna della serra k-esima, [-].

Nel caso in cui durante la stagione di raffrescamento la serra sia aperta e schermata, si considera Φ_{ss}= 0, e si valuta unicamente l'apporto solare diretto sulla superficie di separazione tra l'ambiente interno climatizzato e la serra solare, calcolato come indicato al Paragrafo 2.1.8.1.

2.1.9. Parametri dinamici (UNI/TS 11300-1:2008)

2.1.9.1. Fattori di utilizzazione (UNI/TS 11300-1:2008)

Climatizzazione invernale

Per il calcolo del fattore di utilizzazione degli apporti termici gratuiti utilizzato per determinare il fabbisogno di climatizzazione invernale (η_{H,gn}), è necessario definire alcuni parametri. In particolare:

- il rapporto tra gli apporti e le perdite (γ_H) :

$$\gamma_H = \frac{Q_{gn}}{Q_{H,ls}} \quad [-] \quad (69)$$

dove:

- Q_{H,ls} scambio termico totale riferito alla climatizzazione invernale, [kWh];
- Q_{gn} apporti termici gratuiti totali, [kWh].

- la costante di tempo che caratterizza l'inerzia termica dell'ambiente considerato (τ):

$$\tau = \frac{C_m / 3,6}{H_{tr} + H_{ve}} \quad [h] \quad (70)$$

dove:

C_m capacità termica interna dell'ambiente considerato, [kJ/K];
 H_{tr} coefficiente di scambio termico per trasmissione, [W/K];
 H_{ve} coefficiente di scambio termico per ventilazione, [W/K].

Il fattore di utilizzazione degli apporti termici gratuiti $\eta_{H,gn}$ viene quindi distinto in base al rapporto tra gli apporti e le perdite γ_H :

- se $\gamma_H > 0$ e $\gamma_H \neq 1$:

$$\eta_{H,gn} = \frac{(1 - \gamma_H^{a_H})}{(1 - \gamma_H^{a_H+1})} \quad [-] \quad (71)$$

- se $\gamma_H = 1$:

$$\eta_{H,gn} = \frac{a_H}{(a_H + 1)} \quad [-] \quad (72)$$

Il termine a_H è definito come:

$$a_H = a_{H,0} + \left(\frac{\tau}{\tau_{H,0}} \right) \quad [-] \quad (73)$$

dove:

$a_{H,0}$ assunto pari a 1
 $\tau_{H,0}$ assunto pari a 15 h.

Climatizzazione estiva

Analogamente, per il calcolo del fattore di utilizzazione degli apporti termici gratuiti utilizzato per determinare il fabbisogno di climatizzazione estiva ($\eta_{C,ls}$) viene definito il rapporto tra gli apporti e le perdite (γ_C) :

$$\gamma_C = \frac{Q_{gn}}{Q_{C,ls}} \quad [-] \quad (74)$$

dove:

$Q_{C,ls}$ scambio termico totale nel caso di climatizzazione estiva, [kWh];
 Q_{gn} apporti termici gratuiti totali, [kWh].

Il fattore di utilizzazione dello scambio termico per il calcolo del fabbisogno di climatizzazione estiva dipende quindi da tale rapporto:

- se $\gamma_C > 0$ e $\gamma_C \neq 1$:

$$\eta_{C,ls} = (1 - \gamma_C^{-a_C}) / (1 - \gamma_C^{-(a_C+1)}) \quad (75)$$

- se $\gamma_C = 1$:

$$\eta_{C,ls} = a_C / (a_C + 1) \quad (76)$$

- se $\gamma_C < 0$:

$$\eta_{C,ls} = 1 \quad (77)$$

Il termine a_C è definito come:

$$a_C = a_{C,0} + \frac{\tau}{\tau_{C,0}} - k \cdot \frac{A_w}{A_{u,c}} \quad [-] \quad (78)$$

dove:

A_w	area finestrata che corrisponde alla luce architettonica, [m ²];
$A_{u,c}$	superficie utile climatizzata, [m ²];
$a_{C,0}$	assunto pari a 8,1;
$\tau_{C,0}$	assunto pari a 17 h;
k	assunto pari a 13.

Nel caso in cui il risultato della formula sia negativo si assume $a_C = 0$.

2.1.9.2. Capacità termica interna (UNI/TS 11300-1:2008 – UNI EN ISO 13786:2001)

La capacità termica interna deve essere determinata preliminarmente per calcolare la costante di tempo ed i fattori di utilizzazione, secondo quanto riportato al Paragrafo 2.1.9.1.

Il calcolo della capacità termica interna dei componenti della struttura edilizia deve essere effettuato secondo la norma UNI EN ISO 13786.

Per edifici esistenti, in assenza di dati o comunque di informazioni più precise sulla reale costituzione delle strutture edilizie, la capacità termica interna può essere stimata in modo semplificato sulla base del Prospetto 35.

**Prospetto 35 – Capacità termica interna per unità di superficie
dell'involucro di tutti gli ambienti climatizzati (inclusi i divisori interni
orizzontali) [kJ/(m²K)]**

Caratteristiche costruttive dei componenti edilizi				Numero di piani		
Intonaci	Isolamento	Pareti esterne	Pavimenti	1	2	≥3
				Capacità termica areica		
gesso	interno ^{a)}	qualsiasi	tessile	75	75	85
	interno ^{a)}	qualsiasi	legno	85	95	105
	interno ^{a)}	qualsiasi	piastrelle	95	105	115
	assente/esterno	leggere/blocchi	tessile	95	95	95
	assente/esterno	medie/pesanti	tessile	105	95	95
	assente/esterno	leggere/blocchi	legno	115	115	115
	assente/esterno	medie/pesanti	legno	115	125	125
	assente/esterno	leggere/blocchi	piastrelle	115	125	135
	assente/esterno	medie/pesanti	piastrelle	125	135	135
malta	interno ^{a)}	qualsiasi	tessile	105	105	105
	interno ^{a)}	qualsiasi	legno	115	125	135
	interno ^{a)}	qualsiasi	piastrelle	125	135	135
	assente/esterno	leggere/blocchi	tessile	125	125	115
	assente/esterno	medie	tessile	135	135	125
	assente/esterno	pesanti	tessile	145	135	125
	assente/esterno	leggere/blocchi	legno	145	145	145
	assente/esterno	medie	legno	155	155	155
	assente/esterno	pesanti	legno	165	165	165
	assente/esterno	leggere/blocchi	piastrelle	145	155	155
	assente/esterno	medie	piastrelle	155	165	165
	assente/esterno	pesanti	piastrelle	165	165	165

NOTA
interno^{a)}: isolamento posto sul lato interno del componente

2.1.9.3. Intermittenza e attenuazione (UNI/TS 11300-1:2008)

Il regime di funzionamento degli impianti di climatizzazione invernale ed estiva è considerato continuo, senza attenuazione o spegnimento durante le 24 ore giornaliere.

2.2. Fabbisogno di energia termica utile per produzione di acqua calda sanitaria (UNI/TS 11300-2:2008)

Il fabbisogno mensile di energia termica utile per la produzione di acqua calda sanitaria è calcolato come:

$$Q_{w,nd} = \rho_w \cdot c_w \cdot V_w \cdot (\theta_{w,out} - \theta_{w,in}) \cdot G \cdot 10^{-6} \quad [\text{kWh}]$$

(79)

dove:

ρ_w	massa volumica dell'acqua, assunta pari a 1000 kg/m ³ ;
c_w	calore specifico dell'acqua, pari a 1,162 Wh/(kg·°C);
V_w	volume giornaliero dell'acqua richiesta durante il periodo di calcolo, definito nel paragrafo seguente, [l/d];
$\theta_{w,out}$	temperatura di erogazione dell'acqua calda sanitaria, assunta pari a 40 °C;
$\theta_{w,in}$	temperatura di ingresso dell'acqua fredda come definita negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C];
G	numero dei giorni del periodo di calcolo, [d].

2.2.1. Volumi di acqua richiesti (UNI/TS 11300-2:2008)

Il volume giornaliero di acqua richiesto durante il periodo di calcolo è dato da:

$$V_w = a \cdot N_u \quad [l/d]$$

(80)

dove:

- a fabbisogno giornaliero specifico differenziato per le diverse destinazioni d'uso;
- N_u parametro dipendente dalla destinazione d'uso.

Per le unità immobiliari con destinazione d'uso residenziale, il valore N_u è assunto pari alla superficie utile climatizzata dell'unità immobiliare stessa ($A_{u,c}$) ed il fabbisogno (a) si ricava dal Prospetto 36.

Prospetto 36 - Valori di a per le unità immobiliari con destinazione d'uso residenziale [l/(d m²)]

Fabbisogno	Calcolo in base al valore di $A_{u,c}$ per unità immobiliare [m ²]		
	≤ 50	51 - 200	> 200
a	1,8	$4,514 \cdot A_{u,c}^{-0,2356}$	1,3

Nel caso di valutazione relativa ad una parte di edificio o intero edificio costituito da più unità immobiliari con destinazione d'uso residenziale, si assume come valore di $A_{u,c}$, all'interno del Prospetto 36, la superficie utile climatizzata media di un'unità immobiliare.

Per destinazioni d'uso diverse, si fa riferimento al Prospetto 37.

Prospetto 37 - Valori di a e N_u per destinazioni d'uso diverse dal residenziale

Categoria	Destinazione d'uso	Tipo di attività	a	N_u
d=giorno				
E.1(3)	Edifici adibiti ad albergo, pensione ed attività similari	Hotel senza lavanderia		Numero di letti
		1 stella	40 l/(d-letto)	
		2 stelle	50 l/(d-letto)	
		3 stelle	60 l/(d-letto)	
		4/5 stelle	70 l/(d-letto)	
		Hotel senza lavanderia		Numero di letti
		1 stella	50 l/(d-letto)	
2 stelle	60 l/(d-letto)			
3 stelle	70 l/(d-letto)			
4/5 stelle	80 l/(d-letto)			
		Attività ricettive diverse dalle precedenti	28 l/(d-letto)	Numero di letti
E.2	Edifici adibiti a uffici e assimilabili		0,2 l/(d-m ²)	Superficie utile climatizzata
E.3	Edifici adibiti a ospedali, cliniche o case di cura e assimilabili	Attività ospedaliera day hospital	10 l/(d-letto)	Numero di letti
		Attività ospedaliera con pernottamento e lavanderia	90 l/(d-letto)	Numero di letti
E.4(1)	Cinema e teatri, sale riunione per congressi		0	
E.4(2)	Mostre, musei e biblioteche, luoghi di culto		0	
E.4(3)	Bar, ristoranti e sale da ballo	Ristoranti	10 l/(d-coperto)	Numero di coperti
		Catering e self service	4 l/(d-coperto)	Numero di coperti
		Bar	6 l/(d-m ²)	Superficie utile climatizzata
		Altri	0	
E.5	Edifici adibiti ad attività commerciali e assimilabili		0	
E.6(1)	Piscine, saune e assimilabili		100 l/(d-doccia)	Numero di docce installate
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	Scuole materne e asili nido	15 l/(d-bambino)	Numero di bambini
		Altre scuole	0	
E.8	Edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali ed assimilabili		0	

PARTE 3 FABBISOGNO ANNUALE DI ENERGIA PRIMARIA

Il calcolo del fabbisogno annuale di energia primaria globale tiene in considerazione due aspetti:

- i fabbisogni di energia richiesta per i diversi servizi, che dipendono dai fabbisogni di energia utile e dall'impiantistica presente;
- i vettori energetici utilizzati dagli impianti asserviti alla fornitura dei diversi servizi.

Per ogni vettore e/o uso energetico la metodologia prevede la definizione di un fattore di conversione in energia primaria f_p , che permette di valutare nel calcolo delle prestazioni energetiche anche i contributi derivanti dall'estrazione, processamento, stoccaggio e trasporto dei vettori che alimentano gli impianti; nel caso dell'energia elettrica, il fattore di conversione tiene conto anche del rendimento medio di generazione del sistema elettrico nazionale e delle perdite medie di trasmissione dello stesso.

Questa impostazione è indicata nella norma UNI EN 15603–“Consumo energetico globale e definizione dei metodi di valutazione energetica”.

3.1. Calcolo del fabbisogno annuale di energia primaria (UNI EN 15603:2008)

Il fabbisogno annuale di energia primaria globale è calcolato come:

$$Q_p = E_{del} \cdot f_{el,del} + E_{self,cons} \cdot f_{el,self,cons} - E_{self,exp} \cdot f_{el,self,exp} + \sum_i Q_{del,i} \cdot f_{del,i} + Q_{self,cons} \cdot f_{self,cons} - Q_{self,exp} \cdot f_{self,exp}$$

[kWh]

(81)

dove:

- E_{del} fabbisogno annuale di energia elettrica fornita dalla rete elettrica nazionale o da un generatore funzionante ad isola (esclusi gli impianti a fonte rinnovabile e i sistemi di cogenerazione), [kWh];
- $f_{el,del}$ fattore di conversione in energia primaria dell'energia elettrica fornita dalla rete elettrica nazionale o da un generatore funzionante ad isola (esclusi gli impianti a fonte rinnovabile e i sistemi di cogenerazione), come indicato nel Prospetto 38, [-];
- $E_{self,cons}$ energia elettrica autoprodotta annualmente da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed autoconsumata, [kWh];
- $f_{el,self,cons}$ fattore di conversione in energia primaria dell'energia elettrica autoprodotta da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed autoconsumata, come indicato nel Prospetto 38, [-];
- $E_{self,exp}$ energia elettrica autoprodotta annualmente da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed esportata verso la rete elettrica nazionale, qualora vi sia una autoproduzione annuale superiore all'autoconsumo, e l'edificio sia connesso alla rete elettrica nazionale, [kWh];

$f_{el,self,exp}$	fattore di conversione in energia primaria dell'energia elettrica autoprodotta da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed esportata verso la rete elettrica nazionale, come indicato nel Prospetto 38, [-];
$Q_{del,i}$	fabbisogno annuale di energia termica fornita per l'i-esimo generatore dal relativo vettore energetico non elettrico (gas naturale, gpl, olio combustibile, biomassa ecc.), [kWh];
$f_{del,i}$	fattore di conversione in energia primaria dell'energia termica fornita per l'i-esimo generatore dal relativo vettore energetico non elettrico (gas naturale, gpl, olio combustibile, biomassa ecc.), come indicato nel Prospetto 38, [-];
$Q_{self,cons}$	energia termica autoprodotta annualmente dall'impianto solare termico ed autoconsumata, [kWh];
$f_{self,cons}$	fattore di conversione in energia primaria dell'energia termica autoprodotta dall'impianto solare termico ed autoconsumata, come indicato nel Prospetto 38, [-];
$Q_{self,exp}$	energia termica autoprodotta annualmente da impianto solare termico ed esportata verso una rete di distribuzione del calore (la cui presenza deve essere documentata), qualora vi sia una autoproduzione annuale superiore all'autoconsumo, [kWh];
$f_{self,exp}$	fattore di conversione in energia primaria dell'energia termica autoprodotta da impianto solare termico ed esportata verso una rete di distribuzione del calore, come indicato nel Prospetto 38, [-].

Il valore equivalente di energia primaria relativo alla produzione da fonti rinnovabili è calcolato come:

$$Q_{P,fer} = E_{self,ren} \cdot f_{el,self,ren} + \sum_i Q_{del,ren,i} \cdot f_{del,ren,i} + Q_{self} \cdot f_{self} \quad [kWh] \quad (82)$$

dove:

$E_{self,ren}$	energia elettrica autoprodotta annualmente da impianti a fonte rinnovabile (fotovoltaico, mini-idroelettrico, mini-eolico e sistemi di cogenerazione a biomassa), [kWh];
$f_{el,self,ren}$	fattore di conversione in energia primaria dell'energia elettrica autoprodotta da impianti a fonte rinnovabile (fotovoltaico, mini-idroelettrico, mini-eolico e sistemi di cogenerazione a biomassa), come indicato nel Prospetto 38, [-];
$Q_{del,ren,i}$	fabbisogno annuale di energia termica fornita per l'i-esimo generatore dal relativo vettore energetico non elettrico rinnovabile (biomassa), [kWh];
$f_{del,ren,i}$	fattore di conversione in energia primaria dell'energia fornita per l'i-esimo generatore dal relativo vettore energetico non elettrico rinnovabile (biomassa), come indicato nel Prospetto 38, [-];
Q_{self}	energia termica autoprodotta annualmente da impianto solare termico, [kWh];
f_{self}	fattore di conversione in energia primaria dell'energia termica autoprodotta da impianto solare termico, come indicato nel Prospetto 38, [-].

Tutti i termini di fabbisogno e di produzione annuale di energia sono calcolati come somma sui 12 mesi dei rispettivi fabbisogni e produzioni mensili.

Prospetto 38 – Fattori di conversione in energia primaria

Vettore energetico	Simboli utilizzati	Fattore di conversione in energia primaria
Gasolio	f_{del}	1,35
Olio combustibile	f_{del}	1,35
Gas naturale	f_{del}	1,36
GPL	f_{del}	1,36
Carbone	f_{del}	1,40
Biomasse	f_{del} $f_{del,ren}$	1,09
Energia elettrica da rete nazionale	$f_{el,del}$	2,71
Energia elettrica autoprodotta (da fonti rinnovabili e cogenerazione)	$f_{el,self,ren}$ $f_{el,self,cons}$ $f_{el,self,exp}$	1,00
Energia termica autoprodotta (da solare termico)	f_{self} $f_{self,cons}$ $f_{self,exp}$	1,00

Nei casi di assenza dell'impianto dedicato ad un determinato servizio (climatizzazione invernale, estiva, produzione di acqua calda sanitaria o illuminazione artificiale), il fattore di conversione in energia primaria da applicare al fabbisogno di energia elettrica per tale servizio è quello indicato nel Prospetto 38 per l'energia elettrica da rete nazionale.

Qualora l'edificio non sia collegato alla rete elettrica nazionale, ma sia alimentato tramite un generatore funzionante solo ad isola, con l'esclusione di sistemi di cogenerazione e generatori a fonte rinnovabile (ad esempio, nel caso di una baita di montagna alimentata tramite un gruppo di generazione a gasolio), si utilizzano i valori di efficienza nominale per generatori elettrici riportati nel Prospetto 39 e i fattori di conversione in energia primaria riportati nel Prospetto 38, in funzione del combustibile che alimenta il generatore elettrico.

I valori indicati per le microturbine possono essere utilizzati, in mancanza di dati più precisi, anche per le altre tipologie di turbina.

Prospetto 39 – Valori di efficienza elettrica di default per generatori funzionanti ad isola

	Motore a combustione interna (metano)	Motore a combustione interna (gasolio)	Microturbina	Motore stirling	Fuel cell
Efficienza elettrica nominale η_{el}	29%	35%	22%	17%	37%

Quindi, il fattore di conversione in energia primaria $f_{el,del}$, in questo caso, sarà pari a:

$$f_{el,del} = f_{del} / \eta_{el} \quad [-] \quad (83)$$

dove:

η_{el} efficienza elettrica del generatore, [-];
 f_{del} coefficiente di conversione in energia primaria del combustibile che alimenta il generatore, [-].

3.1.1. Fabbisogno annuale di energia elettrica richiesta, E_{req}

$$E_{req} = E_{req,H} + E_{req,W} + E_{req,C} + E_{req,L} \quad [\text{kWh}] \quad (84)$$

dove:

$E_{req,H}$ fabbisogno annuale di energia elettrica richiesta per climatizzazione invernale, [kWh];
 $E_{req,W}$ fabbisogno annuale di energia elettrica richiesta per produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];
 $E_{req,C}$ fabbisogno annuale di energia elettrica richiesta per climatizzazione estiva, [kWh];
 $E_{req,L}$ fabbisogno annuale di energia elettrica richiesta per illuminazione artificiale, [kWh].

$$E_{req,H} = \sum_{i=1}^{12} (E_{H,in} + E_{H,aux} + E_{ts,aux,H})_i \quad [\text{kWh}]$$

$$E_{req,W} = \sum_{i=1}^{12} (E_{W,in} + E_{W,aux} + E_{ts,aux,W})_i \quad [\text{kWh}]$$

$$E_{req,C} = \sum_{i=1}^{12} (E_{C,in} + E_{C,aux})_i \quad [\text{kWh}]$$

$$E_{req,L} = \sum_{i=1}^{12} (E_L + E_{L,aux})_i \quad [\text{kWh}] \quad (85)$$

dove:

$E_{H,in}$ fabbisogno mensile di energia elettrica richiesta per usi termici per climatizzazione invernale, qualora il sistema di climatizzazione invernale sia alimentato da vettore elettrico, [kWh];
 $E_{H,aux}$ fabbisogno mensile di energia elettrica richiesta per gli ausiliari del sistema di climatizzazione invernale, [kWh];
 $E_{ts,aux,H}$ fabbisogno mensile di energia elettrica richiesta per gli ausiliari dell'impianto solare termico relativi al sistema di climatizzazione invernale, [kWh];
 $E_{W,in}$ fabbisogno mensile di energia elettrica richiesta per usi termici per produzione di acqua calda sanitaria, qualora il sistema di produzione di acqua calda sanitaria sia alimentato da vettore elettrico, [kWh];
 $E_{W,aux}$ fabbisogno mensile di energia elettrica richiesta per gli ausiliari del sistema di produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];

$E_{ts,aux,W}$	fabbisogno mensile di energia elettrica richiesta per gli ausiliari dell'impianto solare termico relativi al sistema produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];
$E_{C,in}$	fabbisogno mensile di energia elettrica richiesta per usi termici per climatizzazione estiva, qualora il sistema di climatizzazione estiva sia alimentato da vettore elettrico, [kWh];
$E_{C,aux}$	fabbisogno mensile di energia elettrica richiesta per gli ausiliari del sistema di climatizzazione estiva, [kWh];
E_L	fabbisogno mensile di energia elettrica richiesta per illuminazione artificiale, [kWh].
$E_{L,aux}$	fabbisogno mensile di energia elettrica richiesta per gli ausiliari del sistema di illuminazione artificiale, [kWh].

3.1.2. Energia elettrica autoprodotta annualmente, E_{self} e $E_{self,ren}$

L'energia elettrica autoprodotta annualmente è calcolata come:

$$E_{self} = \sum_{i=1}^{12} (E_{pv} + E_{wi} + E_{hy} + E_{chp})_i \quad [\text{kWh}] \quad (86)$$

dove:

E_{pv}	energia elettrica autoprodotta mensilmente dall'impianto fotovoltaico, [kWh];
E_{wi}	energia elettrica autoprodotta mensilmente dall'impianto mini-eolico, [kWh];
E_{hy}	energia elettrica autoprodotta mensilmente dall'impianto mini-idroelettrico, [kWh];
E_{chp}	energia elettrica autoprodotta mensilmente dal sistema di cogenerazione, [kWh];

L'energia elettrica autoprodotta annualmente da impianti a fonte rinnovabile è calcolata come:

$$E_{self,ren} = \sum_{i=1}^{12} (E_{pv} + E_{wi} + E_{hy} + E_{chp,bm})_i \quad [\text{kWh}] \quad (87)$$

dove:

E_{pv}	energia elettrica autoprodotta mensilmente dall'impianto fotovoltaico, [kWh];
E_{wi}	energia elettrica autoprodotta mensilmente dall'impianto mini-eolico, [kWh];
E_{hy}	energia elettrica autoprodotta mensilmente dall'impianto mini-idroelettrico, [kWh];
$E_{chp,bm}$	energia elettrica autoprodotta mensilmente dal sistema di cogenerazione alimentato a biomassa, [kWh];

3.1.3. Fabbisogno annuale di energia elettrica fornita, E_{del} , energia elettrica autoprodotta ed autoconsumata annualmente, $E_{self,cons}$, energia elettrica autoprodotta ed esportata annualmente, $E_{self,exp}$

Se $E_{req} \geq E_{self}$ allora:

$$E_{del} = E_{req} - E_{self}$$

$$E_{self,exp} = 0$$

$$E_{self,cons} = E_{self}$$

Se $E_{req} < E_{self}$ allora:

$$\begin{aligned} E_{del} &= 0 \\ E_{self,exp} &= E_{self} - E_{req} \\ E_{self,cons} &= E_{req} \end{aligned} \quad (89)$$

3.1.4. Fabbisogno annuale di energia termica fornita, Q_{del} e $Q_{del,ren}$, per i diversi generatori

Il termine con cui è indicato il fabbisogno annuale di energia termica fornita si riferisce ad ogni servizio fornito dagli impianti installati e ad ogni generatore alimentato da un vettore energetico non elettrico utilizzato per tale servizio.

Per il servizio di climatizzazione invernale, per ogni generatore:

$$Q_{del,H} = \sum_{i=1}^{12} (Q_{H,gn,in})_i \quad [\text{kWh}] \quad (90)$$

Per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, per ogni generatore:

$$Q_{del,W} = \sum_{i=1}^{12} (Q_{W,gn,in})_i \quad [\text{kWh}] \quad (91)$$

Per il servizio di climatizzazione estiva, per ogni generatore:

$$Q_{del,C} = \sum_{i=1}^{12} (Q_{C,gn,in})_i \quad [\text{kWh}] \quad (92)$$

dove $Q_{H,gn,in}$, $Q_{W,gn,in}$ e $Q_{C,gn,in}$ sono i fabbisogni mensili di energia fornita per lo specifico generatore, nel caso di sottosistemi di generazione alimentati da vettore energetico non elettrico.

Per ognuno dei servizi indicati, si calcola il fabbisogno annuale di energia termica fornita da fonti rinnovabili, $Q_{del,ren}$, con la stessa procedura riportata nelle formule (90), (91) e (92), considerando unicamente i fabbisogni mensili di energia fornita ($Q_{H,gn,in}$, $Q_{W,gn,in}$ e $Q_{C,gn,in}$) per generatori alimentati a biomasse.

3.1.5. Energia termica autoprodotta annualmente dall'impianto solare termico, Q_{self}

$$Q_{self} = \sum_{i=1}^{12} Q_{ts,out,i} \quad [\text{kWh}] \quad (93)$$

Per il calcolo dell'energia termica mensilmente autoprodotta dall'impianto solare termico ($Q_{ts,out}$) si rimanda al Paragrafo 3.6.1

3.1.6. Energia termica autoprodotta annualmente dall'impianto solare termico ed autoconsumata, $Q_{self,cons}$

$$Q_{self,cons} = \sum_{i=1}^{12} Q_{ts,cons,i} \quad [kWh] \quad (94)$$

dove:

$$Q_{ts,cons} = Q_{H,ts,cons} + Q_{W,ts,cons} \quad [kWh] \quad (95)$$

Per il calcolo dell'energia termica autoprodotta mensilmente dall'impianto solare termico ed autoconsumata, per il servizio di climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, si rimanda ai Paragrafi 3.3 e 3.6.1.

3.1.7. Energia termica autoprodotta annualmente ed esportata, $Q_{self,exp}$

Si calcola:

$$Q_{self,exp} = \sum_{i=1}^{12} (Q_{ts,out,i} - Q_{ts,cons,i}) \quad [kWh] \quad (96)$$

considerando il contributo all'esportazione di energia termica solo per i mesi per i quali vale la relazione:

$$Q_{ts,out} > Q_{ts,cons} \quad (97)$$

Il contributo di energia termica autoprodotta annualmente ed esportata può essere valorizzato solo in presenza di un allacciamento documentato ad una rete di distribuzione del calore.

3.1.8. Ripartizione del fabbisogno di energia primaria tra le diverse funzioni

Dal momento che può risultare necessario individuare le quote di fabbisogno di energia primaria relative ai diversi servizi, cioè climatizzazione invernale, produzione di acqua calda sanitaria, climatizzazione estiva ed illuminazione artificiale, sono definiti anche gli indicatori parziali di tali contributi.

Per la determinazione delle quote per i diversi servizi si procede come segue:

1. Si calcolano i fattori di ripartizione dell'energia elettrica per ogni servizio, che sono proporzionali ai fabbisogni annuali di energia elettrica richiesta per ogni servizio x-esimo ($r_{el,x}$):

$$r_{el,H} = \frac{E_{req,H}}{E_{req}} \quad [-]$$

$$r_{el,W} = \frac{E_{req,W}}{E_{req}} \quad [-]$$

$$r_{el,C} = \frac{E_{req,C}}{E_{req}} \quad [-]$$

$$r_{el,L} = \frac{E_{req,L}}{E_{req}} \quad [-]$$
(98)

2. Tramite i fattori di ripartizione dell'energia elettrica, si determinano i fabbisogni di energia elettrica fornita annualmente per ogni servizio x-esimo ($E_{del,x}$):

$$E_{del,H} = E_{del} \cdot r_{el,H} \quad [kWh]$$

$$E_{del,W} = E_{del} \cdot r_{el,W} \quad [kWh]$$

$$E_{del,C} = E_{del} \cdot r_{el,C} \quad [kWh]$$

$$E_{del,L} = E_{del} \cdot r_{el,L} \quad [kWh]$$
(99)

dove:

- $E_{del,H}$ fabbisogno di energia elettrica fornita annualmente per climatizzazione invernale, [kWh];
- $E_{del,W}$ fabbisogno di energia elettrica fornita annualmente per produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];
- $E_{del,C}$ fabbisogno di energia elettrica fornita annualmente per climatizzazione estiva, [kWh];
- $E_{del,L}$ fabbisogno di energia elettrica fornita annualmente per illuminazione artificiale, [kWh].

3. Tramite i fattori di ripartizione dell'energia elettrica, si determinano i contributi di energia elettrica autoprodotta annualmente da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed autoconsumata per ogni servizio x-esimo ($E_{self,cons,x}$):

$$E_{self,cons,H} = E_{self,cons} \cdot r_{el,H} \quad [kWh]$$

$$E_{self,cons,W} = E_{self,cons} \cdot r_{el,W} \quad [kWh]$$

$$E_{self,cons,C} = E_{self,cons} \cdot r_{el,C} \quad [kWh]$$

$$E_{self,cons,L} = E_{self,cons} \cdot r_{el,L} \quad [kWh]$$
(100)

dove:

- $E_{self,cons,H}$ energia elettrica autoprodotta annualmente da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed autoconsumata per climatizzazione invernale, [kWh];

- $E_{self,cons,W}$ energia elettrica autoprodotta annualmente da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed autoconsumata per produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];
- $E_{self,cons,C}$ energia elettrica autoprodotta annualmente da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed autoconsumata per climatizzazione estiva, [kWh];
- $E_{self,cons,L}$ energia elettrica autoprodotta annualmente da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed autoconsumata per illuminazione artificiale, [kWh].

4. Si calcolano i fabbisogni annuali di energia termica fornita per ogni servizio x-esimo e per ogni vettore energetico f-esimo ($Q_{del,x,f}$) e l'energia termica autoprodotta annualmente da impianto solare termico ed autoconsumata, per il servizio x-esimo ($Q_{self,cons,x}$):

$$Q_{del,H,f} = \sum_{i=1}^{12} (Q_{H,gn.,in,f})_i \quad [kWh]$$

$$Q_{del,W,f} = \sum_{i=1}^{12} (Q_{W,gn.,in,f})_i \quad [kWh]$$

$$Q_{del,C,f} = \sum_{i=1}^{12} (Q_{C,gn.,in,f})_i \quad [kWh]$$
(101)

$$Q_{self,cons,H} = \sum_{i=1}^{12} (Q_{H,ts,cons})_i \quad [kWh]$$

$$Q_{self,cons,W} = \sum_{i=1}^{12} (Q_{W,ts,cons})_i \quad [kWh]$$
(102)

5. Si calcolano gli indicatori parziali relativi ai fabbisogni annuali di energia primaria, senza considerare il contributo dell'eventuale energia esportata, per ogni servizio x-esimo ($Q'_{p,x}$) e l'indicatore globale (Q'_p):

$$Q'_{p,H} = E_{del,H} \cdot f_{el,del} + E_{self,cons,H} \cdot f_{el,self,cons} + \sum_f Q_{del,H,f} \cdot f_{del,f} + Q_{self,cons,H} \cdot f_{self,cons} \quad [kWh]$$

$$Q'_{p,W} = E_{del,W} \cdot f_{el,del} + E_{self,cons,W} \cdot f_{el,self,cons} + \sum_f Q_{del,W,f} \cdot f_{del,f} + Q_{self,cons,W} \cdot f_{self,cons} \quad [kWh]$$

$$Q'_{p,C} = E_{del,C} \cdot f_{el,del} + E_{self,cons,C} \cdot f_{el,self,cons} + \sum_f Q_{del,C,f} \cdot f_{del,f} \quad [kWh]$$

$$Q'_{p,L} = E_{del,L} \cdot f_{el,del} + E_{self,cons,L} \cdot f_{el,self,cons} \quad [kWh]$$
(103)

$$Q'_p = Q'_{p,H} + Q'_{p,W} + Q'_{p,C} + Q'_{p,L} \quad [kWh]$$
(104)

dove:

- $Q'_{p,H}$ indicatore parziale relativo al fabbisogno annuale di energia primaria per climatizzazione invernale, [kWh];

$Q'_{P,W}$	indicatore parziale relativo al fabbisogno annuale di energia primaria per produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];
$Q'_{P,C}$	indicatore parziale relativo al fabbisogno annuale di energia primaria per climatizzazione estiva, [kWh];
$Q'_{P,L}$	indicatore parziale relativo al fabbisogno annuale di energia primaria per illuminazione artificiale, [kWh];
Q'_P	indicatore globale relativo al fabbisogno annuale di energia primaria per tutti i servizi, [kWh];

6. Si calcolano i fattori di ripartizione per l'energia termica ed elettrica autoprodotta ed esportata per ogni servizio x-esimo ($r_{Q,x}$), che sono proporzionali ai fabbisogni annuali di energia primaria, senza calcolare il contributo dell'eventuale energia esportata:

$$r_{Q,H} = \frac{Q'_{P,H}}{Q'_P} \quad [-]$$

$$r_{Q,W} = \frac{Q'_{P,W}}{Q'_P} \quad [-]$$

$$r_{Q,C} = \frac{Q'_{P,C}}{Q'_P} \quad [-]$$

$$r_{Q,L} = \frac{Q'_{P,L}}{Q'_P} \quad [-]$$

(105)

7. Tramite i fattori di ripartizione per l'energia termica ed elettrica autoprodotta ed esportata, si determinano i contributi di energia termica ed elettrica autoprodotta annualmente ed esportata per ogni servizio x-esimo ($Q_{self,exp,x}$ e $E_{self,exp,x}$):

$$Q_{self,exp,H} = Q_{self,exp} \cdot r_{Q,H} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{self,exp,W} = Q_{self,exp} \cdot r_{Q,W} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{self,exp,C} = Q_{self,exp} \cdot r_{Q,C} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{self,exp,L} = Q_{self,exp} \cdot r_{Q,L} \quad [\text{kWh}]$$

(106)

dove:

$Q_{self,exp,H}$	energia termica autoprodotta annualmente da impianto solare termico ed esportata, riferita al servizio di climatizzazione invernale, [kWh];
$Q_{self,exp,W}$	energia termica autoprodotta annualmente da impianto solare termico ed esportata, riferita al servizio di produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];
$Q_{self,exp,C}$	energia termica autoprodotta annualmente da impianto solare termico ed esportata, riferita al servizio di climatizzazione estiva, [kWh];
$Q_{self,exp,L}$	energia termica autoprodotta annualmente da impianto solare termico ed esportata, riferita al servizio di illuminazione artificiale, [kWh];

$$E_{self,exp,H} = E_{self,exp} \cdot r_{Q,H} \quad [\text{kWh}]$$

$$\begin{aligned}
E_{\text{self,exp,W}} &= E_{\text{self,exp}} \cdot r_{Q,W} & [\text{kWh}] \\
E_{\text{self,exp,C}} &= E_{\text{self,exp}} \cdot r_{Q,C} & [\text{kWh}] \\
E_{\text{self,exp,L}} &= E_{\text{self,exp}} \cdot r_{Q,L} & [\text{kWh}]
\end{aligned}
\tag{107}$$

dove:

$E_{\text{self,exp,H}}$ energia elettrica autoprodotta da fonti rinnovabili e sistemi di cogenerazione ed esportata annualmente, riferita al servizio di climatizzazione invernale, [kWh];
 $E_{\text{self,exp,W}}$ energia elettrica autoprodotta da fonti rinnovabili e sistemi di cogenerazione ed esportata annualmente, riferita al servizio di acqua calda sanitaria, [kWh];
 $E_{\text{self,exp,C}}$ energia elettrica autoprodotta da fonti rinnovabili e sistemi di cogenerazione ed esportata annualmente, riferita al il servizio di climatizzazione estiva, [kWh];
 $E_{\text{self,exp,L}}$ energia elettrica autoprodotta da fonti rinnovabili e sistemi di cogenerazione ed esportata annualmente, riferita al servizio di illuminazione artificiale, [kWh];

8. Si calcolano gli indicatori relativi ai fabbisogni di energia primaria per ogni servizio x-esimo ($Q_{P,x}$):

$$\begin{aligned}
Q_{P,H} &= Q'_{P,H} - E_{\text{self,exp,H}} \cdot f_{\text{el,self,exp}} - Q_{\text{self,exp,H}} \cdot f_{\text{self,exp}} & [\text{kWh}] \\
Q_{P,W} &= Q'_{P,W} - E_{\text{self,exp,W}} \cdot f_{\text{el,self,exp}} - Q_{\text{self,exp,W}} \cdot f_{\text{self,exp}} & [\text{kWh}] \\
Q_{P,C} &= Q'_{P,C} - E_{\text{self,exp,C}} \cdot f_{\text{el,self,exp}} - Q_{\text{self,exp,C}} \cdot f_{\text{self,exp}} & [\text{kWh}] \\
Q_{P,L} &= Q'_{P,L} - E_{\text{self,exp,L}} \cdot f_{\text{el,self,exp}} - Q_{\text{self,exp,L}} \cdot f_{\text{self,exp}} & [\text{kWh}]
\end{aligned}
\tag{108}$$

dove:

$Q_{P,H}$ fabbisogno annuale di energia primaria per climatizzazione invernale, [kWh];
 $Q_{P,W}$ fabbisogno annuale di energia primaria per produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];
 $Q_{P,C}$ fabbisogno annuale di energia primaria per climatizzazione estiva, [kWh];
 $Q_{P,L}$ fabbisogno annuale di energia primaria per illuminazione artificiale, [kWh].

3.2. Rendimento energetico del sistema edificio-impianto

La caratterizzazione della prestazione energetica del sistema edificio-impianto è realizzata attraverso l'introduzione del concetto di rendimento energetico, che è definito in generale come il rapporto tra l'effetto richiesto e la spesa effettuata per ottenerlo.

Tale definizione di rendimento fa sempre riferimento alla spesa energetica in termini di energia primaria, indipendentemente dall'effettiva sorgente o vettore energetico impiegato, per consentire la comparabilità delle diverse soluzioni impiantistiche ai fini della riduzione dell'impiego dei combustibili fossili e delle emissioni di CO₂.

Si definiscono quindi diversi rendimenti per mettere in evidenza i vari processi di conversione dell'energia legati ai diversi servizi, climatizzazione invernale, climatizzazione estiva, produzione di acqua calda sanitaria ed illuminazione artificiale.

3.2.1. Rendimento globale medio stagionale per climatizzazione invernale

Il rendimento globale medio stagionale dell'impianto di climatizzazione invernale, $\eta_{gl,i}$, è il rapporto tra:

- il fabbisogno ideale di energia termica utile per il servizio di climatizzazione invernale,
- il fabbisogno di energia primaria per climatizzazione invernale, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari, utilizzata per tale servizio.

Tale valore è determinato secondo la:

$$\eta_{gl,i} = \frac{\sum_k Q_{H,nd,k}}{Q_{P,H}} \quad [-] \quad (109)$$

dove la sommatoria al numeratore è estesa a tutti i mesi della stagione di riscaldamento.

3.2.2. Rendimento globale medio stagionale per climatizzazione estiva

Il rendimento globale medio stagionale dell'impianto di climatizzazione estiva, $\eta_{gl,e}$, è il rapporto tra:

- la somma del fabbisogno annuale ideale di energia termica utile per il servizio di climatizzazione estiva e del fabbisogno annuale di energia termica per trattamento dell'aria,
- il fabbisogno annuale di energia primaria per climatizzazione estiva, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari, utilizzata per tale servizio.

Tale valore è determinato secondo la:

$$\eta_{gl,e} = \frac{\sum_i (Q_{C,nd} + Q_{V,i})}{Q_{P,C}} \quad [-] \quad (110)$$

dove la sommatoria al numeratore è estesa a tutti i mesi della stagione di raffrescamento.

3.2.3. Rendimento globale medio stagionale per produzione di acqua calda sanitaria

Il rendimento globale medio stagionale dell'impianto di produzione di acqua calda sanitaria, $\eta_{gl,acs}$, è il rapporto tra:

- il fabbisogno annuale di energia termica utile per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria,
- il fabbisogno annuale di energia primaria per produzione di acqua calda sanitaria, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari utilizzata per tale servizio.

Tale valore è determinato secondo la:

$$\eta_{gl,acs} = \frac{\sum_{j=1}^{12} Q_{W,nd,j}}{Q_{P,W}} \quad [-] \quad (111)$$

dove la sommatoria al numeratore è estesa a tutti i mesi dell'anno.

3.2.4. Rendimento globale medio stagionale combinato per climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria

Il rendimento globale medio stagionale combinato per il servizio di climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, $\eta_{gl,i,acs}$, è il rapporto tra:

- la somma del fabbisogno annuale ideale di energia termica utile per il servizio di climatizzazione invernale e del fabbisogno annuale di energia termica utile per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria,
- il fabbisogno annuale di energia primaria per climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari utilizzata per tali servizi.

Tale valore è determinato secondo la:

$$\eta_{gl,i,acs} = \frac{\sum_{m=1}^{12} (Q_{H,nd} + Q_{W,nd})_m}{Q_{P,H} + Q_{P,W}} \quad [-] \quad (112)$$

dove la sommatoria al numeratore è estesa a tutti i mesi dell'anno.

3.2.5. Rendimento globale medio stagionale per illuminazione artificiale

Il rendimento globale medio stagionale per il servizio di illuminazione artificiale, $\eta_{gl,ill}$, è il rapporto tra:

- il fabbisogno annuale di energia elettrica fornita per il servizio di illuminazione artificiale,
- il fabbisogno annuale di energia primaria per illuminazione artificiale, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari utilizzata per tale servizio.

Tale valore è determinato secondo la:

$$\eta_{gl,ill} = \frac{\sum_{n=1}^{12} E_{L,n}}{Q_{P,L}} \quad [-] \quad (113)$$

dove la sommatoria al numeratore è estesa a tutti i mesi dell'anno.

3.2.6. Rendimento di generazione medio stagionale per climatizzazione invernale

Il rendimento di generazione medio stagionale per il servizio di climatizzazione invernale, $\eta_{gn,i}$, è il rapporto tra:

- il fabbisogno annuale di energia termica generata ed immessa nell'eventuale accumulatore termico, o direttamente nella rete di distribuzione, del servizio di climatizzazione invernale,
- il fabbisogno annuale di energia primaria per climatizzazione invernale, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari utilizzata per tale servizio.

Tale valore è determinato secondo la:

$$\eta_{gn,i} = \frac{\sum_k Q_{H,d,in,k}}{Q_{P,H}} \quad [-] \quad (114)$$

3.2.7. Rendimento di generazione medio stagionale per climatizzazione estiva

Il rendimento di generazione medio stagionale per il servizio di climatizzazione estiva, $\eta_{gn,e}$, è il rapporto tra:

- la somma del fabbisogno annuale di energia termica utile sottratta dall'eventuale accumulatore termico, o direttamente dalla rete di distribuzione, del servizio di climatizzazione estiva e del fabbisogno annuale di energia termica per trattamento dell'aria,
- il fabbisogno annuale di energia primaria per climatizzazione estiva, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari utilizzata per tale servizio.

Tale valore è determinato secondo la:

$$\eta_{gn,e} = \frac{\sum_i (Q_{C,gn,out} + Q_V)_i}{Q_{P,C}} \quad [-] \quad (115)$$

3.2.8. Rendimento di generazione medio stagionale per produzione di acqua calda sanitaria

Il rendimento di generazione medio annuale per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, $\eta_{gn,acs}$, è il rapporto tra:

- il fabbisogno annuale di energia termica generata ed immessa nell'eventuale accumulatore termico, o direttamente nella rete di distribuzione, del servizio di produzione di acqua calda sanitaria,
- il fabbisogno annuale di energia primaria per produzione di acqua calda sanitaria, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari utilizzata per tale servizio.

Tale valore è determinato secondo la:

$$\eta_{gn,acs} = \frac{\sum_{j=1}^{12} Q_{W,d,in,j}}{Q_{P,W}} \quad [-] \quad (116)$$

3.2.9. Rendimento di generazione medio stagionale combinato per il servizio di climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria

Il rendimento di generazione medio stagionale per il servizio combinato di climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, $\eta_{gn,i,acs}$, è il rapporto tra la somma dell'energia termica utile generata ed immessa nell'eventuale accumulatore termico, o direttamente nella rete di distribuzione, per il servizio di climatizzazione invernale e dell'energia termica utile generata ed immessa nell'eventuale accumulatore termico, o direttamente nella rete di distribuzione, per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, e l'energia primaria delle fonti energetiche, ivi compresa l'energia elettrica dei dispositivi ausiliari utilizzata per tali servizio.

Tale valore è determinato secondo la:

$$\eta_{gn,i,acs} = \frac{\sum_{m=1}^{12} (Q_{H,d,in} + Q_{W,d,in})_m}{Q_{P,H} + Q_{P,W}} \quad [-] \quad (117)$$

3.3. Fabbisogno di energia fornita per climatizzazione invernale e per produzione di acqua calda sanitaria (UNI/TS 11300-2:2008)

La procedura prevede che la determinazione del fabbisogno di energia fornita per climatizzazione invernale e per produzione di acqua calda sanitaria sia effettuata su base mensile.

Nel caso in cui l'impianto termico dedicato al servizio di climatizzazione invernale e/o produzione di acqua calda sanitaria sia centralizzato e serva più unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici, i valori di potenza termica del generatore, di potenza elettrica degli ausiliari, di perdite termiche e di recuperi termici da utilizzare per il calcolo delle prestazioni energetiche di un'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio sono assegnati nel modo seguente:

- per quanto riguarda i termini relativi all'impianto di climatizzazione invernale e all'impianto combinato di climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, sulla base dei millesimi di riscaldamento dell'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio considerato;
- per quanto riguarda i termini relativi all'impianto di produzione di acqua calda sanitaria, sulla base del rapporto tra superficie utile climatizzata dell'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio e la superficie utile climatizzata totale servita dall'impianto termico considerato.

Per il calcolo dei fabbisogni di energia termica ed elettrica occorre seguire due procedure differenti a seconda che vi sia una generazione combinata per il servizio di climatizzazione invernale e di produzione di acqua calda sanitaria oppure separata. In entrambi i casi per determinare il fabbisogno di energia termica fornita ($Q_{H,gn,in}$ e $Q_{W,gn,in}$) - nel caso di sottosistemi di generazione alimentati da un vettore energetico non elettrico, o il fabbisogno di energia elettrica fornita per usi termici ($E_{H,in}$ e $E_{W,in}$) - nel caso di sottosistemi di generazione alimentati da vettore elettrico, si parte dall'energia termica in uscita dal sottosistema di generazione ($Q_{H,gn,out}$ e $Q_{W,gn,out}$).

In particolare per il calcolo delle perdite del sottosistema di generazione dell'impianto di climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria sono definite procedure

differenziate in funzione del tipo di generatore: generatori tradizionali monostadio o modulanti, generatori a condensazione, generatori di aria calda, pompe di calore, generatori a biomasse, teleriscaldamento, riscaldamento elettrico e cogenerazione.

L'energia termica che deve erogare il sottosistema di generazione per la climatizzazione invernale è determinata come somma del fabbisogno ideale di energia termica utile ($Q_{H,nd}$), calcolato nel paragrafo 2.1 più le perdite che si verificano nel sistema (perdite dei sottosistemi di emissione, di regolazione, di distribuzione e accumulo) al netto di eventuali recuperi di energia che si possono ottenere dagli ausiliari e dall'energia termica autoprodotta tramite impianto solare termico.

L'impostazione del metodo prevede che, una volta determinata l'energia termica che deve erogare il sottosistema di generazione, ad essa siano sommate le perdite del sottosistema di generazione stesso, secondo la formula seguente:

$$Q_{gn,in} = Q_{gn,out} + Q_{gn,ls} \quad [\text{kWh}] \quad (118)$$

nel caso di sottosistemi di generazione alimentati da un vettore energetico non elettrico, o

$$E_{in} = Q_{gn,out} + Q_{gn,ls} \quad [\text{kWh}] \quad (119)$$

nel caso di sottosistemi di generazione alimentati da vettore elettrico.

Tale impostazione è valida sia per il calcolo relativo al servizio di climatizzazione invernale, sia per il calcolo relativo al servizio di produzione di acqua calda sanitaria.

Per il calcolo di $Q_{gn,ls}$ si rimanda ai paragrafi relativi al calcolo delle perdite del sottosistema di generazione.

Di seguito sono descritti i due casi possibili:

1. Qualora vi sia una generazione combinata per il servizio di climatizzazione invernale e di acqua calda sanitaria, il fabbisogno di energia termica fornita $Q_{gn,in}$ (o di energia elettrica richiesta per usi termici E_{in}) per i due servizi è calcolato a partire dalla somma dell'energia termica che deve erogare il sottosistema di generazione per climatizzazione invernale, $Q_{H,gn,out}$, e per produzione di acqua calda sanitaria, $Q_{W,gn,out}$, tenendo conto della tipologia specifica dell'impianto, dalla quale dipende la modalità di calcolo delle perdite del sottosistema di generazione $Q_{gn,ls}$. Tale valore è quindi ripartito sui due servizi secondo i coefficienti P_H e P_W , definiti come:

$$P_H = \frac{Q_{H,gn,out}}{Q_{gn,out}} \quad [-]$$

$$P_W = \frac{Q_{W,gn,out}}{Q_{gn,out}} \quad [-] \quad (120)$$

dove:

$$Q_{gn,out} = Q_{H,gn,out} + Q_{W,gn,out} \quad [\text{kWh}]$$

(121)

Pertanto:

$$\begin{aligned} Q_{H,gn,in} &= Q_{gn,in} \cdot P_H && [\text{kWh}] \\ Q_{W,gn,in} &= Q_{gn,in} \cdot P_W && [\text{kWh}] \end{aligned} \quad (122)$$

nel caso di sottosistemi di generazione alimentati da un vettore energetico non elettrico, o

$$\begin{aligned} E_{H,in} &= E_{in} \cdot P_H && [\text{kWh}] \\ E_{W,in} &= E_{in} \cdot P_W && [\text{kWh}] \end{aligned} \quad (123)$$

nel caso di sottosistemi di generazione alimentati da vettore elettrico.

2. Qualora vi sia una generazione separata per il servizio di climatizzazione invernale e di acqua calda sanitaria, il fabbisogno di energia termica fornita per ogni servizio ($Q_{H,gn,in}$ e $Q_{W,gn,in}$) o il fabbisogno di energia elettrica richiesta per usi termici per ogni servizio ($E_{H,in}$ e $E_{W,in}$) – a seconda del vettore energetico che alimenta il sottosistema di generazione, è calcolato a partire dall'energia termica erogata dal sottosistema di generazione per i due servizi ($Q_{H,gn,out}$ e $Q_{W,gn,out}$), considerati in modo separato, tenendo conto della tipologia specifica dell'impianto. Il calcolo delle perdite dei sottosistemi di generazione ($Q_{H,gn,ls}$ e $Q_{W,gn,ls}$) è effettuato in modo indipendente per i due servizi.

L'energia termica erogata dal sottosistema di generazione della climatizzazione invernale ($Q_{H,gn,out}$) è determinata a partire dal fabbisogno di energia termica richiesta per climatizzazione invernale ($Q_{H,d,in}$), al netto dell'autoproduzione di energia termica dell'impianto solare termico eventualmente presente ed asservito interamente o in parte alla climatizzazione invernale ($Q_{H,ts,cons}$).

Si possono verificare due situazioni:

- se $Q_{H,d,in} \geq Q_{H,ts,out}$

$$\begin{aligned} Q_{H,gn,out} &= Q_{H,d,in} - Q_{H,ts,out} && [\text{kWh}] \\ Q_{H,ts,cons} &= Q_{H,ts,out} && [\text{kWh}] \\ Q_{H,ts,exp} &= 0 && [\text{kWh}] \end{aligned} \quad (124)$$

- se $Q_{H,d,in} < Q_{H,ts,out}$

$$\begin{aligned} Q_{H,gn,out} &= 0 && [\text{kWh}] \\ Q_{H,ts,cons} &= Q_{H,d,in} && [\text{kWh}] \\ Q_{H,ts,exp} &= Q_{H,ts,out} - Q_{H,ts,cons} && [\text{kWh}] \end{aligned} \quad (125)$$

Per il calcolo di $Q_{H,ts,out}$ si rimanda al Paragrafo 3.6.1.

Il fabbisogno di energia termica richiesta per climatizzazione invernale ($Q_{H,d,in}$) è determinato come somma del fabbisogno effettivo di energia termica utile più le perdite dei sottosistemi di distribuzione e accumulo, al netto dell'energia termica recuperata dagli ausiliari del sottosistema di distribuzione.

$$Q_{H,d,in} = Q_{Hr} + Q_{H,ls,d} + Q_{H,ls,s} - Q_{H,aux,d,lrh} \quad [\text{kWh}] \quad (126)$$

dove:

- Q_{Hr} fabbisogno effettivo di energia termica utile per climatizzazione invernale, che tiene conto delle perdite di emissione e di regolazione, e corrisponde all'energia termica che il sottosistema di distribuzione deve immettere negli ambienti, [kWh];
- $Q_{H,ls,d}$ perdite del sottosistema di distribuzione, [kWh];
- $Q_{H,ls,s}$ perdite dell'eventuale sottosistema di accumulo, [kWh];
- $Q_{H,aux,d,lrh}$ energia termica recuperata dall'energia elettrica del sottosistema di distribuzione, [kWh].

L'energia termica erogata dal sottosistema di generazione della produzione di acqua calda sanitaria ($Q_{W,gn,out}$) è determinata a partire del fabbisogno di energia termica richiesta per produzione di acqua calda sanitaria ($Q_{W,d,in}$), al netto dell'autoproduzione di energia termica dell'impianto solare termico eventualmente presente ed asservito totalmente o in parte alla produzione di acqua calda sanitaria ($Q_{W,ts,cons}$).

Si possono verificare due situazioni:

- se $Q_{W,d,in} \geq Q_{W,ts,out}$

$$Q_{W,gn,out} = Q_{W,d,in} - Q_{W,ts,out} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{W,ts,cons} = Q_{W,ts,out} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{W,ts,exp} = 0 \quad [\text{kWh}]$$

(127)

- se $Q_{W,d,in} < Q_{W,ts,out}$

$$Q_{W,gn,out} = 0 \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{W,ts,cons} = Q_{W,d,in} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{W,ts,exp} = Q_{W,ts,out} - Q_{W,ts,cons} \quad [\text{kWh}]$$

(128)

Per il calcolo di $Q_{W,ts,out}$ si rimanda al Paragrafo 3.6.1.

Il fabbisogno di energia termica richiesta per produzione di acqua calda sanitaria è determinato come somma del fabbisogno di energia termica utile più le perdite dei sottosistemi di erogazione, distribuzione, accumulo e circuito primario.

Definendo:

$$Q_{W,d,in} = Q_{W,nd} + Q_{W,ls,er} + Q_{W,ls,d} + Q_{W,ls,s} + Q_{W,ls,pd} \quad [\text{kWh}] \quad (129)$$

dove:

- $Q_{W,nd}$ fabbisogno di energia termica utile per la produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];
- $Q_{W,ls,er}$ perdite del sottosistema di erogazione, [kWh];
- $Q_{W,ls,d}$ perdite del sottosistema di distribuzione, [kWh];
- $Q_{W,ls,s}$ perdite dell'eventuale sottosistema di accumulo, [kWh];
- $Q_{W,ls,pd}$ perdite del circuito primario, [kWh].

Il fabbisogno effettivo di energia termica utile Q_{Hr} è anche definito come:

$$Q_{Hr} = Q_{H,d,out} \quad [\text{kWh}] \quad (130)$$

ed è calcolato come:

$$Q_{Hr} = Q'_h + Q_{H,ls,e} + Q_{H,ls,rg} - Q_{H,aux,e,lrh} \quad [\text{kWh}] \quad (131)$$

dove:

- Q'_h fabbisogno ideale netto di energia termica utile per climatizzazione invernale, [kWh];
- $Q_{H,ls,e}$ perdite del sottosistema di emissione, [kWh];
- $Q_{H,ls,rg}$ perdite del sottosistema di regolazione, [kWh];
- $Q_{H,lrh,e,aux}$ energia termica recuperata dagli ausiliari elettrici del sottosistema di emissione (ai fini della presente procedura, considerati direttamente all'interno dei rendimenti del sottosistema di emissione), [kWh].

Il fabbisogno ideale netto di energia termica utile per climatizzazione invernale è calcolato come:

$$Q'_h = Q_{H,nd} - Q_{W,lrh} \quad [\text{kWh}] \quad (132)$$

dove:

- $Q_{H,nd}$ fabbisogno di energia termica ideale per climatizzazione invernale, calcolato come indicato al Paragrafo 2.1, [kWh];
- $Q_{W,lrh}$ perdite recuperate dal sistema di produzione di acqua calda sanitaria; il termine è determinato con la formula (135), [kWh];

3.3.1. Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di produzione di acqua calda sanitaria (UNI/TS 11300-2:2008)

L'energia termica erogata dal sottosistema di generazione per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria è definita da $Q_{W,gn,out}$ come:

$$Q_{W,gn,out} = Q_{W,nd} + Q_{W,ls} \quad [\text{kWh}] \quad (133)$$

dove:

$$Q_{W,ls} = Q_{W,ls,er} + Q_{W,ls,d} + Q_{W,ls,pd} + Q_{W,ls,s} \quad [\text{kWh}] \quad (134)$$

dove:

- $Q_{W,ls,er}$ perdite del sottosistema di erogazione, [kWh];
- $Q_{W,ls,d}$ perdite del sottosistema di distribuzione, [kWh];
- $Q_{W,ls,s}$ perdite dell'eventuale sottosistema di accumulo, [kWh];
- $Q_{W,ls,pd}$ perdite del circuito primario, [kWh].

Le perdite totali recuperate dal sistema di produzione di acqua calda sanitaria ai fini della climatizzazione invernale degli ambienti sono date da:

$$Q_{W,lrh} = Q_{W,lrh,d} + Q_{W,lrh,s} + Q_{W,lrh,pd} \quad [\text{kWh}] \quad (135)$$

dove:

- $Q_{W,lrh,d}$ perdite recuperate dal sottosistema di distribuzione, [kWh];
- $Q_{W,lrh,s}$ perdite recuperate dall'eventuale sottosistema di accumulo, [kWh];
- $Q_{W,lrh,pd}$ perdite recuperate dal circuito primario, [kWh].

3.3.1.1. Sottosistema di erogazione (UNI/TS 11300-2:2008)

Si assume come rendimento di erogazione $\eta_{w,er}$, un valore convenzionale pari a 0,95. Le perdite di erogazione si considerano tutte non recuperabili.

Non si considerano fabbisogni di energia elettrica.

Le perdite di erogazione dell'acqua calda sanitaria $Q_{W,ls,er}$ si calcolano con la formula seguente:

$$Q_{W,ls,er} = Q_{W,nd} \cdot \frac{1 - \eta_{w,er}}{\eta_{w,er}} \quad [\text{kWh}] \quad (136)$$

dove:

- $Q_{W,nd}$ fabbisogno annuale di energia termica utile per la produzione di acqua calda sanitaria, [kWh].
- $\eta_{w,er}$ rendimento di erogazione, [-].

Anche in caso di assenza di impianto di produzione di acqua calda sanitaria si assume lo stesso rendimento di erogazione pari a 0,95.

3.3.1.2. Sottosistema di distribuzione (UNI/TS 11300-2:2008 - UNI EN 15316-3-2:2007)

In assenza di ricircolo il calcolo delle perdite $Q_{W,ls,d}$ si effettua in modo semplificato utilizzando i coefficienti di perdita $f_{w,ls,d}$ del Prospetto 40.

In questo caso risulta:

$$Q_{W,ls,d} = \frac{Q_{W,nd}}{\eta_{W,er}} \cdot f_{W,ls,d} \quad [\text{kWh}] \quad (137)$$

$f_{W,ls,d}$ coefficiente di perdita della rete di distribuzione nel caso di assenza di ricircolo, [-].

Prospetto 40 - Perdite e recuperi della distribuzione, nel caso di assenza di ricircolo

Tipologia di sistemi	Coefficiente di perdita $f_{W,ls,d}$	Coefficiente di recupero $f_{W,lrh,d}$
Sistemi installati prima dell'entrata in vigore della Legge 373/76	0,12	0,5
Sistemi installati dopo l'entrata in vigore della Legge 373/77	0,08	0,5

Qualora sia presente una rete di ricircolo, la procedura è differente nel caso di edifici esistenti e edifici di nuova costruzione.

Edifici esistenti

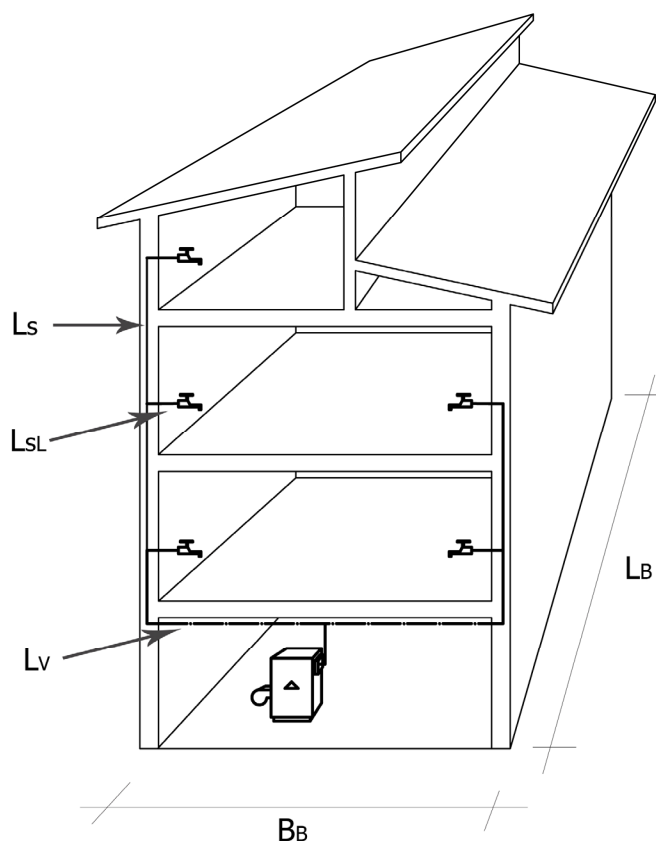
Nel caso di edifici esistenti, le perdite termiche associate al sistema di distribuzione si calcolano sommando le perdite nei tratti di rete dell'anello di ricircolo (di lunghezza $L_V + L_S$) e nei tratti di rete che non appartengono all'anello di ricircolo (di lunghezza L_{SL}).

Il calcolo è svolto attribuendo ai diversi tratti della rete una lunghezza convenzionale che tiene conto delle dimensioni e della struttura interna dell'edificio; anche i valori delle perdite termiche specifiche e della trasmittanza lineica delle tubazioni sono assegnati in modo convenzionale.

In questo caso le perdite termiche del sottosistema di distribuzione si calcolano come:

$$Q_{W,ls,d} = [(L_V + L_S) \cdot \phi + L_{SL} \cdot \psi_{SL} \cdot (\theta_{W,m} - \theta_a)] \cdot t \quad [\text{kWh}] \quad (138)$$

Figura 9 - Indicazioni degli elementi dell'impianto di distribuzione di acqua calda sanitaria



dove:

- L_V lunghezza dei tratti della rete di ricircolo situati in ambienti non riscaldati, in solai interpiano o all'interno delle pareti dell'edificio, e che collegano il generatore alle colonne montanti del sottosistema di distribuzione, [m];
- L_S lunghezza dei tratti orizzontali e/o verticali che si trovano all'interno delle pareti dell'edificio e che costituiscono le colonne montanti del sottosistema di distribuzione, [m];
- L_{SL} lunghezza dei tratti della rete che collegano le colonne montanti con i terminali di erogazione, [m];
- ϕ flusso termico specifico disperso dai tratti del sottosistema di distribuzione appartenenti all'anello di ricircolo, assunto pari a 40 W/m;
- ψ_{SL} trasmittanza termica lineica dei tratti del sottosistema di distribuzione non appartenenti alla rete di ricircolo, assunta pari a 0,35 W/(mK);
- $\theta_{W,m}$ temperatura media dell'acqua nella rete di distribuzione, assunta pari a 60°C;
- θ_a temperatura media dell'ambiente in cui sono installate le tubazioni, [°C];
- t durata del mese considerato, [h].

Prospetto 41 - Calcolo lunghezza dei tratti della rete di distribuzione con anello di ricircolo

Lunghezza dei tratti della rete di distribuzione con anello di ricircolo		
L_V	L_S	L_{SL}
$2 \cdot L_B + 0,0125 \cdot L_B \cdot B_B$	$0,075 \cdot L_B \cdot B_B \cdot n_p \cdot h_{ip}$	$0,075 \cdot L_B \cdot B_B \cdot n_p$

dove:

- L_B lunghezza maggiore dell'edificio, [m];
- B_B larghezza maggiore dell'edificio, [m];
- n_p numero di piani serviti dalla rete di distribuzione, [-];
- h_{ip} altezza interpiano, [m];

Qualora siano note le trasmittanze termiche lineiche dei tratti di rete, si procede al calcolo delle perdite come riportato nella formula (139).

La procedura appena descritta può essere applicata solo per edifici esistenti; in tutti gli altri casi il calcolo delle perdite del sottosistema di distribuzione deve essere effettuato in maniera dettagliata.

Altri casi

In tutti gli altri casi, le perdite totali del sottosistema di distribuzione sono date dalla sommatoria delle perdite dei singoli tratti:

$$Q_{W,ls,d} = \sum_i L_i \cdot \psi_i \cdot (\theta_{W,m} - \theta_{a,i}) \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (139)$$

dove:

- L_i lunghezza del tratto i-esimo della rete di distribuzione considerato, [m];
- ψ_i trasmittanza termica lineica del tratto i-esimo della rete di distribuzione considerato, [W/mK];
- $\theta_{W,m}$ temperatura media dell'acqua nella rete di distribuzione, assunta pari a 60°C;
- $\theta_{a,i}$ temperatura media dell'ambiente i-esimo in cui sono installate le tubazioni, [°C];
- t durata del mese considerato, [h].

Per tubazioni isolate secondo lo spessore completo (100% del valore di legge), indicato nell'Allegato B del D.P.R. 412:93, la trasmittanza lineica ψ_i in funzione del diametro d è calcolabile con:

$$\psi_i = 0,143 + 0,0018 \cdot d \quad [\text{W/mK}] \quad (140)$$

con d , diametro esterno della tubazione senza isolamento, [mm].

Qualora l'isolamento sia pari allo spessore indicato nell'Allegato B del D.P.R. 412:93 moltiplicato per 0,5, la trasmittanza lineica ψ_i è calcolata con:

$$\psi_i = 0,19 + 0,0034 \cdot d \quad [\text{W/mK}] \quad (141)$$

Qualora l'isolamento sia pari allo spessore indicato nell'Allegato B del D.P.R. 412:93 moltiplicato per 0,3, la trasmittanza lineica ψ_i è calcolata con:

$$\psi_i = 0,225 + 0,00532 \cdot d \quad [\text{W/mK}] \quad (142)$$

Le perdite recuperate sono date da:

$$Q_{W,lrh,d} = f_{W,lrh,d} \cdot Q_{W,ls,d} \quad [\text{kWh}] \quad (143)$$

dove:

$f_{W,lrh,d}$ coefficiente di recupero del sottosistema di distribuzione; in caso di assenza di ricircolo i valori di default sono quelli riportati nel Prospetto 40, mentre in presenza di ricircolo il coefficiente di recupero è assunto pari a 0,2.

Nel caso di assenza di impianto di produzione di acqua calda sanitaria si assume un rendimento di default pari a 1.

Temperatura media dell'ambiente in cui sono installate le tubazioni

Come temperatura dell'ambiente $\theta_{a,i}$ in cui sono installate le tubazioni si assumono i valori riportati di seguito:

- tubazioni all'interno degli ambienti a temperatura controllata o poste in murature affacciate all'interno, temperatura interna di regolazione $\theta_{int,H}$, come indicato nel Paragrafo 2.1.2.;
- tubazioni affacciate all'esterno, temperatura dell'aria esterna media mensile, θ_e , definita negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento;
- tubazioni affacciate su locali non riscaldati, temperatura calcolata come:

$$\theta_{a,i} = \theta_{int,H} - b_{tr,U} \cdot (\theta_{int,H} - \theta_e) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (144)$$

dove $b_{tr,U}$ è il fattore di correzione come indicato nel Prospetto 15;

- tubazioni in centrale termica, temperatura calcolata come:

$$\theta_{a,i} = \theta_{int,H} - 0,3 \cdot (\theta_{int,H} - \theta_e) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (145)$$

- tubazioni interrato, temperatura media annua, θ_{me} , definita negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento.

3.3.1.3. Sottosistema di accumulo (UNI/TS 11300-2:2008)

L'impianto di acqua calda sanitaria può essere dotato di un serbatoio di accumulo. Il serbatoio può essere all'interno del generatore di calore oppure all'esterno. In questo secondo caso il serbatoio è collegato al generatore di calore mediante tubazioni e pompa di circolazione.

Nel primo caso le perdite di accumulo sono comprese nelle perdite di produzione dell'apparecchio.

Nel secondo caso si hanno:

- perdite del serbatoio;
- perdite del circuito di collegamento tra il generatore e il serbatoio.

Le perdite del sottosistema di accumulo $Q_{W,ls,s}$ si calcolano in base alla entità e alle caratteristiche della superficie disperdente dell'accumulatore e alla differenza tra la temperatura media della superficie e la temperatura media dell'ambiente nel quale l'accumulatore è installato.

$$Q_{W,ls,s} = \frac{S_s}{s_s} \cdot (\theta_s - \theta_a) \cdot t \cdot \lambda_s \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (146)$$

dove:

- S_s superficie esterna dell'accumulo, $[\text{m}^2]$;
- s_s spessore dello strato isolante, $[\text{m}]$;
- λ_s conduttività dello strato isolante, $[\text{W}/(\text{mK})]$;
- t durata del mese considerato, $[\text{h}]$;
- θ_s temperatura media nell'accumulo, $[\text{°C}]$;
- θ_a temperatura ambiente del locale in cui è installato l'accumulo $[\text{°C}]$.

In assenza di dati più precisi si può assumere una temperatura θ_a pari a :

- nel caso di accumulo installato all'interno di un ambiente a temperatura controllata si assume un valore pari alla temperatura interna di regolazione $\theta_{\text{int,H}}$;
- nel caso di accumulo installato all'interno di un ambiente non climatizzato si calcola come:

$$\theta_a = \theta_{\text{int,H}} - 0,5 \cdot (\theta_{\text{int,H}} - \theta_e) \quad [\text{°C}] \quad (147)$$

- nel caso di accumulo installato all'esterno si assume un valore pari a alla temperatura media mensile dell'aria esterna, θ_e .

Qualora sia disponibile il valore della dispersione termica dell'apparecchio H_{boll} $[\text{W}/\text{K}]$ dichiarato dal costruttore, le perdite sono calcolate con la formula seguente:

$$Q_{W,ls,s} = H_{\text{boll}} \cdot (\theta_s - \theta_a) \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (148)$$

Per edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise sulle perdite di accumulo, esse possono essere stimate con la formula seguente:

$$Q_{W,ls,s} = f'_s \cdot t \quad [\text{kWh}] \quad (149)$$

dove:

- f'_s coefficiente di perdita in funzione della classe di volume dell'accumulo, riportato nel Prospetto 42, $[\text{kW}]$.
- t durata del mese considerato, $[\text{h}]$.

Prospetto 42 - Coefficiente di perdita f_s , in funzione della classe di volume dell'accumulo

Volume di accumulo [l]	f_s [kW]
10 - 50	0,03
51 - 200	0,06
201 - 1500	0,12
1500 - 10000	0,50
Oltre 10000	0,90

Nel caso in cui l'accumulatore sia installato in un ambiente riscaldato le perdite si considerano tutte recuperate durante la stagione di riscaldamento ($Q_{W,lrh,s}=Q_{W,ls,s}$); in caso contrario non si considerano recuperi ($Q_{W,lrh,s}=0$). Si considerano invece tutte non recuperabili durante il periodo nel quale il riscaldamento non è attivo (periodo estivo).

Nel caso in cui l'accumulatore sia installato in un ambiente non riscaldato le perdite si considerano non recuperate.

Nel caso di assenza di impianto di produzione di acqua calda sanitaria non si considerano perdite di accumulo.

Perdite del circuito primario

Per le perdite del circuito di collegamento tra il generatore di calore e il serbatoio di accumulo ($Q_{W,ls,pd}$) si considerano i seguenti casi:

- distanza tra serbatoio e generatore ≤ 5 m e tubazioni di collegamento isolate: le perdite per la distribuzione si considerano trascurabili;
- distanza tra serbatoio e generatore ≤ 5 m e tubazioni di collegamento non isolate: le perdite del circuito primario e i relativi recuperi ($Q_{W,lrh,pd}$) devono essere calcolate secondo il metodo riportato nel Paragrafo 3.3.1.2, utilizzando appropriate temperature dell'acqua nel circuito primario;
- distanza tra serbatoio e generatore > 5 m le perdite del circuito primario e i relativi recuperi ($Q_{W,lrh,pd}$) devono essere calcolate secondo il metodo riportato nel Paragrafo 3.3.1.2, utilizzando appropriate temperature dell'acqua nel circuito primario.

Nel caso di assenza di impianto di produzione di acqua calda sanitaria non si considerano perdite del circuito primario.

3.3.1.4. Sottosistema di generazione (UNI/TS 11300-2:2008)

La produzione di acqua calda sanitaria può essere realizzata:

1. con impianto di produzione dedicato con proprio generatore di calore:
 - a. impianto centralizzato di produzione di acqua calda sanitaria a servizio di più unità immobiliari di un edificio. In questo caso il calcolo del rendimento di generazione si effettua col metodo analitico, come specificato al Paragrafo 3.3.4 relativo al rendimento di generazione per impianto di climatizzazione invernale.

- b. impianto autonomo di produzione per singola unità immobiliare. In questo caso si considera la procedura di seguito indicata utilizzando il rendimento di generazione stagionale certificato del prodotto, ove disponibile, oppure i dati del Prospetto 43;
2. con impianto misto riscaldamento/acqua calda sanitaria:
- c. produzione combinata di energia termica per riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria con unico generatore che alimenta uno scambiatore con o senza accumulo per la produzione di acqua calda sanitaria;
 - d. produzione con generatore combinato riscaldamento/acqua calda sanitaria.

In entrambi i casi c e d si calcola il rendimento di generazione, come indicato al Paragrafo 3.3.4, sommando nella stagione di riscaldamento i fabbisogni per acqua calda sanitaria ai fabbisogni di climatizzazione invernale.

Nel caso c durante il periodo di sola produzione di acqua calda sanitaria il fattore di carico è determinato dai soli fabbisogni per acqua calda sanitaria, mentre nel caso d si possono utilizzare i dati certificati di prodotto, ove disponibili, oppure i dati del Prospetto 43.

Nel caso 1 le perdite del sottosistema di generazione si calcolano tramite la:

$$Q_{W,ls,gn} = \left(\frac{1}{\eta_{W,gn}} - 1 \right) \cdot Q_{W,gn,out} \quad [\text{kWh}] \quad (150)$$

dove:

$\eta_{W,gn}$ rendimento stagionale del generatore, [-].

Nel caso di sottosistemi di generazione alimentati da un vettore energetico non elettrico, l'energia termica fornita per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria è pertanto pari a:

$$Q_{W,gn,in} = Q_{W,gn,out} + Q_{W,ls,gn} \quad [\text{kWh}] \quad (151)$$

Nel caso di sottosistemi di generazione alimentati da vettore elettrico, l'energia elettrica richiesta per usi termici per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria è pertanto pari a:

$$E_{W,in} = Q_{W,gn,out} + Q_{W,ls,gn} \quad [\text{kWh}] \quad (152)$$

Prospetto 43 - Rendimenti di default degli scaldacqua con sorgente interna di calore

Tipo di apparecchio	Versione	Rendimento* stagionale [%]
Generatore a gas di tipo istantaneo per sola produzione di acqua calda sanitaria	Tipo B con pilota permanente	45
	Tipo B senza pilota	77
	Tipo C senza pilota	80
Generatore a gas ad accumulo per sola produzione di acqua calda sanitaria	Tipo B con pilota permanente	40
	Tipo B senza pilota	72
	Tipo C senza pilota	75
Bollitore elettrico ad accumulo	-	75**
Bollitori ad accumulo a fuoco diretto	A camera aperta	70
	A condensazione	90
* I dati di rendimento riportati possono essere utilizzati in mancanza di dati forniti dal costruttore dell'apparecchio.		
** Ai fini del calcolo dell'energia primaria, il fabbisogno di energia deve essere considerato tra i fabbisogni elettrici, applicando il relativo fattore di conversione.		
NOTA I rendimenti forniti dal prospetto tengono già conto, per gli apparecchi ad accumulo, della perdita di accumulo, valutata pari a circa il 10%.		

Nel caso di assenza di impianto di produzione di acqua calda sanitaria si assume che la generazione sia effettuata tramite un bollitore elettrico ad accumulo con il relativo rendimento.

3.3.2. Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione invernale (UNI/TS 11300-2:2008)

3.3.2.1. Sottosistema di emissione (UNI/TS 11300-2:2008)

La determinazione delle perdite di emissione è notevolmente influenzata dalle caratteristiche del locale e in modo particolare dalla sua altezza. I prospetti seguenti forniscono valori di rendimento di emissione nei due casi: locali di altezza non maggiore di 4 metri e grandi ambienti di altezza superiore a 4 metri.

Le perdite del sottosistema di emissione si calcolano in base ai valori di rendimento forniti dai prospetti riportati di seguito attraverso formula seguente:

$$Q_{H,ls,e} = Q'_h \cdot \frac{1 - \eta_{H,e}}{\eta_{H,e}} \quad [\text{kWh}] \quad (153)$$

dove:

Q'_h fabbisogno ideale netto di energia termica utile per climatizzazione invernale, [kWh];
 $\eta_{H,e}$ rendimento del sottosistema di emissione, [-].

Qualora la zona termica considerata sia riscaldata per mezzo di caminetti, stufe o inserti, senza sistema di distribuzione del fluido termovettore, si considera, ai fini della presente procedura, un rendimento di emissione pari a quello del sottosistema di emissione di tipo "a radiatori" (su parete interna o esterna a seconda dell'effettiva posizione del caminetto, stufa o inserto).

Locali di altezza minore di 4 metri

Nel caso di locali di altezza minore di 4 metri i valori del rendimento di emissione per varie tipologie di unità terminali sono riportati nel Prospetto 44.

Prospetto 44 - Rendimenti del sottosistema di emissione in locali di altezza minore di 4 m

Tipo di terminale di erogazione	Carico termico specifico medio annuo W/m^3		
	<4	4 ÷ 10	>10
	η_e		
Radiatori su parete esterna isolata ^(a)	0,95	0,94	0,92
Radiatori su parete interna	0,96	0,95	0,92
Ventilconvettori valori riferiti a t_{media} acqua = 45°C	0,96	0,95	0,94
Termoconvettori	0,94	0,93	0,92
Bocchette in sistemi ad aria calda	0,94	0,92	0,90
Pannelli isolati annegati a pavimento	0,99	0,98	0,97
Pannelli annegati a pavimento	0,98	0,96	0,94
Pannelli annegati a soffitto	0,97	0,95	0,93
Pannelli a parete	0,97	0,95	0,93

a) Il rendimento indicato è riferito ad una temperatura di mandata dell'acqua di 85°C.
Per parete riflettente, si incrementa il rendimento di 0,01.
In presenza di parete esterna non isolata ($U > 0,8 W/m^2K$) si riduce il rendimento di 0,04.
Per temperatura di mandata dell'acqua $\leq 65^\circ C$ si incrementa il rendimento di 0,03.

Nel caso di terminali di emissione di tipo split, ai fini della presente procedura si considera un rendimento di emissione pari a quello indicato nel Prospetto 44 per i ventilconvettori.

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione invernale si assume un rendimento di default pari a quello indicato nel Prospetto 44 per radiatori su parete esterna non isolata.

Locali di altezza maggiore di 4 metri

Per ambienti riscaldati di altezza maggiore di 4 metri i rendimenti di emissione dipendono non solo dal carico termico medio annuale, ma sono fortemente influenzati dalla tipologia e dalle caratteristiche dei componenti, dalle modalità di installazione e dalle caratteristiche stesse della zona termica.

Il Prospetto 45 fornisce valori del rendimento di emissione per le tipologie di terminali di erogazione utilizzati nei locali di altezza maggiore di 4 metri.

Prospetto 45 - Rendimenti del sottosistema di emissione in locali di altezza maggiore di 4 m

Descrizione	Carico termico specifico medio annuo [W/m ³]								
	<4			4 ÷ 10			>10		
	Altezza del locale								
	6	10	14	6	10	14	6	10	14
Generatore d'aria calda singolo a basamento o pensile	0,97	0,96	0,95	0,95	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91
Areotermi ad acqua	0,96	0,95	0,94	0,94	0,93	0,92	0,92	0,91	0,9
Generatore d'aria calda singolo pensile a condensazione	0,98	0,97	0,96	0,96	0,95	0,94	0,94	0,93	0,92
Strisce radianti ad acqua, a vapore, a fuoco diretto	0,99	0,98	0,97	0,97	0,97	0,96	0,96	0,96	0,95
Riscaldatori ad infrarossi	0,98	0,97	0,96	0,96	0,96	0,95	0,95	0,95	0,94
Pannelli a pavimento annegati	0,98	0,97	0,96	0,96	0,96	0,95	0,95	0,95	0,95
Pannelli a pavimento isolati	0,99	0,98	0,97	0,97	0,97	0,96	0,96	0,96	0,95

Calcolo del carico termico specifico medio annuale

Il carico termico specifico medio annuale Φ' è ottenuto dividendo il fabbisogno ideale netto annuale di energia termica utile per il tempo convenzionale di esercizio dei terminali di emissione (posto convenzionalmente pari al tempo di attivazione del generatore) e per il volume lordo climatizzato della zona:

$$\Phi' = \frac{\sum_i Q'_{h,i}}{t_{gn} \cdot V_{l,c}} \cdot 10^3 \quad [\text{W/m}^3] \quad (154)$$

dove la sommatoria è estesa su tutti i mesi della stagione di riscaldamento e:

$Q'_{h,i}$ fabbisogno mensile ideale netto di energia termica utile per climatizzazione invernale, [kWh];

t_{gn} tempo di attivazione del generatore, come indicato al Paragrafo 3.3.4 [h].

3.3.2.2. Sottosistema di regolazione (UNI/TS 11300-2:2008)

I rendimenti di regolazione per varie tipologie di regolatori associati a diverse tipologie di terminali di erogazione sono riportati nel Prospetto 46.

Prospetto 46 - Rendimenti del sottosistema di regolazione

Tipo di regolazione	Caratteristiche	Sistemi a bassa inerzia termica	Sistemi ad elevata inerzia termica	
		Radiatori, convettori, ventilconvettori, strisciradianti ed aria calda	Pannelli integrati nelle strutture edilizie e disaccoppiati termicamente	Pannelli annegati nelle strutture edilizie e non disaccoppiati termicamente
Solo climatica (compensazione con sonda esterna)		$1-(0,6\eta_{u,y})^*$	$0,98-(0,6\eta_{u,y})$	$0,94-(0,6\eta_{u,y})$
Solo ambiente con regolatore	On off	0,94	0,92	0,88
	PI o PID	0,99	0,97	0,93
	P banda prop. 0,5°C	0,98	0,96	0,92
	P banda prop. 1°C	0,97	0,95	0,91
	P banda prop. 2°C	0,95	0,93	0,89
Climatica + ambiente con regolatore	On off	0,97	0,95	0,93
	PI o PID	0,995	0,99	0,97
	P banda prop. 0,5°C	0,99	0,98	0,96
	P banda prop. 1°C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 2°C	0,97	0,96	0,94
Solo zona con regolatore	On off	0,93	0,91	0,87
	PI o PID	0,995	0,99	0,97
	P banda prop. 0,5°C	0,99	0,98	0,96
	P banda prop. 1°C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 2°C	0,94	0,92	0,88
Climatica + zona con regolatore	On off	0,96	0,94	0,92
	PI o PID	0,995	0,98	0,96
	P banda prop. 0,5°C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 1°C	0,97	0,96	0,94
	P banda prop. 2°C	0,96	0,95	0,93

* γ è calcolato come il rapporto tra gli apporti e le perdite, definito nel paragrafo 2.1.9.1.
 η_u fattore di utilizzo degli apporti, definito nel paragrafo 2.1.9.1.

Nel caso di regolazione manuale (termostato di caldaia), si possono utilizzare i valori indicati per una regolazione di tipo “solo climatica” con una penalizzazione di 5 punti percentuali.

Le perdite del sottosistema di regolazione si calcolano con la formula seguente:

$$Q_{H,ls,rg} = (Q'_h + Q_{H,ls,e}) \cdot \frac{1 - \eta_{H,rg}}{\eta_{H,rg}} \quad [\text{kWh}]$$

(155)

dove:

Q'_h fabbisogno ideale netto di energia termica utile per climatizzazione invernale, [kWh];

$Q_{H,ls,e}$ perdite termiche del sottosistema di emissione, [kWh];

$\eta_{H,rg}$ rendimento del sottosistema di regolazione, [-].

Qualora la zona termica considerata sia riscaldata per mezzo di caminetti, stufe o inserti, senza un sistema di distribuzione del fluido termovettore, si considera, ai fini della presente procedura, un rendimento di regolazione pari a quello indicato per regolazione manuale (termostato di caldaia).

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione invernale si assume un rendimento di default pari a quello indicato per regolazione manuale (termostato di caldaia).


3.3.2.3. Sottosistema di distribuzione (UNI/TS 11300-2:2008)

La determinazione delle perdite di distribuzione può essere eseguita mediante il ricorso a dati precalcolati ricavati dai prospetti seguenti in base alle principali caratteristiche del sottosistema.


Ove le caratteristiche del sistema di distribuzione valutato non siano riscontrabili in una delle configurazioni riportate nei prospetti seguenti è necessario ricorrere al metodo di calcolo dettagliato descritto nell'Appendice C della presente sezione, nel caso di impianti con fluido termovettore acqua, e ai metodi analitici descritti nelle norme pertinenti nel caso di impianti con fluido termovettore aria.

Nel caso si utilizzino i valori dei rendimenti tabulati, non si prevedono recuperi termici dalle pompe di distribuzione.

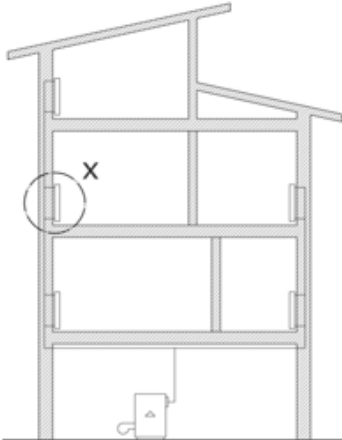
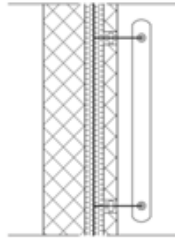
Prospetto 47 - Rendimenti del sottosistema di distribuzione

IMPIANTI AUTONOMI				
	Isolamento distribuzione			
	Legge 10/91 Periodo di realizzazione dopo 1993	Discreto Periodo di realizzazione 1993-1977	Medio Periodo di realizzazione 1976-1961	Insufficiente Periodo di realizzazione prima del 1961
	0,990	0,980	0,969	0,958

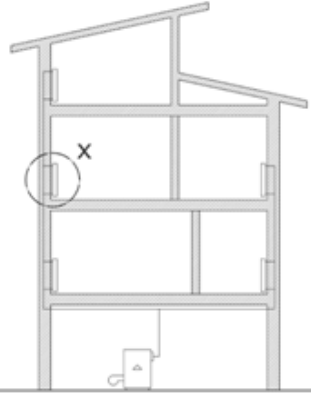
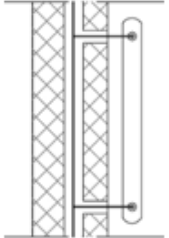
Prospetto 48 - Rendimenti del sottosistema di distribuzione

IMPIANTI CENTRALIZZATI A DISTRIBUZIONE ORIZZONTALE				
	Altezza edificio	Isolamento distribuzione		
		Legge 10/91 Periodo di realizzazione dopo 1993	Discreto Periodo di realizzazione 1993-1977	Medio Periodo di realizzazione 1976-1961
	Fino a 3 piani	0,980	0,969	0,958
Oltre 3 piani	0,990	0,980	0,969	0,958

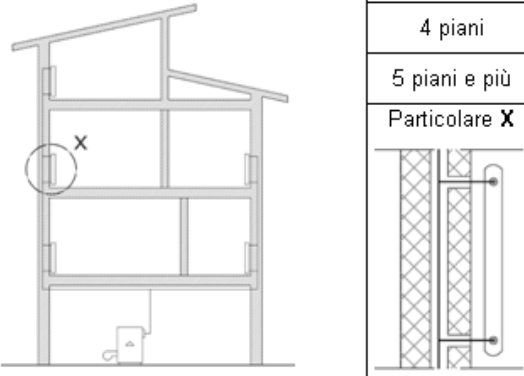
Prospetto 49 - Rendimenti del sottosistema di distribuzione

IMPIANTI CENTRALIZZATI CON MONTANTI DI DISTRIBUZIONE		
Tipo di distribuzione	Altezza edificio	Isolamento distribuzione nel cantinato secondo legge 10/91
		Periodo di realizzazione dopo il 1993
Montanti in traccia nei paramenti interni. Isolamento secondo legge 10/91 Periodo di costruzione: dopo il 1993 	1 piano	0,936
	2 piani	0,947
	3 piani	0,958
	4 piani	0,969
	5 piani e più	0,98
	Particolare X	

Prospetto 50 - Rendimenti del sottosistema di distribuzione

IMPIANTI CENTRALIZZATI CON MONTANTI DI DISTRIBUZIONE					
Tipo di distribuzione	Altezza edificio	Isolamento distribuzione nel cantinato			
		Legge 10/91 Periodo di realizzazione dopo 1993	Discreto Periodo di realizzazione 1993-1977	Medio Periodo di realizzazione 1976-1961	Insufficiente Periodo di realizzazione prima del 1961
Montanti in traccia nei paramenti interni o nell'intercapedine - Isolamento leggero Periodo di costruzione: 1993-1977 	1 piano	0,908	0,880	0,868	0,856
	2 piani	0,925	0,913	0,901	0,889
	3 piani	0,939	0,927	0,917	0,904
	4 piani	0,949	0,938	0,927	0,915
	5 piani e più	0,955	0,943	0,934	0,922
	Particolare X				

Prospetto 51 - Rendimenti del sottosistema di distribuzione

IMPIANTI CENTRALIZZATI CON MONTANTI DI DISTRIBUZIONE					
Tipo di distribuzione	Altezza edificio	Isolamento distribuzione nel cantinato			
		Legge 10/91 Periodo di realizzazione dopo 1993	Discreto Periodo di realizzazione 1993-1977	Medio Periodo di realizzazione 1976-1961	Insufficiente Periodo di realizzazione prima del 1961
Montanti correnti nell'intercapedine. Senza isolamento Periodo di costruzione: prima del 1976 	1 piano	0,901	0,876	0,851	0,824
	2 piani	0,913	0,925	0,901	0,876
	3 piani	0,925	0,936	0,913	0,889
	4 piani	0,936	0,936	0,913	0,901
	5 piani e più	0,947	0,947	0,925	0,913
	Particolare X				

Le perdite di distribuzione si calcolano con la formula seguente:

$$Q_{H,ls,d} = Q_{Hr} \cdot \frac{1 - \eta_{H,d}}{\eta_{H,d}} \quad [\text{kWh}] \quad (156)$$

dove:

Q_{Hr} fabbisogno effettivo di energia termica utile, [kWh];
 $\eta_{H,d}$ rendimento del sottosistema di distribuzione, [-].

I valori dei prospetti si riferiscono a distribuzione con temperatura variabile, con temperature di mandata e ritorno di progetto di 80°C / 60°C.

Per temperature di progetto differenti si applicano i valori dei rendimenti corretti forniti nel Prospetto 52.

Prospetto 52 - Rendimenti del sottosistema di distribuzione, corretti in funzione della tipologia di terminale di erogazione

Temperatura di mandata e ritorno di progetto	Rendimenti corretti	Tipologia dell'impianto
70/55	$1 - (1 - \eta_{H,d}) \cdot 0,85$	Impianto a radiatori a temperatura variabile
55/45	$1 - (1 - \eta_{H,d}) \cdot 0,60$	Impianto a ventilconvettori
30/35	$1 - (1 - \eta_{H,d}) \cdot 0,25$	Impianto a pannelli

Nel caso di presenza di più zone termiche alimentate dal medesimo sottosistema di distribuzione, si considera il valore di rendimento corretto secondo il caso più sfavorevole.

Qualora la zona termica considerata sia riscaldata per mezzo di caminetti, stufe o inserti, senza sistema di distribuzione del fluido termovettore, si considera, ai fini della presente procedura, un rendimento di distribuzione pari ad 1.

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione invernale si assume un rendimento di default pari a 0,958.

3.3.2.4. Sottosistema di accumulo (UNI/TS 11300-2:2008)

Qualora l'impianto di climatizzazione invernale sia dotato di un serbatoio di accumulo, le perdite $Q_{H,ls,s}$ si calcolano secondo quanto riportato nel Paragrafo 3.3.1.3.

Le perdite associate all'eventuale circuito primario sono calcolate insieme alle perdite del sottosistema di generazione.

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione invernale non si considerano perdite del sottosistema di accumulo.

3.3.2.5. Sottosistema di generazione (UNI/TS 11300-2:2008)

Nel caso in cui il sottosistema di generazione sia utilizzato per il servizio combinato di riscaldamento e di produzione di acqua calda sanitaria, si procede al calcolo delle perdite di generazione a partire dal fabbisogno di energia termica in uscita dal generatore per la climatizzazione invernale e acqua calda sanitaria $Q_{gn,out}$, calcolato come:

$$Q_{gn,out} = Q_{H,gn,out} + Q_{W,gn,out} \quad [\text{kWh}] \quad (157)$$

dove:

$Q_{H,gn,out}$ fabbisogno di energia termica in uscita dal generatore per la climatizzazione invernale, [kWh];

$Q_{W,gn,out}$ fabbisogno di energia termica in uscita dal generatore per la produzione di acqua calda sanitaria, [kWh].

In caso contrario, qualora vi sia una generazione separata per climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, le perdite di generazione sono calcolate a partire dai singoli fabbisogni $Q_{H,gn,out}$ e $Q_{W,gn,out}$ (quando la presente procedura richiede il calcolo analitico).

Le perdite di generazione non dipendono solo dalle caratteristiche del generatore di calore, ma sono fortemente influenzate anche dalle modalità di inserimento del generatore nell'impianto e, in particolare, dal suo dimensionamento rispetto al fabbisogno di energia termica, dalle modalità di installazione e dalla temperatura dell'acqua (media e/o di ritorno al generatore) nelle condizioni di esercizio (medie mensili).

Il rendimento medio stagionale di produzione differisce quindi dai rendimenti a pieno carico ed a carico parziale ottenuti con prove di laboratorio secondo le norme di riferimento.

Per il calcolo delle perdite del sottosistema di generazione si fa riferimento al paragrafo 3.3.4.

3.3.3. Fabbisogno di energia elettrica dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione invernale (UNI/TS 11300-2:2008)

Il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari dell'impianto di climatizzazione invernale $E_{H,aux}$ è espresso da:

$$E_{H,aux} = E_{H,aux,e} + E_{H,aux,d} + E_{H,aux,gn} \quad [kWh] \quad (158)$$

dove:

- $E_{H,aux,e}$ fabbisogno totale di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di emissione, [kWh];
- $E_{H,aux,d}$ fabbisogno totale di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di distribuzione, [kWh];
- $E_{H,aux,gn}$ fabbisogno totale di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di generazione, [kWh].

Il fabbisogno $E_{H,aux}$ viene calcolato in base ai dati di progetto dell'impianto, ai dati dei componenti e alle modalità di regolazione, gestione ed esercizio previste.

Ai fini della presente procedura, i fabbisogni di energia elettrica degli ausiliari dei sottosistemi degli impianti di riscaldamento di tipo caminetti, stufe e inserti sono considerati nulli.

3.3.3.1. Ausiliari elettrici del sottosistema di emissione (UNI/TS 11300-2:2008)

I fabbisogni elettrici dei terminali di erogazione del calore sono riportati nel Prospetto 53 in funzione della diversa tipologia.

Prospetto 53 - Fabbisogni elettrici per ausiliari del sottosistema di emissione

Fabbisogni elettrici			
Categoria di terminali	Tipologie	Fabbisogni elettrici unitari	
Terminali privi di ventilatore con emissione del calore per convezione naturale ed irraggiamento	Radiatori, convettori, strisce radianti, pannelli isolanti dalle strutture ed annegati nelle strutture	Nulli	
Terminali di erogazione per immissione di aria calda	Bocchette e diffusori in genere	Si considerano compresi nella distribuzione dell'aria	
Terminali di erogazione ad acqua con ventilatore a bordo (emissione prevalente per convezione forzata)	Ventilconvettori, convettori ventilati, apparecchi in genere con ventilatore ausiliario	Portata d'aria m ³ /h	Potenza elettrica ^(*) W
		Fino a 200 m ³ /h	40
		Da 200 a 400 m ³ /h	50
Generatori d'aria calda non canalizzati (**)	Generatori pensili - Generatori a basamento -Roof top	Da 400 a 600 m ³ /h	60
		1500	90
		2500	170
		3000	250
		4000	350
		6000	700
		8000	900
(*) Valori default da utilizzare in mancanza di dati forniti dal fabbricante.			
(**) Nel caso di generatori canalizzati il fabbisogno di energia elettrica del ventilatore deve essere compreso nella distribuzione.			

Nel caso di terminali con ventilatore, il fabbisogno di energia elettrica nel periodo di tempo considerato si calcola, per ogni terminale, come segue:

- unità con il ventilatore sempre in funzione (generatori d'aria calda con regolazione modulante):

$$E_{H,aux,e} = t_{gn} \cdot W_{e,vn} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (159)$$

- unità con arresto del ventilatore al raggiungimento della temperatura prefissata (per esempio ventilconvettori):

$$E_{H,aux,e} = FC_e \cdot t_{gn} \cdot W_{e,vn} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (160)$$

dove:

- t_{gn} tempo di attivazione del generatore, [h];
- $W_{e,vn}$ potenza elettrica del ventilatore del terminale del sottosistema di emissione, [W];
- FC_e fattore di carico del sottosistema di emissione, definito come:

$$FC_e = \frac{Q'_h \cdot 10^3}{\Phi_{des} \cdot t_{gn}} \quad [-] \quad (161)$$

dove:

Q'_h fabbisogno ideale netto di energia termica utile per climatizzazione invernale, [kWh];
 Φ_{des} carico termico di progetto, calcolato con la formula (162), [W].

Calcolo del carico termico di progetto

Il carico termico di progetto è calcolato dalla somma dei coefficienti di dispersione termica, moltiplicati per la differenza di temperatura di progetto invernale. Pertanto:

$$\Phi_{des} = (H_{tr,des} + H_{ve,des})(\theta_{int,H} - \theta_{e,des}) \quad [W] \quad (162)$$

dove:

$H_{tr,des}$ coefficiente di scambio termico per trasmissione diretta di progetto, calcolato come indicato al Paragrafo 2.1.3, utilizzando la temperatura esterna di progetto invernale $\theta_{e,des}$ in luogo della temperatura esterna media del mese o frazione di mese θ_e [W/K]
 $H_{ve,des}$ coefficiente di scambio termico per ventilazione di progetto, calcolato come indicato al Paragrafo 2.1.6 ponendo $b_{ve}=1$ per tutti i flussi d'aria presenti all'interno della zona, [W/K]
 $\theta_{int,H}$ temperatura interna di regolazione per la climatizzazione invernale, [°C];
 $\theta_{e,des}$ temperatura esterna di progetto invernale, come definita negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C].

Tutti i consumi elettrici si considerano recuperati come energia termica utile in ambiente (contributo già incluso nei prospetti del rendimento di emissione).

Emettitori alimentati elettricamente

Nel caso di sistemi elettrici ad infrarossi o altri tipi di emettitori puramente elettrici, giacchè sono alimentati ad energia elettrica, si ha:

$$Q_{H,e,in} = Q_{H,d,out} = 0 \quad [kWh] \quad (163)$$

dove:

$Q_{H,e,in}$ energia termica in ingresso al sottosistema di emissione, [kWh];
 $Q_{H,d,out}$ energia termica in uscita dal sottosistema di distribuzione, [kWh].

L'energia elettrica richiesta normalmente solo dagli ausiliari in tal caso copre il fabbisogno termico e diventa pari a:

$$E_{H,aux,e} = Q'_h + Q_{H,ls,e} + Q_{H,ls,rg} \quad [kWh] \quad (164)$$

dove:

$E_{H,aux,e}$ fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di emissione [kWh];
 Q'_h fabbisogno di energia termica ideale netta per la climatizzazione invernale, [kWh];
 $Q_{H,ls,e}$ perdita termica del sottosistema di emissione, [kWh];
 $Q_{H,ls,rg}$ perdita termica del sottosistema di regolazione, [kWh].

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione invernale il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di emissione è posto pari a 0.

3.3.3.2. Ausiliari elettrici del sottosistema di regolazione (UNI/TS 11300-2:2008)

Non si considerano fabbisogni elettrici.

3.3.3.3. Ausiliari elettrici del sottosistema di distribuzione (UNI/TS 11300-2:2008)

Il fabbisogno di energia elettrica per la distribuzione del fluido termovettore $E_{H,aux,d}$ con elettropompe è dato, per ogni elettropompa, da:

$$E_{H,aux,d} = t_{PO} \cdot \Delta v \cdot W_{PO} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (165)$$

dove:

- W_{PO} potenza elettrica della pompa nelle condizioni di progetto, [W];
 t_{PO} tempo convenzionale di attivazione della pompa, assunto pari a:
 $t_{PO} = FC_e \cdot t_{gn}$ nel caso in cui è previsto l'arresto della pompa alla fermata del generatore durante il tempo di attivazione dello stesso, [h];
 $t_{PO} = t_{gn}$ nel caso in cui la pompa sia sempre in funzione durante il tempo di attivazione del generatore [h];
 Δv fattore che tiene conto della variazione di velocità della pompa riportato, nel Prospetto 54.

Prospetto 54 - Fattore che tiene conto della variazione di velocità

Tipo di funzionamento	Fattore Δv
Pompa a velocità costante	1
Pompa a velocità variabile	0,6

Nel caso di impianti con fluido termovettore aria il fabbisogno di energia elettrica per la distribuzione del fluido termovettore $E_{H,aux,d}$ è dato, per ogni ventilatore, da:

$$E_{H,aux,d} = t_{vn} \cdot W_{d,vn} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (166)$$

- $W_{d,vn}$ potenza elettrica assorbita dall'elettroventilatore del sottosistema di distribuzione, [kW];
 t_{vn} tempo convenzionale di attivazione dell'elettroventilatore, assunto pari a:
 $t_{vn} = FC_e \cdot t_{gn}$ nel caso in cui è previsto l'arresto dell'elettroventilatore alla fermata del generatore durante il tempo di attivazione dello stesso [h];
 $t_{vn} = t_{gn}$ nel caso in cui l'elettroventilatore sia sempre in funzione durante il tempo di attivazione del generatore [h].

Qualora il sottosistema di distribuzione alimenti più di una zona termica, il fattore di carico del sottosistema di emissione FC_e da utilizzare per la determinazione del tempo convenzionale di attivazione delle pompa e/o degli elettroventilatori è calcolato con la formula (161, dove al numeratore si considera il fabbisogno di energia ideale netta di tutte le zone termiche collegate al sottosistema di distribuzione, e al denominatore la somma dei carichi termici di progetto calcolati in ogni zona termica.

L'energia termica recuperata dagli ausiliari elettrici del sottosistema di distribuzione, che non può essere valorizzata nel caso in cui si calcolino le perdite del sottosistema di distribuzione tramite i rendimenti tabulati, è pari a:

$$Q_{H,aux,d,lrh} = 0,85 \cdot E_{H,aux,d} \quad [kWh] \quad (167)$$

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione invernale si assume un fabbisogno degli ausiliari del sottosistema di distribuzione che dipende dalla superficie utile climatizzata della zona termica considerata, come indicato nel Prospetto 55. In questa valutazione non sono considerati i recuperi termici dagli ausiliari ai fini della riduzione dei fabbisogni per climatizzazione invernale.

Prospetto 55 - Fabbisogno degli ausiliari del sottosistema di distribuzione, in assenza di impianto termico

Area netta della zona termica [m ²]	Fabbisogno [kWh/anno]
100	460
150	661
200	902
300	1529
400	2383
500	3500
600	4008
700	4472
800	4928
900	5370
1000	5808
I valori sono stati ricavati dalla UNI EN 15316-2-3	

Per valori di superficie utile climatizzata della zona termica intermedi rispetto a quelli presenti nel Prospetto 55, si procede per interpolazione lineare. Qualora la zona termica abbia una superficie utile climatizzata superiore a 1000 m², è necessario prevedere più di una pompa di distribuzione.

3.3.3.4. Ausiliari elettrici del sottosistema di generazione (UNI/TS 11300-2:2008)

Le potenze elettriche degli ausiliari del sottosistema di generazione e i relativi fabbisogni elettrici sono calcolati in modo diverso a seconda del sistema di generazione considerato. Si rimanda pertanto a quanto indicato nel Paragrafo 3.3.4.

3.3.4. Calcolo delle perdite del sottosistema di generazione (UNI/TS 11300-2:2008)

La procedura di calcolo delle perdite di generazione è differenziata in base al tipo di generatore considerato.

Sono previste le procedure di calcolo per le seguenti tipologie di sistema di generazione:

- generatori di calore monostadio;
- generatori di calore multistadio o modulante;
- generatori di calore a condensazione;
- generatori di calore modulari;
- generatori di calore ad aria calda;
- generatori di calore a biomasse, inclusi camini, inserti, stufe, termocamini e termo stufe;
- sistemi di cogenerazione;
- pompe di calore;
- sistemi di teleriscaldamento.

Le perdite di generazione sono indicate con il simbolo $Q_{ls,gn}$.

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione invernale si assume un rendimento di default $\eta_{H,gn}$ pari a 0,9. Ai fini del calcolo del fabbisogno di energia primaria per climatizzazione invernale, si assume che il combustibile che alimenta il generatore sia GPL.

In questo caso le perdite del sottosistema di generazione sono calcolate tramite la formula seguente:

$$Q_{H,ls,gn} = Q_{H,gn,out} \cdot \frac{1 - \eta_{H,gn}}{\eta_{H,gn}} \quad [\text{kWh}] \quad (168)$$

dove:

$Q_{H,gn,out}$ fabbisogno di energia termica in uscita dal generatore, [kWh];
 $\eta_{H,gn}$ rendimento del sottosistema di generazione, [-].

Inoltre, in questo caso, si considera una potenza degli ausiliari del generatore pari a 45 W. Il fabbisogno di energia elettrica per gli ausiliari del sottosistema di generazione $E_{H,aux,gn}$ è pari a:

$$E_{H,aux,gn} = W_{H,aux,gn} \cdot t_{gn} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (169)$$

dove:

$W_{H,aux,gn}$ potenza degli ausiliari del sottosistema di generazione, [W];
 t_{gn} tempo di attivazione del generatore, [h].

Ai fini della presente procedura di calcolo, si considera che il generatore sia attivo durante le 24 ore giornaliere di tutti i giorni della stagione di riscaldamento. Pertanto:

$$t_{gn} = t \quad [h] \quad (170)$$

dove:

t durata del mese o frazione di mese considerata, [h].

3.3.4.1. Ripartizione della richiesta termica per sottosistemi multipli

Se sono presenti più generatori o più sottosistemi di generazione (ad esempio un generatore a metano abbinato ad un generatore a biomassa), il carico può essere distribuito in modi diversi a seconda del tipo di regolazione. La ripartizione è effettuata rispetto all'energia termica fornita dal sottosistema di generazione $Q_{gn,out}$ o rispetto al fabbisogno ideale netto di energia termica utile Q'_h , come indicato di seguito.

Nel caso in cui il generatore principale sia affiancato da un caminetto o da una stufa, la ripartizione del fabbisogno termico tra le due tipologie di generatore deve essere effettuata a livello di fabbisogno ideale netto di energia termica utile Q'_h . Questo è dovuto al fatto che i rendimenti di emissione, regolazione e distribuzione per un caminetto o una stufa sono attribuiti in modo convenzionale, e possono essere diversi rispetto a quelli relativi all'impianto principale.

Di seguito è riportata la procedura di ripartizione della richiesta termica per sistemi con diversi generatori che fanno riferimento al medesimo sistema di distribuzione, regolazione ed emissione. Per il calcolo della suddivisione del fabbisogno ideale netto di energia termica utile, si procede nello stesso modo, sostituendo a $Q_{gn,out}$ il fabbisogno Q'_h e a $\Phi_{gn,Px}$ la potenza richiesta al sottosistema di emissione $\Phi_{e,Px}$. Nel caso in cui sia necessario effettuare una ripartizione a livello di fabbisogno ideale netto di energia termica utile, non è prevista alcuna forma di priorità di utilizzo di un sistema rispetto all'altro.

Si calcola innanzitutto la potenza richiesta al sottosistema di generazione al carico Px , che è data da:

$$\Phi_{gn,Px} = \frac{Q_{gn,out}}{t_{gn}} \quad [kW] \quad (171)$$

dove

t_{gn} tempo di attivazione del generatore, [h].

Si considerano:

- sistemi con ripartizione uniforme del carico (senza priorità);
- sistemi con regolazione a cascata e ripartizione del carico con priorità;

Nel primo caso tutti i generatori sono contemporaneamente in funzione e il fattore di carico FC_u è identico per tutti i generatori:

$$FC_u = \frac{\Phi_{gn,Px}}{\sum_i \Phi_{gn,Pn,i}} \quad [-] \quad (172)$$

dove:

$\Phi_{gn,Px}$ potenza termica da fornire al sottosistema di distribuzione, [kW];
 $\sum_i \Phi_{gn,Pn,i}$ somma delle potenze termiche utili nominali di tutti i generatori del sottosistema, [kW].

Nel secondo caso i generatori a più alta priorità funzionano per primi. Un dato generatore nell'elenco di priorità funziona solo se i generatori di priorità immediatamente più alta funzionano a pieno carico.

Se tutti i generatori sono di uguale potenza $\Phi_{gn,Pn}$, il numero di generatori in funzione $N_{gn,on}$ è:

$$N_{gn,on} = \text{int} \left(\frac{\Phi_{gn,Px}}{\Phi_{gn,Pn}} \right) + 1 \quad [-] \quad (173)$$

Altrimenti il numero di generatori in funzione deve essere determinato in modo che sia $0 < FC < 1$

Il calcolo delle perdite di generazione, per ogni generatore x-esimo presente, è effettuato a partire dal valore di $Q_{gn,out}$ complessivo, ripartito in base alle potenze termiche utili nominali di ogni generatore presente.

Ad ogni generatore x-esimo è pertanto assegnato una porzione di energia termica pari a:

$$Q_{gn,out,x} = FC_u \cdot \Phi_{gn,Pn,x} \cdot t_{gn} \quad [\text{kWh}] \quad (174)$$

Tale valore è quello che deve essere utilizzato per il calcolo delle perdite del generatore, per ogni generatore x-esimo.

In assenza di regolazione a cascata e valvole di intercettazione lato acqua, si considerano tutti i generatori sempre inseriti e il carico termico viene ripartito uniformemente fra i generatori.

In presenza di regolazione a cascata, il fattore di ripartizione del carico fra i singoli generatori può essere oggetto di valutazione specifica.

Ai fini del calcolo del valore di riferimento delle perdite di produzione per la determinazione del fabbisogno di energia primaria, si assume che tutti i generatori siano in funzione ed il carico termico sia ripartito uniformemente su di essi.

3.3.4.2. Procedura di calcolo delle perdite del sottosistema di generazione per generatori tradizionali (UNI/TS 11300-2:2008)

La procedura di calcolo descritta in questo paragrafo si applica a:

- generatori di calore monostadio;
- generatori di calore multistadio o modulanti;
- generatori di calore a condensazione;
- generatori modulari;

Il metodo di calcolo è basato sui seguenti principi.

1. Il tempo di attivazione del generatore t_{gn} è suddiviso in due parti:
 - funzionamento con fiamma del bruciatore accesa, t_{on} ;
 - tempi di attesa con fiamma del bruciatore spenta (stand-by) t_{off} .

Il tempo di attivazione è quindi dato da: $t_{gn} = t_{on} + t_{off}$.

2. Le perdite sono valutate separatamente in questi due periodi di tempo.

Durante il funzionamento con fiamma del bruciatore accesa si tiene conto delle seguenti perdite:

- perdite di calore sensibile a bruciatore acceso: $Q_{ch,on}$;
- perdite all'involucro del generatore: $Q_{gn,env}$.

Durante i tempi di attesa con fiamma del bruciatore spenta (stand-by) si tiene conto delle seguenti perdite:

- perdite di calore sensibile al camino a bruciatore spento: $Q_{ch,off}$;
- perdite all'involucro del generatore: $Q_{gn,env}$;

3. L'energia ausiliaria è trattata separatamente in relazione alla posizione degli apparecchi posti funzionalmente prima o dopo la camera di combustione e tiene conto di:

- energia ausiliaria per apparecchi posti dopo la camera di combustione (tipicamente pompe di circolazione primarie, pompe anticondensa e pompe interne alla macchina, il cui funzionamento è asservito al generatore), funzionanti solo quando il bruciatore è acceso: $E_{aux,af}$;
- energia ausiliaria per apparecchi posti prima della camera di combustione (tipicamente il bruciatore del sottosistema di generazione): $E_{aux,br}$;
- frazioni recuperate di queste energie ausiliarie: K_{af} e K_{br} .

Si ha quindi:

$$Q_{aux,af,lrh} = K_{af} \cdot E_{aux,af} \quad [\text{kWh}] \quad (175)$$

dove:

$Q_{aux,af,lrh}$ energia termica recuperata dagli apparecchi dopo la camera di combustione, funzionanti per tutto il tempo di attivazione del generatore ($t_{gn} = t_{on} + t_{off}$);

$$Q_{aux,br,lrh} = K_{br} \cdot E_{aux,br} \quad [\text{kWh}] \quad (176)$$

dove:

$Q_{aux,br,lrh}$ energia termica recuperata da apparecchi prima della camera di combustione funzionanti solo quando il bruciatore è acceso (ossia solo durante t_{on}).

Le perdite in condizioni di prova devono essere corrette per tenere conto delle specifiche condizioni di funzionamento. Ciò si applica sia ai dati dichiarati dal costruttore, sia ai dati ricavati dai prospetti, sia ai dati misurati in opera.

Le perdite in condizioni di riferimento sono identificate dall'apice '.

Fattore di carico al focolare (UNI/TS 11300-2:2008)

Il fattore di carico FC è dato da:

$$FC = \frac{t_{on}}{t_{gn} + t_{on} + t_{off}} \quad [-] \quad (177)$$

dove:

- t_{gn} tempo di attivazione del generatore, [h];
 t_{on} tempo di accensione del bruciatore (aperture della valvole del combustibile, si trascurano pre e post ventilazione), [h];
 t_{off} tempo di attesa a bruciatore spento (e generatore in temperatura), [h].

Perdite al camino a bruciatore acceso, corrette, $P_{ch,on}$

Si effettua la correzione di queste perdite per tenere conto degli effetti determinati da:

- temperatura media in caldaia;
- fattore di carico;
- regolazioni del bruciatore (potenza ed eccesso d'aria).

Le perdite corrette al camino a bruciatore acceso $P_{ch,on}$ sono date da:

$$P_{ch,on} = [P'_{ch,on} + (\theta_{gn,W,m} - \theta_{gn,W,test}) 0,045] FC^n \quad [\%] \quad (178)$$

dove:

- $P'_{ch,on}$ perdite al camino a bruciatore acceso, riferite alla potenza termica nominale del focolare Φ_{cn} e determinate rispetto alla temperatura di prova $\theta'_{W,gn,test}^1$, [%]:
- in caso di impianto di nuova realizzazione: si utilizza il valore della prova fumi registrato in fase di collaudo o, in assenza di tale dato, i valori forniti dal costruttore;
 - in caso di impianto esistente: si utilizza il valore della prova fumi che non deve risalire a più di 24 mesi prima della richiesta di certificazione energetica o, in assenza di tale dato, i dati riportati nel Prospetto 56;
- $\theta_{gn,W,m}$ temperatura media nel generatore (media aritmetica di mandata e ritorno) in condizioni di funzionamento reali. Nel caso di generatori a condensazione, al posto della temperatura media si utilizza la temperatura di ritorno in condizioni effettive $\theta_{gn,W,b}$ [°C];

¹ Qualora il fattore di perdita $P'_{ch,on}$ sia dichiarato dal costruttore dell'apparecchio, esso deve essere riferito al corrispondente valore $\theta_{gn,test}$. In impianti esistenti, $P'_{ch,on}$ può essere ottenuto da una misura del rendimento di combustione secondo la norma UNI 10389.

- $\theta_{gn,test}$ temperatura media nel generatore (media aritmetica di mandata e ritorno) in condizioni di prova. Nel caso di generatori a condensazione, al posto della temperatura media si utilizza la temperatura di ritorno in condizioni di riferimento $\theta_{gn,test,b}$. Devono essere utilizzati valori di $P'_{ch,on}$ privi di contributi di recupero di calore latente per condensazione, che è calcolato separatamente, [°C].
- n esponente del fattore FC; valori di default per questo termine sono forniti nel Prospetto 57;
- FC^n tiene conto della riduzione di perdite in caso di elevate intermittenze legate alle minori temperature dei prodotti della combustione allo scarico della caldaia, [-].

Se la temperatura $\theta_{gn,test}$ è dichiarata dal costruttore dell'apparecchio, essa deve corrispondere a quella del valore di potenza termica nominale del focolare Φ_{cn} dichiarato.

In assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, $\theta_{gn,test}$ può essere rilevata contestualmente alla misura del rendimento di combustione; in alternativa possono essere usati i valori di default riportati nel Prospetto 56.

Prospetto 56 - Valori di default per $P'_{ch,on}$ e $\theta_{gn,test}$

Descrizione	$\theta_{gn,test}$	$P'_{ch,on}$ [%]
Generatore atmosferico tipo B	70	12
Generatore di tipo C ₁₁ (tiraggio forzato)	70	10
Caldaia a gas con bruciatore ad aria soffiata	70	10
Caldaia a gasolio/biodiesel/biomassa con bruciatore ad aria soffiata	70	10

Prospetto 57 - Valori di default dell'esponente n

Tipologia del generatore	n
Generatore a parete, generatori in alluminio	0,05
Generatore di acciaio	0,1
Generatore in ghisa	0,15

Perdite al mantello corrette $P_{gn,env}$

Le perdite al mantello corrette $P_{gn,env}$ sono date da:

$$P_{gn,env} = P'_{gn,env} \cdot K_{gn,env} \cdot \frac{(\theta_{gn,W,m} - \theta_{a,gn})}{(\theta_{gn,test} - \theta_{a,test})} \cdot FC^m \quad [\%] \quad (179)$$

dove:

$P'_{gn,env}$ perdite al mantello in condizioni di prova, riferite alla potenza termica nominale del focolare del generatore Φ_{cn} , [%];

In assenza di dati dichiarati dal costruttore o comunque di informazioni più precise, $P'_{gn,env}$ si calcola come:

$$P'_{gn,env} = c_2 - c_3 \cdot \log \Phi_{cn} \quad [\%] \quad (180)$$

dove:

- c_2 e c_3 valori di default indicati nel Prospetto 58, [-];
- $K_{gn,env}$ fattore di riduzione delle perdite in accordo con l'ubicazione del generatore. Il valore di $K_{gn,env}$ è riportato nel Prospetto 59. Tale fattore tiene conto delle perdite recuperate riducendo il valore delle perdite totali, [-];
- $\theta_{a,test}$ temperatura ambiente in condizioni di prova. Il valore di default è 20 °C;
- $\theta_{a,gn}$ temperatura dell'ambiente di installazione del generatore, [°C];
- m esponente del fattore FC; valori di default per questo termine sono forniti nel Prospetto 60, [-].

La temperatura dell'ambiente di installazione del generatore $\theta_{a,gn}$, in assenza di informazioni più precise, è determinata come segue:

- nel caso di generatore installato all'interno di un ambiente a temperatura controllata si assume un valore pari alla temperatura interna di regolazione $\theta_{int,H}$, [°C].;
- nel caso di generatore installato all'interno di un locale caldaia si calcola come:

$$\theta_{a,gn} = \theta_{int,H} - 0,3 \cdot (\theta_{int,H} - \theta_e) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (181)$$

- nel caso di generatore installato all'esterno si assume un valore pari alla temperatura media dell'aria esterna del mese o frazione di mese considerata, θ_e , [°C].

Prospetto 58 - Valori di default dei parametri c_2 e c_3

Tipo di isolamento del mantello	Età del generatore	c_2	c_3
Generatore alto rendimento, ben isolato	Nuova installazione	1,72	0,44
Generatore ben isolato e mantenuto	Fino a 5 anni	3,45	0,88
Generatore vecchio, isolamento medio	Da 6 a 11 anni	6,90	1,76
Generatore vecchio, isolamento scadente	Da 6 a 11 anni	8,36	2,20
Generatore non isolato	Superiore a 12 anni	10,35	2,64

Prospetto 59 - Valori di default del parametro $K_{gn,env}$

Tipo ed ubicazione del generatore	$K_{gn,env}$
Generatore installato entro lo spazio riscaldato	0,1
Generatore di tipo B installato entro lo spazio riscaldato	0,2
Generatore in centrale termica	0,7
Generatore all'esterno	1

Prospetto 60 - Valori di default dei parametri m e p

Descrizione	Tipologia di caldaia	m	p
Circolazione permanente di acqua in caldaia		0	0
Interruzione della circolazione in caldaia a temperatura ambiente raggiunta. La pompa primaria si ferma alcuni minuti dopo il bruciatore ed entrambi vengono fermati dal termostato ambiente	Generatore in alluminio	0,15	0,15
	Generatore in acciaio	0,1	0,1
	Generatore in ghisa	0,05	0,05

Perdite al camino a bruciatore spento, corrette, $P_{ch,off}$

Le perdite al camino a bruciatore spento tengono conto della circolazione parassita di aria nel circuito aria-fumi a bruciatore spento per effetto del tiraggio.

Le perdite al camino a bruciatore spento corrette $P_{ch,off}$ si calcolano come segue:

$$P_{ch,off} = P'_{ch,off} \cdot \frac{(\theta_{gn,W,m} - \theta_{a,gn})}{(\theta_{gn,test} - \theta_{a,test})} \cdot FC^p \quad [\%] \quad (182)$$

dove:

- $P'_{ch,off}$ perdite al camino a bruciatore spento in condizioni di prova, riferite alla potenza termica nominale del focolare Φ_{cn} , [%]. In assenza di dati dichiarati dal costruttore o comunque di informazioni più precise, si possono utilizzare i valori di default riportati nel Prospetto 61;
- p esponente del fattore FC; valori di default per questo termine sono forniti nel Prospetto 60, [-].

Il fattore FC^p tiene conto della riduzione delle perdite al camino a bruciatore spento se la temperatura media della massa del generatore si riduce durante il funzionamento in stand by. Ciò avviene solo se la regolazione della temperatura ambiente interrompe la circolazione dell'acqua in caldaia. In tutti gli altri casi si assume $p = 0$.

Prospetto 61 - Valori di default $P'_{ch,off}$

Descrizione	$P'_{ch,off}$ [%]
Generatori con bruciatori ad aria soffiata con chiusura dell'aria comburente all'arresto	0,2
Generatori con bruciatori ad aria soffiata a combustibile liquido e gassoso a premiscelazione totale	
Generatori con scarico a parete	0,2
Generatori con bruciatori ad aria soffiata senza chiusura dell'aria comburente all'arresto	1,0
Altezza camino < 10 m	
Altezza camino > 10 m	1,2
Generatori con bruciatori atmosferici a gas	1,2
Altezza camino < 10 m	
Altezza camino > 10 m	1,6

Temperatura media e temperatura di ritorno del generatore in condizioni di funzionamento reali

Seguendo quanto indicato nell'Appendice C per il calcolo delle temperature θ_f e θ_b (o θ'_f e θ'_b in caso di produzione, combinata con il riscaldamento o dedicata, di acqua calda sanitaria), si

determinano, con le formule riportate nel Paragrafo C.2.2, le temperature di mandata ($\theta_{gn,W,f}$) e di ritorno ($\theta_{gn,W,b}$) effettive.

Si calcola quindi la temperature media del generatore come:

$$\theta_{gn,W,m} = \frac{(\theta_{gn,W,f} + \theta_{gn,W,b})}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (183)$$

Per il calcolo dei diversi termini, si utilizza:

$$\theta_a = \theta_{int,H} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (184)$$

Per impianti esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, è possibile utilizzare come valori delle temperature di mandata e di ritorno di progetto ($\theta_{f,des}$, $\theta_{b,des}$) i valori ricavati dal Prospetto 62 in funzione del tipo di sottosistema di emissione presente.

Prospetto 62 - Valori delle temperature di mandata e di ritorno di progetto per diverse tipologie di terminali

Tipo di terminale	Temperatura di mandata $\theta_{f,des}$ [$^{\circ}\text{C}$]	Temperatura di ritorno $\theta_{b,des}$ [$^{\circ}\text{C}$]
Impianto a radiatori a temperatura costante	80	60
Impianto a radiatori a temperatura variabile	70	55
Impianto a ventilconvettori	55	45
Impianto a pannelli radianti	35	30

Perdite totali di energia

Le perdite totali di energia del sottosistema di generazione $Q_{ls,gn}$ sono date da:

$$Q_{ls,gn} = Q_{ch,on} + Q_{ch,off} + Q_{gn,env} \quad [\text{kWh}] \quad (185)$$

Le perdite al camino a bruciatore acceso $Q_{ch,on}$ sono date da:

$$Q_{ch,on} = \frac{P_{ch,on}}{100} \cdot \Phi_{cn} \cdot t_{on} \quad [\text{kWh}] \quad (186)$$

dove:

Φ_{cn} potenza termica nominale del focolare, [kW].

Le perdite al camino a bruciatore spento $Q_{ch,off}$ sono date da:

$$Q_{ch,off} = \frac{P_{ch,off}}{100} \cdot \Phi_{cn} \cdot t_{off} \quad [\text{kWh}] \quad (187)$$

Le perdite al mantello $Q_{gn,env}$ sono date da:

$$Q_{gn,env} = \frac{P_{gn,env}}{100} \cdot \Phi_{cn} \cdot (t_{off} + t_{on}) \quad [\text{kWh}] \quad (188)$$

Calcolo dell'energia ausiliaria (UNI/TS 11300-2:2008)

L'energia elettrica ausiliaria si suddivide tra quella assorbita da dispositivi ausiliari posti a monte del focolare (per esempio ventilatore aria comburente, pompe combustibile, ecc.) e quella assorbita da dispositivi posti a valle del focolare (per esempio pompe del generatore e pompe anticondensa). Una quota di ciascuna delle due energie elettriche assorbite può essere recuperata come energia termica $Q_{aux,gn,lrh}$ definita come:

$$Q_{aux,gn,lrh} = Q_{aux,br,lrh} + Q_{aux,af,lrh} \quad [\text{kWh}] \quad (189)$$

dove:

$Q_{aux,br,lrh}$ energia ausiliaria immessa prima del focolare e recuperata, [kWh];
 $Q_{aux,af,lrh}$ energia ausiliaria immessa dopo il focolare e recuperata, [kWh].

L'energia ausiliaria assorbita prima del focolare è data da:

$$E_{aux,br} = W_{br} \cdot t_{on} \quad [\text{kWh}] \quad (190)$$

dove

W_{br} potenza nominale del bruciatore [kW]; in assenza di dati di progetto attendibili o comunque di informazioni più precise, è determinabile con la formula (195).

L'energia ausiliaria immessa prima del focolare e recuperata è data da:

$$Q_{aux,br,lrh} = W_{br} \cdot t_{on} \cdot K_{br} \quad [\text{kWh}] \quad (191)$$

dove:

K_{br} fattore di recupero dell'energia elettrica immessa prima del focolare pari a 0,8, [-].

$$t_{on} = FC \cdot t_{gn} \quad [\text{h}] \quad (192)$$

L'energia ausiliaria assorbita dopo il focolare è data da:

$$E_{aux,af} = W_{af} \cdot t_{on} \quad [\text{kWh}] \quad (193)$$

dove:

W_{af} potenza nominale delle pompe di circolazione (per esempio pompe anticondensa o pompe di un eventuale circuito primario), [kW]; in assenza di dati progetto attendibili o comunque di informazioni più precise è determinabile con la formula (196).

L'energia ausiliaria immessa dopo il focolare e recuperata è data da:

$$Q_{aux,af,lrh} = W_{af} \cdot t_{on} \cdot K_{af} \quad [\text{kWh}] \quad (194)$$

dove:

K_{af} fattore di recupero dell'energia elettrica immessa dopo il focolare, assunto pari a 0,8, [-].

In mancanza di dati dichiarati dal costruttore o comunque di informazioni più precise, i termini W_{br} e W_{af} sono determinati con le seguenti formule:

$$W_{br} = \frac{c_4 + c_5 \cdot \Phi_{cn}^n}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (195)$$

$$W_{af} = \frac{c_4 + c_5 \cdot \Phi_{cn}^n}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (196)$$

dove:

$c_4, c_5, n,$ parametri di default riportati nel Prospetto 63;
 Φ_{cn} potenza termica nominale del focolare, [kW].

Prospetto 63 - Parametri per il calcolo della potenza degli ausiliari

Ausiliari del generatore	Tipo di apparecchio	c_4	c_5	n
Bruciatore	Generatore con bruciatore atmosferico	40	0,148	1
	Generatore con bruciatore ad aria soffiata	0	45	0,48
Pompa primaria	Tutti i generatori	100	2	1

Procedura di calcolo per la determinazione delle perdite di generazione di generatori tradizionali (UNI/TS 11300-2:2008)

Generatori monostadio

1. Determinare la quantità di calore che il generatore deve erogare, $Q_{gn,out}$;
2. determinare il tempo di attivazione del generatore t_{gn} (tempo complessivo $t_{on} + t_{off}$);
3. porre il fattore di carico $FC = 1$. Il valore corretto di FC è determinato per iterazioni successive;
4. determinare il valore dei fattori di perdita corretti $P_{ch,on}$, $P_{ch,off}$ e $P_{gn,env}$ in conformità al paragrafo 3.3.4.2 ed utilizzando il valore corrente di FC ;
5. determinare il valore di $Q_{aux,af,lrh}$, in conformità alla formula (194) utilizzando il valore corrente di FC ;
6. determinare il nuovo valore di FC con:

$$FC = \frac{100 \cdot (Q_{gn,out} - Q_{aux,af,lrh}) + P_{ch,off} + P_{gn,env}}{t_{gn} \cdot \Phi_{ref}} \cdot \frac{100 \cdot \Phi_{cn} + K_{br} \cdot W_{br}}{\Phi_{ref}} - \frac{\Phi_{cn} \cdot P_{ch,on} + P_{ch,off}}{\Phi_{ref}} \quad [-] \quad (197)$$

dove la potenza di riferimento Φ_{ref} si assume pari alla potenza termica nominale del focolare, Φ_{cn} ;

7. ripetere i passi 4, 5 e 6 finché FC converge (variazione di FC minori di 0,01)²;
8. calcolare il fabbisogno di combustibile con:

$$Q_{gn,in} = \Phi_{cn} \cdot t_{gn} \cdot FC \quad [kWh] \quad (198)$$

9. calcolare le perdite totali con:

$$Q_{ls,gn} = Q_{gn,in} - Q_{gn,out} + Q_{aux,br,lrh} + Q_{aux,af,lrh} \quad [kWh] \quad (199)$$

Non vi sono perdite recuperabili del generatore poiché sono state già considerate nel calcolo.

Generatori multistadio e modulanti

Un generatore multistadio o modulante è caratterizzato da 3 stati tipici di funzionamento:

- bruciatore spento;
- bruciatore acceso alla minima potenza;
- bruciatore acceso alla massima potenza.

Il calcolo inizia utilizzando il metodo definito per i generatori monostadio utilizzando:

- $\Phi_{cn,min}$ al posto di Φ_{cn} , dove $\Phi_{cn,min}$ è la potenza termica minima del focolare a funzionamento continuo a fiamma accesa;
- $P'_{ch,on,min}$ al posto di $P'_{ch,on}$, dove $P'_{ch,on,min}$ è il fattore di perdita $P'_{ch,on}$ alla potenza termica minima al focolare $\Phi_{cn,min}$;
- $W_{br,min}$ al posto di W_{br} , dove $W_{br,min}$ è la potenza degli ausiliari elettrici alla potenza termica minima al focolare $\Phi_{cn,min}$.

² Generalmente è sufficiente una sola interazione. Possono essere necessarie più interazioni quando FC è prossimo a zero.

Prospetto 64 - Valori di default della potenza minima al focolare per generatori multistadio o modulanti

Descrizione	Valore
Generatori con bruciatore di gas	$0,3 \cdot \Phi_{cn}$
Generatori con bruciatore di combustibile liquido/solido	$0,5 \cdot \Phi_{cn}$

Prospetto 65 - Valori di default per $P'_{ch,on,min}$ e $\theta'_{gn,test}$ per generatori multistadio o modulanti

Descrizione	$\theta'_{gn,test}$ [°C]	$P'_{ch,on,min}$ [%]
Generatore atmosferico tipo B	70	15
Generatore di tipo C ₁₁ (tiraggio forzato)	70	12
Caldaia a gas con bruciatore ad aria soffiata	70	8
Caldaia a condensazione	50 temperatura di ritorno	5
Caldaia a gasolio/biodiesel/biomassa con bruciatore ad aria soffiata	70	10

Prospetto 66 - Valori di default delle potenze degli ausiliari alla potenza minima del focolare per generatori multistadio o modulanti

Descrizione	Valore
Ventilatore aria comburente ed ausiliari bruciatori (gas)	$W_{br,min} = \Phi_{cn,min} \cdot 0,002$
Ventilatore aria comburente ed ausiliari bruciatori (gasolio e biomassa)	$W_{br,min} = \Phi_{cn,min} \cdot 0,003$
Ventilatore aria comburente ed ausiliari bruciatori (olio combustibile) - senza riscaldatore - con riscaldatore	$W_{br,min} = \Phi_{cn,min} \cdot 0,004$ $W_{br,min} = \Phi_{cn,min} \cdot 0,02$

Se FC converge ad un valore minore o uguale ad 1, si procede fino al termine della procedura prevista per i generatori monostadio.

Se FC converge ad un valore maggiore di 1, si calcola la potenza termica media al focolare $\Phi_{cn,m}$ con la seguente procedura:

1. determinare la quantità di calore che il generatore deve fornire $Q_{gn,out}$. Nel caso di più sottosistemi di generazione, far riferimento al paragrafo 3.3.4.1 per la ripartizione del carico totale fra i generatori e per la determinazione del carico $Q_{gn,out,i}$ di ciascun generatore;
2. calcolare $P_{gn,env}$ con la formula (179, assumendo $FC = 1$);
3. calcolare $P_{ch,on,min}$ e $P_{ch,on,max}$ con la formula (178, assumendo $FC = 1$);
4. calcolare $Q_{aux,af,lrh}$ con la formula (194);
5. porre $\Phi_{cn,m} = \Phi_{cn,min}$;
6. calcolare $P_{ch,on,m}$ con:

$$P_{ch,on,m} = P_{ch,on,min} + (P_{ch,on} - P_{ch,on,min}) \cdot \frac{\Phi_{cn,m} - \Phi_{cn,min}}{\Phi_{cn,max} - \Phi_{cn,min}} \quad [\%] \quad (200)$$

7. calcolare $W_{br,m}$ con:

$$W_{br,m} = W_{br,min} + (W_{br,max} - W_{br,min}) \cdot \frac{\Phi_{cn,m} - \Phi_{cn,min}}{\Phi_{cn,max} - \Phi_{cn,min}} \quad [kW] \quad (201)$$

dove:

$W_{br,m}$ potenza elettrica media assorbita dal bruciatore in condizioni nominali, [kW];

$W_{br,min}$ potenza elettrica minima assorbita dal bruciatore, [kW];

$W_{br,max}$ potenza elettrica massima assorbita dal bruciatore, [kW].

8. calcolare una nuova $\Phi_{cn,m}$ con:

$$\Phi_{cn,m} = \frac{\frac{Q_{gn,out} - Q_{aux,af,lrh}}{t_{gn}} + \frac{P_{gn,env}}{100} \cdot \Phi_{ref} - K_{br} \cdot W_{br,m}}{1 - \frac{P_{ch,on,m}}{100}} \quad [kW] \quad (202)$$

9. ripetere i passi 6), 7) e 8) finché $\Phi_{cn,m}$ converge. Tipicamente una sola iterazione è sufficiente;

10. calcolare il fabbisogno di combustibile con:

$$Q_{gn,in} = \Phi_{cn,m} \cdot t_{gn} \quad [kWh] \quad (203)$$

11. calcolare l'energia ausiliaria totale con:

$$E_{aux,gn} = t_{gn} \cdot (W_{br,m} + W_{af}) \quad [kWh] \quad (204)$$

12. calcolare l'energia ausiliaria recuperata con:

$$Q_{aux,gn,lrh} = t_{gn} \cdot (W_{br,m} \cdot K_{br} + W_{af} \cdot K_{af}) \quad [kWh] \quad (205)$$

13. calcolare le perdite totali con:

$$Q_{ls,gn} = Q_{gn,in} - Q_{gn,out} + K_{br} \cdot W_{br} \cdot t_{gn} + K_{af} \cdot W_{af} \cdot t_{gn} \quad [kWh] \quad (206)$$

Generatori a condensazione

Nel caso dei generatori a condensazione si tiene conto del recupero di calore latente di condensazione del vapor d'acqua con una riduzione delle perdite al camino a bruciatore acceso $P_{ch,on}$.

Il recupero R, di calore latente si calcola in base al vapor d'acqua condensato, ottenuto come differenza tra il contenuto di vapor d'acqua nei fumi umidi effettivi e il contenuto di vapor d'acqua nei fumi all'uscita del generatore di calore. Il prodotto del quantitativo condensato per il calore latente di condensazione fornisce il calore recuperato.

I dati d'ingresso del generatore per il calcolo di R sono l'eccesso d'aria e la differenza tra la temperatura dei fumi e la temperatura di ritorno dell'acqua $\Delta\theta_{w,fl}$, che è un dato che caratterizza il generatore di calore.

Si utilizzano, quindi, le procedure definite nel Paragrafo 3.3.4.2, sostituendo rispettivamente:

$P_{ch,on}$, $P_{ch,on,m}$ e $P_{ch,on,min}$ con:

$$\begin{aligned} P_{ch,on}^* &= P_{ch,on} - R_{nom} & [\%] \\ P_{ch,on,m}^* &= P_{ch,on,m} - R_m & [\%] \\ P_{ch,on,min}^* &= P_{ch,on,min} - R_{min} & [\%] \end{aligned} \quad (207)$$

dove:

R fattore percentuale di recupero di condensazione riferito alle seguenti tre potenze al focolare: nominale, media e minima, e quindi:

- R_{nom} fattore di recupero di condensazione, espresso come percentuale di Φ_{cn} , [%];
- R_m fattore di recupero di condensazione alla potenza media, espresso come percentuale di $\Phi_{cn,m}$, [%];
- R_{min} fattore di recupero di condensazione alla potenza minima, espresso come percentuale di $\Phi_{cn,min}$, [%];

Calcolo del fattore di recupero R_{nom} per condensazione in base al ΔT fumi/acqua del generatore

Temperatura di scarico dei fumi per generatori monostadio

In generale, la temperatura di scarico dei fumi θ_{fl} è data da:

$$\theta_{fl} = \theta_{gn,W,b} + \Delta\theta_{W,fl} \quad [^{\circ}C] \quad (208)$$

dove:

$\theta_{gn,W,b}$ temperatura effettiva dell'acqua di ritorno al generatore, [$^{\circ}C$];
 $\Delta\theta_{W,fl}$ differenza fra la temperatura di ritorno dell'acqua nel generatore e la corrispondente temperatura di scarico dei fumi, [$^{\circ}C$].

Temperatura di scarico dei fumi per generatori modulanti

Alla potenza minima del focolare $\Phi_{cn,min}$ la temperatura di scarico dei fumi $\theta_{fl,min}$ è data da:

$$\theta_{fl,min} = \theta_{gn,W,b} + \Delta\theta_{W,fl,min} \quad [^{\circ}C] \quad (209)$$

Alla potenza media del focolare $\Phi_{cn,m}$, la differenza fra la temperatura di ritorno dell'acqua nel generatore e la corrispondente temperatura di scarico dei fumi alla potenza effettiva di funzionamento del generatore $\Delta\theta_{W,fl,m}$ è data da:

$$\Delta\theta_{W,fl,m} = \Delta\theta_{W,fl,min} + (\Delta\theta_{W,fl} - \Delta\theta_{W,fl,min}) \cdot \frac{\Phi_{cn,m} - \Phi_{cn,min}}{\Phi_{cn,max} - \Phi_{cn,min}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (210)$$

dove:

$\Delta\theta_{W,fl}$ differenza fra la temperatura di ritorno dell'acqua nel generatore e la corrispondente temperatura di scarico dei fumi alla potenza nominale (massima), [$^{\circ}\text{C}$];

$\Delta\theta_{W,fl,min}$ differenza fra la temperatura di ritorno dell'acqua nel generatore e la corrispondente temperatura di scarico dei fumi alla potenza (minima), [$^{\circ}\text{C}$].

La temperatura di scarico dei fumi $\theta_{fl,m}$ è data da:

$$\theta_{fl,m} = \theta_{gn,W,b} + \Delta\theta_{W,fl,m} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (211)$$

dove:

$\theta_{gn,W,b}$ temperatura effettiva dell'acqua di ritorno al generatore, [$^{\circ}\text{C}$].

Tenore di ossigeno dei fumi per generatori modulanti

Alla potenza media $\Phi_{cn,m}$, il tenore di ossigeno dei fumi $O_{2,fl,m}$ è dato da:

$$O_{2,fl,m} = O_{2,fl,dry,min} + (O_{2,fl,dry} - O_{2,fl,dry,min}) \cdot \frac{\Phi_{cn,m} - \Phi_{cn,min}}{\Phi_{cn,max} - \Phi_{cn,min}} \quad [\%] \quad (212)$$

dove:

$O_{2,fl,dry}$ tenore di ossigeno dei fumi secchi alla potenza nominale (massima), [$^{\circ}\text{C}$];

$O_{2,fl,dry,min}$ tenore di ossigeno dei fumi secchi alla potenza minima, [$^{\circ}\text{C}$].

Si utilizzano i dati di $O_{2,fl,dry}$ e $O_{2,fl,dry,min}$ forniti dal fabbricante o, in assenza di dati progetto attendibili o comunque di informazioni più precise si possono utilizzare i dati forniti nel Prospetto 67.

Prospetto 67 - Dati di default per il calcolo del valore di R

Grandezza	Simbolo	Unità	Caso	Valore
Umidità relativa dell'aria di combustione	HUM _A	%	In tutti i casi	50
Umidità relativa dei fumi	HUM _f	%	In tutti i casi	100
Differenza tra temperatura fumi e temperatura ritorno acqua alla potenza nominale	$\Delta\theta_{w,f}$	°C	$\eta_{gn,Pn} > 102$	20
			$\eta_{gn,Pn} < 102$	60
Differenza tra temperatura fumi e temperatura ritorno acqua alla potenza minima	$\Delta\theta_{w,f,min}$	°C	$\eta_{gn,Pmin} > 106$	5
			$\eta_{gn,Pmin} < 106$	20
Contenuto di ossigeno alla potenza nominale	O _{2,fl,dry}	%	In tutti i casi	6
Contenuto di ossigeno alla potenza minima	O _{2,fl,dry,min}	%	Modulazione di aria e di gas	6
			Modulazione solo di gas	15

Calcolo del fattore di recupero R_{nom} (generatori monostadio)

Il volume reale (effettivo) di fumi secchi $V_{fl,dry}$ è dato da:

$$V_{fl,dry} = V_{fl,st,dry} \cdot \frac{20,94}{20,94 - O_{2,fl,dry}} \quad [Nm^3/Nm^3] \text{ o } [Nm^3/kg] \quad (213)$$

dove:

O_{2,fl,dry} tenore di ossigeno nei fumi secchi alla potenza nominale, [%];

V_{fl,st,dry} volume dei fumi stechiometrici (teorici) secchi prodotti per unità di combustibile, [Nm³/Nm³] o [Nm³/kg].

Il volume reale di aria comburente V_{A,dry} è dato da:

$$V_{A,dry} = V_{A,st,dry} + (V_{fl,dry} - V_{fl,st,dry}) \quad [Nm^3/Nm^3] \text{ o } [Nm^3/kg] \quad (214)$$

dove:

V_{A,st,dry} volume dell'aria comburente stechiometrica secca per unità di combustibile, [Nm³/Nm³] o [Nm³/kg];

V_{fl,dry} - V_{fl,st,dry} è l'eccesso d'aria, mentre $\frac{20,94}{20,94 - O_{2,fl,dry}}$ è l'indice d'aria.

Prospetto 68 - Dati di riferimento relativi ai combustibili

Grandezza	Simbolo	Unità	Combustibile			
			Gas naturale*	Gpl	Gasolio	Biomassa Legnosa**
Potere calorifico inferiore	H_i	kWh/Nm ³ Wh/Kg	9,94 kWh/Nm ³	30,98 kWh/Nm ³	11,87 kWh/kg	2,92 kWh/kg
Volume aria stechiometrica (teorica)	$V_{A,st}$	Nm ³ /Nm ³ Nm ³ /kg	9,52 Nm ³ /Nm ³	25,62 Nm ³ /Nm ³	11,23 Nm ³ /Nm ³	2,50 Nm ³ /kg
Volume stechiometrico di fumi secchi (teorico)	$V_{fl,st,dry}$	Nm ³ /Nm ³ Nm ³ /kg	8,52 Nm ³ /Nm ³	23,49 Nm ³ /Nm ³	10,49 Nm ³ /Nm ³	2,27 Nm ³ /kg
Produzione stechiometrica di vapor d'acqua	$M_{H_2O,st}$	kg/Nm ³ kg/kg	1,65 kg/Nm ³	3,49 kg/Nm ³	1,18 kg/Nm ³	0,25 kg/kg

* Tenuto conto della molteplicità delle fonti di approvvigionamento di gas naturale distribuito in Italia, si assumono come riferimento i dati del metano (gas di prova G20).

** I valori forniti per le biomasse sono ricavati dall'inventario delle emissioni di CO₂ prodotta dal Ministero dell'Ambiente per l'UNFCCC.

Si calcolano i contenuti di vapor d'acqua alla saturazione per l'aria $M_{H_2O,A,sat}$ e per i fumi $M_{H_2O,fl,sat}$ in base alle rispettive temperature θ_A (temperatura aria comburente) e θ_{fl} (temperatura fumi) esprimendoli in kilogrammi di vapor d'acqua per normal metro cubo di aria secca o di fumi secchi, [kg/Nm³]. I dati necessari sono riportati nel Prospetto 69. Per altre temperature si devono ricavare i valori corrispondenti per interpolazione lineare.

Prospetto 69 - Contenuto di vapor d'acqua alla saturazione in funzione della temperatura

Temperatura θ_A oppure θ_{fl} [°C]		0	10	20	30	40	50	60	70
Contenuto di vapor d'acqua alla saturazione $M_{H_2O,A,sat}$ oppure $M_{H_2O,fl,sat}$	kg/Nm ³	0,00493	0,00986	0,01912	0,03521	0,06331	0,11120	0,19750	0,35960

Nota: Il contenuto di vapor d'acqua alla saturazione è espresso come kilogrammi di vapor acqueo per Nm³ di gas secco.

Il contenuto di vapor d'acqua totale dell'aria comburente $M_{H_2O,A}$ è dato da:

$$M_{H_2O,A} = M_{H_2O,A,sat} \cdot V_{A,dry} \cdot \frac{HUM_A}{100} \quad [kg/Nm^3] \text{ o } [kg/kg] \quad (215)$$

In assenza di dati misurati o comunque di informazioni più precise, si pone l'umidità relativa dell'aria HUM_A pari al 50%.

Il contenuto di vapor d'acqua totale dei fumi all'uscita del generatore $M_{H_2O,fl}$ è dato da:

$$M_{H_2O,fl} = M_{H_2O,fl,sat} \cdot V_{fl,dry} \cdot \frac{HUM_{fl}}{100} \quad [kg/Nm^3] \text{ o } [kg/kg] \quad (216)$$

In assenza di dati misurati o comunque di informazioni più precise, si pone l'umidità relativa dell'aria HUM_{fl} pari al 100%, ossia fumi saturi all'uscita del generatore.

La quantità di condensa prodotta $M_{H_2O,cond}$ è data dalla differenza tra contenuto di vapore nei fumi umidi effettivi (pari alla somma del contenuto di vapore nei fumi teorici e il contenuto di vapore dell'aria comburente) e il contenuto di vapore nei fumi all'uscita del generatore:

$$M_{H_2O,cond} = (M_{H_2O,st} + M_{H_2O,A}) - M_{H_2O,fl} \quad [kg/Nm^3] \text{ o } [kg/kg] \quad (217)$$

$M_{H_2O,st}$ contenuto di vapore nei fumi umidi teorici per unità di massa di combustibile, presente nel Prospetto 68.

Se $M_{H_2O,cond}$ è negativo non c'è condensazione. In questo caso si pone $M_{H_2O,cond} = 0$ e risulta $R_{nom} = 0$.

Il calore latente di condensazione del vapor acqueo $C_{lat,cond,fl}$ è dato da:

$$C_{lat,cond,fl} = 0,6947 - \theta_{fl} \cdot 676 \cdot 10^{-6} \quad [kWh/kg] \quad (218)$$

Il calore liberato per condensazione C_{cond} è dato da:

$$C_{cond} = M_{H_2O,cond} \cdot C_{lat,cond,fl} \quad [kWh/Nm^3] \text{ o } [kWh/kg] \quad (219)$$

Il fattore di correzione del rendimento R_{nom} è dato da:

$$R_{nom} = \frac{100 \cdot C_{cond}}{H_i} \quad [\%] \quad (220)$$

dove:

H_i potere calorifico inferiore del vettore energetico utilizzato.

Calcolo di R_{min} ed R_m (generatori modulanti e multistadio)

Il calcolo di R_{min} e R_m per generatori modulanti si esegue utilizzando rispettivamente:

- $\theta_{fl,min}$ e $O_{2,min}$ al posto di θ_{fl} e O_2 per il calcolo di R_{min} (fattore di recupero di condensazione alla potenza minima);
- $\theta_{fl,m}$ e $O_{2,m}$ al posto di θ_{fl} e O_2 per il calcolo di R_m (fattore di recupero di condensazione alla potenza media).

Generatori modulari

Un generatore modulare consiste di N_t , numero di moduli o generatori, ciascuno avente potenza al focolare minime e massime $\Phi_{cn,i,max}$ e $\Phi_{cn,i,min}$ e assemblati a cura o secondo le istruzioni del costruttore in una unica unità fisica o funzionale.

La potenza al focolare complessiva del generatore modulare complessivo è data da:

$$\Phi_{cn} = \Phi_{cn,i,max} \cdot N_t \quad [kW] \quad (221)$$

In generale sono possibili le seguenti tre soluzioni:

1. sistemi modulari senza intercettazione idraulica dei moduli;
2. sistemi modulari con intercettazione idraulica dei moduli ed inserimento del numero minimo possibile di moduli in relazione al fattore di carico;
3. sistemi modulari con intercettazione idraulica dei moduli e inserimento del numero massimo possibile di moduli in relazione al fattore di carico.

La soluzione 2 è normalmente adottata nel caso di generatori non condensanti, mentre la soluzione 3 è prevista nel caso di generatori a condensazione.

In assenza di indicazioni in merito alla soluzione adottata si assume come riferimento la soluzione 1.

Sistemi modulari senza intercettazione idraulica dei moduli

Se il generatore modulare non è dotato di un dispositivo che spegne ed interrompe la circolazione di acqua nei moduli inutilizzati, qualunque sia la modalità di inserimento/disinserimento dei moduli, le perdite effettive del generatore modulare si calcolano con la procedura definita nel paragrafo dei generatori modulanti, ipotizzando:

$$\Phi_{cn,max} = \Phi_{cn,i,max} \cdot N_t \quad [kW] \quad (222)$$

$$\Phi_{cn,min} = \Phi_{cn,i,min} \cdot N_t \quad [kW] \quad (223)$$

Sistemi modulari con intercettazione idraulica dei moduli ed inserimento del minimo numero possibile di moduli

Se il generatore modulare è dotato di un dispositivo che spegne ed interrompe la circolazione di acqua nei moduli inutilizzati e la modalità di regolazione prevede il funzionamento del minimo numero possibile di moduli, il numero di moduli N in funzione si calcola come segue:

$$N = \text{int}(N_t \cdot FC) \quad [-] \quad (224)$$

dove FC è calcolato in conformità al paragrafo dei generatori monostadio ipotizzando un generatore di calore monostadio avente potenza al focolare Φ_{cn} , ossia pari alla somma delle potenze al focolare a pieno carico dei moduli e fattori di perdita percentuali uguali a quelli del generatore modulare in esame alla massima potenza.

Le perdite effettive del generatore modulare si calcolano con la procedura definita nel paragrafo relativo ai generatori modulanti ipotizzando:

$$\Phi_{cn,max} = \Phi_{cn,i,max} \cdot N \quad [kW]$$

(225)

$$\Phi_{cn,min} = \Phi_{cn,i,min} \quad [\text{kW}]$$

(226)

Sistemi modulari con intercettazione idraulica dei moduli ed inserimento del massimo numero possibile di moduli

Se il generatore modulare è dotato di un dispositivo che spegne ed interrompe la circolazione di acqua nei moduli inutilizzati e la modalità di regolazione prevede il funzionamento del massimo numero possibile di moduli, il numero N di moduli in funzione si calcola come segue:

$$N = \text{int}(N_t \cdot FC + 1) \quad [-]$$

(227)

dove FC è calcolato in conformità al paragrafo relativo ai generatori monostadio, ipotizzando un generatore di calore monostadio avente potenza al focolare:

$$\Phi_{cn} = N_t \cdot \Phi_{cn,i,min} \quad [\text{kW}]$$

(228)

ossia potenza complessiva di tutti i moduli alla minima potenza al focolare in funzionamento continuo ed a fiamma accesa e fattori di perdita percentuali uguali a quelli del generatore modulare in esame alla minima potenza.

Se risulta $N > N_t$ si pone $N = N_t$

Le perdite effettive del generatore modulare si calcolano con la procedura definita nel paragrafo relativo ai generatori modulanti ipotizzando:

$$\Phi_{cn,max} = \Phi_{cn,i,max} \cdot N \quad [\text{kW}]$$

(229)

$$\Phi_{cn,min} = \Phi_{cn,i,min} \quad [\text{kW}]$$

(230)

3.3.4.3. Procedura di calcolo delle perdite del sottosistema di generazione per altri sistemi (UNI EN 15316:2008 - UNI/TS 11300-2:2008)

Generatori di aria calda (UNI/TS 11300-2:2008)

Nel caso di sistemi di generazione di aria calda, le perdite recuperate si considerano nulle mentre le perdite di processo del generatore sono quantificate come:

$$Q_{H,ls,gn} = \left(\frac{1}{\eta_{H,gn}} - 1 \right) Q_{H,gn,out} \quad [\text{kWh}]$$

(231)

dove:

$Q_{H,ls,gn}$ perdita termica del sottosistema di generazione, [kWh];

- $\eta_{H,gn}$ rendimento termico utile del generatore di aria calda; per un impianto esistente, in assenza di dati forniti dal costruttore o comunque di informazioni più precise si fa riferimento al Prospetto 70, [%];
- $Q_{H,gn,out}$ energia termica erogata dal generatore di aria calda, [kWh].

Prospetto 70 - Rendimenti di default per generatori di aria calda

Tipo di generatore	Valore di base %	Riduzione per installazione all'esterno
Generatori di aria calda a gas o gasolio con bruciatore ad aria soffiata o premiscelato, funzionamento on-off.	90	3
Generatori di aria calda a gas a camera stagna con ventilatore nel circuito di combustione di tipo B o C, funzionamento on-off.		
Generatori di aria a gas o gasolio, bruciatore ad aria soffiata o premiscelato, funzionamento bistadio o modulante.	93	2
Generatori di aria calda a camera stagna con ventilatore nel circuito di combustione installato in versione di tipo B o C, bistadio o modulazione aria gas.		
Generatori di aria calda a gas a condensazione regolazione modulante aria gas.	100	1

L'energia elettrica assorbita dai ventilatori del generatore di calore ad aria calda, $Q_{aux,gn}$, si calcola come:

$$E_{H,aux,gn} = FC \cdot t_{gn} \cdot W_{H,aux,gn} \quad [\text{kWh}] \quad (232)$$

dove:

- t_{gn} tempo di attivazione del generatore del mese o frazione di mese considerato, come definito al Paragrafo 3.3.4, (assunto pari a 24 ore al giorno), [h];
- $W_{H,aux,gn}$ potenza nominale dei ventilatori del generatore di aria calda, [kW].
- FC fattore di carico del generatore di aria calda, calcolato come:

$$FC = \frac{Q_{H,gn,out}}{\Phi_{gn,Pn} \cdot t_{gn}} \quad [-] \quad (233)$$

dove:

$\Phi_{gn,Pn}$ è la potenza termica utile del generatore di aria calda, [kW].

Generatori a biomassa (prUNI/TS 11300-4)

Per il calcolo delle perdite del sottosistema di generazione per generatori a biomassa a caricamento automatico si utilizza la medesima procedura proposta per i generatori alimentati a combustibili fossili, tenendo presente che il vettore energetico è una fonte parzialmente rinnovabile.

Per il calcolo delle perdite del sottosistema di generazione per generatori a biomassa a caricamento manuale, si distinguono diversi casi, a seconda che il generatore sia l'unico presente all'interno

della zona termica o integri la produzione di un altro generatore e a seconda della tipologia di sistema considerato:

1. il generatore a biomassa è l'unico generatore presente:
 - per generatori di tipo caminetto, inserto o stufa, oppure termocamino o termostufa si segue la procedura semplificata riportata di seguito;
 - per tutte le altre tipologie si segue la procedura indicata per i generatori a biomassa a caricamento automatico;
2. il generatore a biomassa integra la produzione di energia termica del generatore principale:
 - per generatori di tipo caminetto, inserto o stufa, oppure termocamino o termostufa si segue la procedura semplificata riportata di seguito;
 - per tutte le altre tipologie si segue la procedura indicata per i generatori a biomassa a caricamento automatico, modificata come indicato qui di seguito.

In generale, per generatori a biomassa a caricamento manuale che integrano la produzione di energia termica del generatore principale (caso 2), l'ipotesi utilizzata per il calcolo è che il generatore possa essere alimentato in modo continuativo esclusivamente durante le 12 ore diurne.

In virtù di tale impostazione, nel momento in cui, come riportato al Paragrafo 3.3.4.1 si calcola il fattore di carico utile FC_u per sistemi multipli (ad esempio generatore tradizionale affiancato da generatore a biomassa a caricamento manuale), la potenza termica utile da utilizzare per il generatore a biomasse ($\Phi_{gn,Pn}$) è il 50% di quella reale.

Il valore di potenza termica utile ridotto del 50% si utilizza anche per il calcolo della porzione di fabbisogno di energia termica $Q_{gn,out}$ da attribuire al generatore a biomasse.

Una volta ripartito il fabbisogno sui diversi sistemi di generazione, si procede al calcolo delle perdite di generazione tramite la procedura semplificata riportata di seguito, se il generatore è di tipo caminetto, inserto o stufa oppure termocamino o termostufa, oppure tramite la procedura analitica utilizzata per i generatori tradizionali per tutti gli altri sistemi, come indicato al Paragrafo 3.3.4.2 (utilizzando per il calcolo del fattore di carico del generatore la potenza complessiva, senza riduzione del 50%).

Qualora, nel caso di caminetti, inserti o stufe esistenti, non sia disponibile un dato di targa di potenza termica utile, si utilizza la formula seguente:

$$\Phi_{gn,Pn} = V \cdot PCI_{legna} \cdot CSO \quad [kW] \quad (234)$$

dove:

- | | |
|----------------------|--|
| V | volume del focolare, [dm ³] |
| PCI _{legna} | potere calorifico inferiore della legna, pari a 2,92 (fonte: Inventario nazionale delle emissioni di CO ₂ per UNFCCC), [kWh/kg]; |
| CSO | consumo specifico orario di legna, pari a 0,035 per stufe, inserti e camini con bocca di fuoco chiusa, 0,05 per camini con bocca di fuoco aperta, [kg/(h dm ³)]. |

Procedura semplificata per il calcolo delle perdite di generazione per sistemi di generazione di tipo caminetti, inserti e stufe, e termocamini e termostufe (prUNI/TS 11300-4)

Le perdite del sottosistema di generazione sono calcolate tramite:

$$Q_{ls,gn} = Q_{gn,out} \frac{(1-\eta_{gn})}{\eta_{gn}} \quad [\text{kWh}]$$

(235)

dove:

η_{gn} rendimento di generazione del caminetto, inserto o stufa, oppure termocamino o termostufa; per un impianto esistente, in assenza di dati forniti dal costruttore o comunque di informazioni più precise, si fa riferimento al Prospetto 71 e Prospetto 72, [%].

Prospetto 71 - Rendimenti di default per caminetti, inserti e stufe

Periodo di costruzione del generatore	Valore di base	F1*			F3
		1	2	4	
Prima del 1978	50	0	-2	-6	-4
1978 - 1994	60	0	-2	-6	-4
Dopo 1994	65	0	-2	-6	-4
	Valore certificato UNI EN 13229 UNI EN 13240** UNI EN 12815	0	-2	-6	-4

* Se il generatore opera su un serbatoio inerziale dimensionato secondo la EN 303-5, F1 è da considerarsi uguale a 1.
** Il valore del rendimento base è quello certificato a potenza nominale

Prospetto 72 - Rendimenti di default per termocamini e termostufe

Periodo di costruzione del generatore	Valore di base	F1*			F3
		1	2	4	
Prima del 1978	50	0	-2	-6	-4
1978 - 1994	60	0	-2	-6	-4
Dopo 1994	70	0	-2	-6	-4
	Valore certificato UNI EN 13229 UNI EN 13240** UNI EN 12815	0	-2	-6	-4

* Se il generatore opera su un serbatoio inerziale dimensionato secondo la EN 303-5, F1 è da considerarsi uguale a 1.
** Il valore del rendimento base è quello certificato a potenza nominale

dove:

- F1 rapporto tra la potenza del generatore installato e la potenza termica di progetto richiesta;
- F3 fattore da utilizzare per camini di altezza maggiore di 10 m, [-].

La potenza termica di progetto richiesta può essere calcolata come:

$$\Phi_{des} = (H_{tr} + H_{ve}) \cdot (\theta_{int,H} - \theta_{e,des}) \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}] \quad (236)$$

dove:

- H_{tr} coefficiente di scambio termico per trasmissione, calcolato come indicato al paragrafo 2.1.3, [W/K];
- H_{ve} coefficiente di scambio termico per ventilazione, calcolato come indicato al paragrafo 2.1.6 [W/K];
- $\theta_{int,H}$ temperatura interna di regolazione per climatizzazione invernale, [°C];
- $\theta_{e,des}$ temperatura esterna di progetto invernale, come definita negli indicatori climatici, di cui all'Allegato B del presente documento, [°C].

Non è previsto che i sistemi di tipo caminetto, inserto o stufa possano integrare la produzione di acqua calda sanitaria. Tutta la produzione termica è pertanto dedicata alla climatizzazione invernale.

Per le caldaie a caricamento manuale, i termocamini e le termostufe, i caminetti, gli inserti e le stufe, l'energia elettrica consumata dagli ausiliari di generazione viene considerata nulla.

Sistemi di cogenerazione (UNI EN 15316-4-4:2008)

Le perdite del sottosistema di generazione, per sistemi di cogenerazione, sono calcolate come:

$$Q_{ls,gn} = Q_{gn,out} \cdot \frac{(1 - \overline{\eta}_t)}{\overline{\eta}_t} \quad [\text{kWh}] \quad (237)$$

dove:

- $\overline{\eta}_t$ rendimento termico di generazione del cogeneratore; per un impianto esistente, in assenza di dati forniti dal costruttore o comunque di informazioni più precise, in sostituzione dei rendimenti medi mensili, mese per mese, si assumono i rendimenti nominali. Qualora tali valori non siano disponibili si può fare riferimento ai valori riportati nel Prospetto 73. I valori indicati per le microturbine possono essere utilizzati, in mancanza di dati più precisi, anche per le altre tipologie di turbina.

Prospetto 73 - Rendimenti termici ed elettrici di default per cogeneratori
(fonte: UNI EN 15316-4-4:2008)

	Motore a combustione interna (metano)	Motore a combustione interna (gasolio)	Microturbina	Motore stirling	Fuel cell
Efficienza termica nominale $\bar{\eta}_t$	53%	55%	59%	78%	52%
Efficienza elettrica nominale $\bar{\eta}_e$	29%	35%	22%	17%	37%

Il fabbisogno mensile di energia termica fornita è calcolato come:

$$Q_{gn,in} = Q_{gn,out} + Q_{ls,gn} \quad [\text{kWh}] \quad (238)$$

L'energia elettrica prodotta mensilmente dal sistema di cogenerazione è data dalla:

$$E_{chp} = Q_{gn,in} \cdot \bar{\eta}_e \quad [\text{kWh}] \quad (239)$$

dove:

$\bar{\eta}_e$ rendimento elettrico medio mensile del sistema di cogenerazione

L'energia elettrica assorbita dagli ausiliari viene considerata nulla.

Sistemi di teleriscaldamento (prUNI/TS 11300-4 - UNI EN 15316-4-5:2008)

Le perdite di generazione per sistemi di teleriscaldamento si calcolano come:

$$Q_{ls,gn} = Q_{ls,ss} + Q_{ls,dh,d} + Q_{ls,dh,gn} \quad [\text{kWh}] \quad (240)$$

dove:

$Q_{ls,ss}$ quantità di energia termica dispersa in ambiente dalla sottostazione del sistema di teleriscaldamento, [kWh];

$Q_{ls,dh,d}$ quantità di energia termica dispersa in ambiente dalla rete di distribuzione del sistema di teleriscaldamento, [kWh];

$Q_{ls,dh,gn}$ quantità di energia termica dispersa in ambiente dal generatore del sistema di teleriscaldamento, [kWh];

La quantità di energia termica dispersa in ambiente dal generatore del sistema di teleriscaldamento $Q_{ls,dh,gn}$ è calcolata come:

$$Q_{ls,dh,gn} = (Q_{ls,dh,d} + Q_{ss,in}) \cdot \frac{1 - \eta_{dh,gn}}{\eta_{dh,gn}} \quad [\text{kWh}] \quad (241)$$

dove:

$\eta_{dh,gn}$ rendimento medio dell'impianto di generazione del sistema di teleriscaldamento [-], calcolato come:

$$\eta_{dh,gn} = \frac{\eta_{dh,chp} \cdot \eta_{dh,bu}}{(1-\beta)\eta_{dh,chp} + \beta \cdot \eta_{dh,bu}} \quad [\text{kWh}] \quad (242)$$

dove:

$$\eta_{dh,chp} = \overline{\eta_t} + \overline{\eta_{el}} \cdot f_{el,dh} \quad [\text{kWh}] \quad (243)$$

dove:

$\eta_{dh,chp}$ rendimento medio complessivo (tenendo conto di una diversa valorizzazione dell'energia elettrica) del generatore di calore in assetto cogenerativo, [-];

$\overline{\eta_t}$ rendimento termico medio del generatore di calore in assetto cogenerativo; in assenza di dati più precisi può essere utilizzato il valore riportato nel Prospetto 74, [%];

$\overline{\eta_{el}}$ rendimento elettrico medio del generatore di calore in assetto cogenerativo; in assenza di dati più precisi può essere utilizzato il valore riportato nel Prospetto 74, [%];

$\eta_{dh,bu}$ rendimento termico medio del generatore di calore di back-up, assunto pari a 0,9, [-];

$f_{el,dh}$ è il fattore di riferimento di conversione tra energia elettrica (kWh_e) ed energia primaria (kWh_p) definito con provvedimento dell'Autorità per l'Energia e il Gas, che tiene conto dell'efficienza media di produzione del parco termoelettrico, attualmente pari a 2,18 kWh_p/kWh_e, [-];

β frazione di energia termica generata dal sistema di teleriscaldamento tramite cogenerazione; tale valore è assunto pari a 0 in assenza di un sistema di cogenerazione (generazione tramite generatore di solo calore), 0,9 in presenza di un sistema di cogenerazione, [-].

Prospetto 74 - Rendimenti termici ed elettrici medi di default per cogeneratori in sistemi di teleriscaldamento

	Cogeneratore alimentato a metano	Cogeneratore alimentato a biomasse
$\overline{\eta_t}$	68%	68%
$\overline{\eta_{el}}$	22%	18%

La quantità di energia termica dispersa in ambiente dalla rete di distribuzione del sistema di teleriscaldamento $Q_{ls,dh,d}$ è calcolata come:

$$Q_{ls,dh,d} = Q_{ss,in} \cdot \frac{1-\eta_{dh,d}}{\eta_{dh,d}} \quad [\text{kWh}]$$

(244)

dove:

$\eta_{dh,d}$ rendimento medio della rete di distribuzione del sistema di teleriscaldamento, assunto pari a 0,9, [-];

Il fabbisogno di energia termica $Q_{ss,in}$ in ingresso alla sottostazione è pari a:

$$Q_{ss,in} = Q_{gn,out} + Q_{ls,ss} \quad [\text{kWh}] \quad (245)$$

dove:

$Q_{gn,out}$ fabbisogno di energia termica in uscita dal generatore, [kWh];

$Q_{ls,ss}$ perdite termiche della sottostazione, [kWh];

Il calcolo delle perdite termiche della sottostazione è determinato con le seguenti espressioni:

$$Q_{ls,ss} = \Phi_{ss} \cdot \frac{P_{ss,env}}{100} \cdot FC \cdot t_{gn} \quad [\text{kWh}] \quad (246)$$

dove:

Φ_{ss} potenza termica nominale della sottostazione, [kW];

$P_{ss,env}$ percentuale di potenza termica persa dalla sottostazione di scambio nelle condizioni di esercizio calcolata secondo la formula (248);

t_{gn} tempo di attivazione del generatore, come calcolate al paragrafo 3.3.4, [h];

FC fattore di carico termico utile della sottostazione, definito come:

$$FC = \frac{Q_{gn,out}}{\Phi_{ss} \cdot t_{gn}} \quad [-] \quad (247)$$

La percentuale di potenza termica persa dalla sottostazione è pari a:

$$P_{ss,env} = P'_{ss,env} \cdot \frac{(\theta_{ss,W,m} - \theta_{a,ss})}{(\theta_{ss,W,rif} - \theta_{a,test})} \quad [\%] \quad (248)$$

dove:

$\theta_{ss,W,m}$ temperatura media del fluido nella sottostazione, [°C];

$\theta_{a,ss}$ temperatura dell'ambiente ove è installata la sottostazione, [°C];

$\theta_{ss,W,rif}$ temperatura media di riferimento del fluido termovettore nella sottostazione, posta pari a 85°C;

$\theta_{a,test}$ temperatura dell'ambiente nelle condizioni di test, pari a 20°C;

$$P'_{ss,env} = C_2 - C_3 \cdot \log \Phi_{ss} \quad [\%] \quad (249)$$

dove:

- C_2 coefficiente assunto pari 2,24, [-];
 C_3 coefficiente assunto pari a 0,57, [-];

$\theta_{a,ss}$ è determinata come segue:

- nel caso di generatore installato all'interno del locale caldaia si calcola come:

$$\theta_{a,gn} = \theta_{int,H} - 0,3 \cdot (\theta_{int,H} - \theta_e) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (250)$$

dove:

$\theta_{int,H}$ temperatura interna di regolazione, [$^{\circ}\text{C}$].

- nel caso di generatore installato all'esterno si assume un valore pari alla temperatura media del mese o frazione di mese considerata (θ_e).

Nel caso in cui il fornitore della sottostazione dichiari il fattore di perdita della sottostazione K_{ss} , la quantità di energia termica dispersa in ambiente dalla sottostazione $Q_{ls,tr}$ si calcola come segue:

$$Q_{ls,ss} = K_{ss} \cdot \frac{(\theta_{ss,W,m} - \theta_{a,ss})}{1000} \cdot FC \cdot t_{gn} \quad [\text{kWh}] \quad (251)$$

L'energia elettrica assorbita dagli ausiliari viene considerata nulla.

Pompe di calore (UNI EN 15316-4-2:2008)

Al fine di definire l'efficienza della generazione attraverso pompe di calore devono essere presi in considerazione i seguenti fattori:

- tipo di alimentazione della di pompa di calore (elettricità o vettore termico);
- tipo di pompa di calore (aria-acqua, acqua-acqua, aria-aria);
- variazione della temperatura mensile della sorgente fredda e del pozzo caldo della macchina.

Se la pompa di calore è alimentata da un vettore energetico non elettrico, il fabbisogno di energia termica fornita, in ingresso al sottosistema di generazione, è dato dalla:

$$Q_{gn,in} = \frac{Q_{gn,out}}{COP} \quad [\text{kWh}] \quad (252)$$

Se la pompa di calore è alimentata da vettore elettrico, il fabbisogno di energia elettrica richiesta per usi termici, in ingresso al sottosistema di generazione, è dato dalla:

$$E_{in} = \frac{Q_{gn,out}}{COP} \quad [\text{kWh}] \quad (253)$$

dove:

$\frac{Q_{gn,out}}{COP}$ energia termica erogata dal sottosistema di generazione, [kWh];
 coefficiente di prestazione medio mensile della pompa di calore.

Se sono disponibili i COP della macchina misurati in differenti condizioni di test, per ottenere il COP da applicare in condizioni operative è necessario interpolare fra i punti disponibili. Se invece è disponibile un solo punto di test è necessario individuare il COP in condizioni operative attraverso il metodo dell'efficienza energetica fissa.

$$\text{COP}_{\text{op}} = \text{COP}_{\text{std}} \cdot \frac{\text{COP}_{\text{C,op}}}{\text{COP}_{\text{C,std}}} = \text{COP}_{\text{std}} \cdot f_{\text{std,op}} \quad [-] \quad (254)$$

dove:

COP_{op} COP nelle condizioni operative reali medie mensili, [-];

COP_{std} COP in condizioni standard, [-];

$f_{\text{std,op}}$ fattore di conversione fra le condizioni standard e le condizioni operative; dipende dalle temperature di lavoro ed è determinato come indicato di seguito:

Per pompe di calore elettriche aria-acqua o acqua-acqua:

$$f_{\text{std,op}} = \frac{\text{COP}_{\text{C,op}}}{\text{COP}_{\text{C,std}}} = \frac{(\theta_{\text{si,out,op}} + 273,16) \cdot (\theta_{\text{si,out,std}} - \theta_{\text{so,in,std}})}{(\theta_{\text{si,out,std}} + 273,16) \cdot (\theta_{\text{si,out,op}} - \theta_{\text{so,in,op}})} \quad [-] \quad (255)$$

Per pompe di calore elettriche aria-aria:

$$f_{\text{std,op}} = \frac{\text{COP}_{\text{C,op}}}{\text{COP}_{\text{C,std}}} = \frac{(\theta_{\text{si,in,op}} + 273,16) \cdot (\theta_{\text{si,in,std}} - \theta_{\text{so,in,std}})}{(\theta_{\text{si,in,std}} + 273,16) \cdot (\theta_{\text{si,in,op}} - \theta_{\text{so,in,op}})} \quad [-] \quad (256)$$

Per pompe di calore endotermiche e ad assorbimento aria-acqua o acqua-acqua:

$$f_{\text{std,op}} = \frac{\text{COP}_{\text{C,op}}}{\text{COP}_{\text{C,std}}} = \frac{(\theta_{\text{si,out,op}} + 273,16)}{(\theta_{\text{si,out,std}} + 273,16)} \cdot \frac{\theta_{\text{gn}} - \theta_{\text{so,in,op}}}{\theta_{\text{si,out,op}} - \theta_{\text{so,in,op}}} \cdot \frac{\theta_{\text{si,out,std}} - \theta_{\text{so,in,std}}}{\theta_{\text{si,out,op}} - \theta_{\text{so,in,op}}} \quad [-] \quad (257)$$

Per pompe di calore endotermiche e ad assorbimento aria-aria:

$$f_{\text{std,op}} = \frac{\text{COP}_{\text{C,op}}}{\text{COP}_{\text{C,std}}} = \frac{(\theta_{\text{si,in,op}} + 273,16)}{(\theta_{\text{si,in,std}} + 273,16)} \cdot \frac{\theta_{\text{gn}} - \theta_{\text{so,in,op}}}{\theta_{\text{si,in,op}} - \theta_{\text{so,in,op}}} \cdot \frac{\theta_{\text{si,in,std}} - \theta_{\text{so,in,std}}}{\theta_{\text{gn}} - \theta_{\text{so,in,std}}} \quad [-] \quad (258)$$

dove:

$\text{COP}_{\text{C,op}}$ COP nelle condizioni operative reali di una macchina di Carnot, [-];

$\text{COP}_{\text{C,std}}$ COP in condizioni standard di una macchina di Carnot, [-];

$\theta_{\text{si,out,op}}$ temperatura del fluido in uscita dal lato del pozzo caldo (lato condensatore) della macchina in condizioni operative [°C]; è pari alla temperatura di mandata in condizioni di progetto del fluido termovettore dell'impianto di climatizzazione invernale $\theta_{\text{f,des}}$; in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, è possibile utilizzare i valori riportati nel Prospetto 62;

$\theta_{si,out,std}$	temperatura del fluido in uscita dal lato del pozzo caldo (lato condensatore) della macchina in condizioni standard, [°C];
$\theta_{si,in,op}$	temperatura del fluido in entrata dal lato del pozzo caldo (lato condensatore) della macchina in condizioni operative [°C]; è pari alla temperatura interna di regolazione dell'ambiente considerato $\theta_{int,H}$;
$\theta_{si,in,std}$	temperatura del fluido in entrata dal lato del pozzo caldo (lato condensatore) della macchina in condizioni standard [°C];
$\theta_{so,in,op}$	temperatura del fluido in entrata dal lato della sorgente fredda (lato evaporatore) della macchina in condizioni operative [°C]; per impianti acqua-acqua è pari alla temperatura media mensile dell'acqua utilizzata o del terreno (pompe di calore "terra-acqua"), posta ai fini della presente procedura pari alla temperatura esterna media annuale θ_{me} , come definita negli indicatori climatici di cui Allegato B del presente documento, [°C]; per impianti aria-aria ed aria-acqua è pari alla temperatura esterna media mensile θ_e come definita nei dati climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C];
$\theta_{so,in,std}$	temperatura del fluido in entrata dal lato della sorgente fredda (lato evaporatore) della macchina in condizioni standard [°C];
θ_{gn}	temperatura a cui viene fornita l'energia termica dal generatore di calore (ad esempio bruciatore, boiler, scambiatore) [°C];

Per impianti esistenti, in assenza di dati dichiarati dal costruttore o comunque di informazioni più precise, si possono utilizzare i valori di COP standard e delle temperature di riferimento di default riportati nel Prospetto 75. Non sono disponibili valori di default per pompe di calore endotermiche.

Prospetto 75 - Valori di default di COP e temperature in condizioni standard

Tipo di pompa di calore		COP _{std}	$\theta_{si,out,std}$	$\theta_{si,in,std}$	$\theta_{so,in,std}$	θ_{gn}
Elettrica	Aria-acqua	2,2	40	-	7	
	Acqua-acqua	3	40	-	5	
	Aria-aria	2,4	-	20	7	
Ad assorbimento	Aria-acqua	1,1	40	-	7	50
	Acqua-acqua	1,2	40	-	5	50
	Acqua-aria	1,15	-	20	7	50

L'energia elettrica assorbita dalle pompe e/o ventilatori della pompa di calore (qualora non compresa nel valore di COP) si calcola come:

$$E_{aux,gn} = FC \cdot t_{gn} \cdot W_{aux,gn} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (259)$$

dove:

$W_{aux,gn}$ potenza totale degli ausiliari elettrici della pompa di calore endotermica o ad assorbimento, [W];

FC fattore di carico termico utile della pompa di calore, definito come:

$$FC = \frac{Q_{gn,out}}{\Phi_{PdC} \cdot t_{gn}} \quad [-] \quad (260)$$

dove:

Φ_{PdC} potenza termica utile della pompa di calore, [kW].

Non vi sono perdite recuperabili del generatore.

3.4. Fabbisogno di energia fornita per la climatizzazione estiva (UNI/TS 11300-3:2010)

La procedura prevede che la determinazione del fabbisogno di energia fornita per climatizzazione estiva sia effettuata su base mensile.

Nel caso in cui l'impianto dedicato al servizio di climatizzazione estiva sia centralizzato e serva più unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici, i valori di potenza nominale del generatore, di potenza elettrica degli ausiliari, di perdite e di recuperi da utilizzare per il calcolo delle prestazioni energetiche di un'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio sono assegnati sulla base del rapporto tra la superficie utile climatizzata dell'unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio e la superficie utile totale servita dall'impianto considerato.

3.4.1. Procedura di calcolo (UNI/TS 11300-3:2010)

Nel caso in cui il sottosistema di generazione sia alimentato da un vettore energetico non elettrico, il fabbisogno di energia fornita per climatizzazione estiva $Q_{C,gn,in}$ si calcola applicando la formula seguente:

$$Q_{C,gn,in} = \left(\frac{Q_{C,gn,out} + Q_v}{\eta_{mm}} \right) \quad [kWh] \quad (261)$$

Nel caso in cui il sottosistema di generazione sia alimentato da vettore elettrico, il fabbisogno di energia elettrica richiesta per usi termici per climatizzazione estiva $E_{C,in}$ si calcola applicando la formula seguente:

$$E_{C,in} = \left(\frac{Q_{C,gn,out} + Q_v}{\eta_{mm}} \right) \quad [kWh] \quad (262)$$

dove:

$Q_{C,gn,out}$ energia erogata dal sottosistema di generazione per raffrescamento, [kWh];

Q_v fabbisogno di energia termica per trattamenti dell'aria, [kWh];

η_{mm} coefficiente di prestazione medio mensile del sistema di generazione dell'energia frigorifera, [-];

Tale fabbisogno può essere soddisfatto per mezzo di energia termica o elettrica, a seconda della tipologia di impianto considerato.

3.4.2. Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione estiva (UNI/TS 11300-3:2010)

3.4.2.1. Generalità (UNI/TS 11300-3:2010)

Per determinare l'energia fornita dal sottosistema di generazione per raffrescamento si applica la formula seguente:

$$Q_{Cgn,out} = Q_{Cr} + Q_{C,ls,d} + Q_{C,ls,s} - Q_{C,lth} \quad [\text{kWh}] \quad (263)$$

dove:

- Q_{Cr} fabbisogno effettivo di energia utile per climatizzazione estiva, [kWh];
- $Q_{C,ls,d}$ perdite del sottosistema di distribuzione, [kWh];
- $Q_{C,ls,s}$ perdite del sottosistema di accumulo, [kWh];
- $Q_{C,lth}$ energia termica recuperata, [kWh].

Il fabbisogno effettivo di energia utile per climatizzazione estiva è calcolato come:

$$Q_{Cr} = Q_{C,nd} + Q_{C,ls,e} + Q_{C,ls,rg} \quad [\text{kWh}] \quad (264)$$

dove:

- $Q_{C,nd}$ fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione estiva, [kWh];
- $Q_{C,ls,e}$ perdite del sottosistema di emissione, [kWh];
- $Q_{C,ls,rg}$ perdite del sottosistema di regolazione, [kWh].

Il calcolo del fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione estiva è riportato al Paragrafo 2.1, formula (22).

Qualora sia presente un'unità di trattamento dell'aria, il valore di $Q_{C,ve}$ deve essere posto uguale a zero, in quanto esso è incluso nel calcolo del Q_v , così come determinato nella presente specifica tecnica.

Nel caso, tuttavia, si sia scelto di utilizzare l'effetto del free-cooling, in riferimento a quanto indicato al Paragrafo 2.1.6.1 (esclusivamente nel caso di destinazione d'uso residenziale), si considera non attiva, durante la stagione di raffrescamento, l'unità di trattamento dell'aria, e pertanto non si calcola il termine Q_v ma si mantiene il contributo fornito dagli scambi termici per ventilazione $Q_{C,ve}$.

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva, si applicano i rendimenti di default indicati nei successivi paragrafi.

3.4.2.2. Sottosistema di emissione (UNI/TS 11300-3:2010)

Le perdite di emissione vengono calcolate applicando la formula seguente:

$$Q_{C,ls,e} = Q_{C,nd} \cdot \frac{1 - \eta_{C,e}}{\eta_{C,e}} \quad [\text{kWh}] \quad (265)$$

dove:

$Q_{C,nd}$ fabbisogno ideale di energia termica utile per la climatizzazione estiva, [kWh];
 $\eta_{C,e}$ rendimento del sottosistema di emissione, [-].

Il rendimento del sottosistema di emissione, $\eta_{C,e}$ viene determinato in funzione della tipologia di terminale secondo il Prospetto 76.

Prospetto 76 - Rendimenti del sottosistema di emissione per diverse tipologie di terminali

Terminale di erogazione	Rendimento di emissione
Ventilconvettori idronici	0,98
Terminali ad espansione diretta, unità interne sistemi split, ecc.	0,97
Armadi autonomi, ventilconvettori industriali posti in ambiente, travi fredde	0,97
Bocchette in sistemi ad aria canalizzata, anemostati, diffusori lineari a soffitto, terminali sistemi a dislocamento	0,97
Pannelli isolati annegati a pavimento	0,97
Pannelli isolati annegati a soffitto	0,98

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva, ai fini della presente metodologia di calcolo si assume un rendimento di emissione pari a 0,97.

3.4.2.3. Sottosistema di regolazione (UNI/TS 11300-3:2010)

Le perdite del sottosistema di regolazione vengono calcolate applicando la formula seguente:

$$Q_{C,ls,rg} = (Q_{C,nd} + Q_{C,ls,e}) \frac{1 - \eta_{C,rg}}{\eta_{C,rg}} \quad [\text{kWh}]$$

(266)

dove:

$Q_{C,nd}$ fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione estiva, [kWh];
 $Q_{C,ls,e}$ perdite del sottosistema di emissione, [kWh];
 $\eta_{C,rg}$ rendimento di regolazione, [-].

I rendimenti del sottosistema di regolazione $\eta_{C,rg}$ per varie tipologie di regolatori associati a diverse tipologie di terminali di erogazione sono riportati nel Prospetto 77.

Prospetto 77 - Rendimenti del sottosistema di regolazione per diverse tipologie di sistema di controllo dei terminali

Sistema di controllo	Tipologia di regolazione	Rendimento di regolazione
Regolazione centralizzata	Regolazione ON-OFF	0,84
	Regolazione modulante	0,90
Controllori zona	Regolazione ON-OFF	0,93
	Regolazione modulante (banda 2 °C)	0,95
	Regolazione modulante (banda 1 °C)	0,97
Controllo singolo ambiente	Regolazione ON-OFF	0,94
	Regolazione modulante (banda 2°C)	0,96
	Regolazione modulante (banda 1 °C)	0,98

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva, ai fini ai fini della presente metodologia di calcolo si assume un rendimento di regolazione pari a 0,95.

3.4.2.4. Sottosistema di distribuzione (UNI/TS 11300-3:2010)

Per la determinazione delle perdite delle reti di distribuzione $Q_{C,ls,d}$ si devono utilizzare i metodi di calcolo riportati nell'Appendice D della presente sezione.

In generale, si possono determinare direttamente le perdite di distribuzione o in modo diretto, o in funzione di un dato valore di rendimento tabulato, η_d , a seconda della tipologia impiantistica presente. Qualora il calcolo delle perdite sia effettuato a partire dal valore di rendimento di distribuzione, si utilizza la seguente relazione:

$$Q_{C,ls,d} = Q_{Cr} \cdot \frac{1 - \eta_{C,d}}{\eta_{C,d}} \quad [\text{kWh}] \quad (267)$$

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva, ai fini ai fini della presente metodologia di calcolo si assume un rendimento di distribuzione pari a 0,95.

3.4.2.5. Sottosistema di accumulo (UNI/TS 11300-3:2010)

Gli impianti di acqua refrigerata possono essere dotati di un serbatoio di accumulo, che costituisce un sottoinsieme del sottosistema di distribuzione (tubazioni). In questo caso il calcolo delle perdite totali di distribuzione deve tener conto:

- delle perdite di calore del serbatoio;
- delle perdite di calore del circuito di collegamento generatore-serbatoio.

Nel caso di impianto con presenza di accumulo, le perdite di calore da queste strutture devono essere calcolate in modo analitico.

Le perdite di accumulo $Q_{C,ls,s}$ si calcolano in base alla entità e alle caratteristiche della superficie disperdente dell'accumulatore e alla differenza tra la temperatura media della superficie e la temperatura media dell'ambiente nel quale l'accumulatore è installato.

$$Q_{C,ls,s} = \frac{S_s}{S_s} (\theta_s - \theta_a) t \lambda_s \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (268)$$

dove:

- S_s superficie esterna dell'accumulo, [m²];
- s_s spessore dello strato isolante dell'accumulo, [m];
- λ_s conduttività dello strato isolante, [W/mK];
- t durata del mese o frazione di mese considerata, [h];
- θ_s temperatura media nell'accumulo, [°C];
- θ_a temperatura ambiente del locale in cui è installato l'accumulo, [°C];

In assenza di dati più precisi si può assumere una temperatura θ_a pari a :

- nel caso di generatore installato all'interno di un ambiente a temperatura controllata si assume un valore pari a $\theta_{int,C}$;
- nel caso di generatore installato all'interno di un ambiente non climatizzato, si calcola come:

$$\theta_a = \theta_{int,C} - 0,5 \cdot (\theta_{int,C} - \theta_e) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (269)$$

- nel caso di generatore installato all'esterno si assume un valore pari alla temperatura media del mese o frazione di mese considerata, θ_e .

Per impianti esistenti, in assenza dei dati sopra elencati, le perdite di accumulo possono essere calcolate con la seguente relazione semplificata:

$$Q_{C,ls,s} = \Phi_{ls,s} \cdot t \quad [\text{kWh}] \quad (270)$$

dove:

- $\Phi_{ls,s}$ coefficiente di perdita in funzione della classe di volume dell'accumulo, ricavato dal Prospetto 78.

Prospetto 78 - Valori di $\Phi_{ls,s}$ in funzione del volume dell'accumulo

Volume di accumulo [l]	$\Phi_{ls,s}$ [kW]
10-50	0,03
51-200	0,06
201-1500	0,12
1500- 10000	0,50
Oltre 10000	0,90

Le perdite del circuito di collegamento serbatoio–generatore di calore si considerano trascurabili quando la distanza tra serbatoio e generatore non è maggiore di 5 m e le tubazioni di collegamento sono isolate.

Qualora la distanza tra serbatoio e generatore sia maggiore di 5 m le perdite del circuito di collegamento serbatoio – generatore di calore devono essere calcolate col metodo indicato nell'Appendice C della presente sezione.

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva, ai fini della presente metodologia di calcolo si assumono delle perdite di accumulo nulle.

3.4.2.6. Energia recuperata (UNI/TS 11300-3:2010)

L'energia recuperata è determinata con la formula seguente:

$$Q_{C,lrh} = Q_{C,lrh,rc} + Q_{C,lrh,erc} \quad [\text{kWh}] \quad (271)$$

dove:

$Q_{C,lrh,rc}$ energia recuperata da recuperatori di calore, [kWh];

$Q_{C,lrh,erc}$ energia recuperata da climatizzatori con recupero di calore, [kWh].

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva, ai fini della presente metodologia di calcolo non si considerano recuperi di energia.

Energia recuperata dal recuperatore di calore

Gli eventuali guadagni energetici realizzati attraverso l'utilizzo di recuperatori di calore o entalpici vanno calcolati secondo quanto riportato nella norma UNI EN ISO 13790. Nel caso non si disponga dei dati necessari, l'energia recuperata può essere trascurata.

Energia recuperata da climatizzatori con recupero di calore (totale o parziale)

Il recupero energetico realizzato mediante climatizzatori dotati di sistema di recupero di calore parziale o integrale (condensatori ausiliari o desurriscaldatori) deve essere considerato ai fini della presente specifica tecnica unicamente se l'energia termica recuperata è utilizzata per il post-riscaldamento in batterie di trattamento dell'aria. In questo caso l'energia recuperata deve essere ricavata conoscendo (da progetto) i fabbisogni di post-riscaldamento dell'aria.

3.4.3. Fabbisogno di energia termica per trattamenti dell'aria (UNI/TS 11300-3:2010)

Qualora sia presente un impianto di ventilazione meccanica è necessario effettuare il calcolo del fabbisogno di energia termica per trattamento dell'aria Q_v .

Il calcolo del fabbisogno di energia termica per trattamento dell'aria Q_v è effettuato utilizzando la formula seguente:

$$Q_v = Q_{v,m} \cdot q_{ve} \cdot \rho_a \cdot t \quad [\text{kWh}] \quad (272)$$

dove:

$Q_{v,m}$ fabbisogno specifico medio per trattamento dell'aria [kJ/kg];

t durata del mese o frazione di mese considerata, [h];

q_{ve} portata dell'aria di ventilazione, calcolata come indicato al Paragrafo 2.1.6.1, [m³/s].

ρ_a massa volumica dell'aria, [1,2 kg/m³];

Il fabbisogno specifico medio per trattamento dell'aria $Q_{v,m}$ è calcolato con la formula seguente:

$$Q_{v,m} = 1,3615 \cdot H - 58,54 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (273)$$

dove:

H entalpia specifica dell'aria esterna per il mese o frazione di mese considerata, [kJ/kg].

3.4.3.1. Calcolo dell'entalpia specifica

L'entalpia specifica è calcolata come:

$$H = 1,004 \cdot \theta_e + \frac{x}{1000} \cdot (2500 + 1,9 \cdot \theta_e) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (274)$$

dove:

x umidità specifica media dell'aria umida esterna per il mese o frazione di mese considerata, [g/kg], calcolata come:

$$x = 622 \cdot \frac{p_{v,e}}{p_{atm} - p_{v,e}} \quad [\text{g/kg}] \quad (275)$$

dove:

p_{atm} pressione atmosferica, convenzionalmente posta pari a 101325 [Pa];

$p_{v,e}$ pressione parziale del vapore d'acqua presente nell'aria esterna, media rispetto al mese o frazione di mese considerata [Pa];

I valori mensili di pressione parziale del vapore d'acqua sono determinati come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C].

3.4.4. Fabbisogno di energia elettrica per gli ausiliari degli impianti di climatizzazione estiva (UNI/TS 11300-3:2010)

Il fabbisogno di energia elettrica per gli ausiliari degli impianti di climatizzazione estiva è calcolato con la formula seguente:

$$E_{C,aux} = E_{C,aux,e} + E_{C,aux,d} + E_{C,aux,gn} \quad [\text{kWh}] \quad (276)$$

dove:

$E_{C,aux,e}$ fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di emissione, [kWh];

$E_{C,aux,d}$ fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di distribuzione, [kWh];

$E_{C,aux,gn}$ fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di generazione, [kWh].

3.4.4.1. Ausiliari elettrici del sottosistema di emissione (UNI/TS 11300-3:2010)

Nel caso di terminali di erogazione con ventilatore, il fabbisogno di energia elettrica si calcola, per ogni ventilatore, come segue.

Unità con il ventilatore sempre in funzione

$$E_{C,aux,e} = W_{e,vn} \cdot t \quad [\text{kWh}] \quad (277)$$

dove:

$W_{e,vn}$ potenza nominale del ventilatore, [kW];
 t durata del mese o frazione di mese considerata, [h].

Unità con arresto del ventilatore al raggiungimento della temperatura prefissata

$$E_{C,aux,e} = FC W_{e,vn} \cdot t \quad [\text{kWh}] \quad (278)$$

dove:

FC fattore medio di carico della macchina frigorifera, come definito nel paragrafo 3.4.5.2, [-];
 $W_{e,vn}$ potenza nominale del ventilatore, [kW];
 t durata del mese o frazione di mese considerata, [h].

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva o qualora non siano note le potenze dei terminali $W_{e,vn}$, i valori da utilizzare per il calcolo possono essere ricavati dal Prospetto 79, con riferimento alle portate d'aria di progetto.

Per portate d'aria maggiori di quelle indicate si devono ricavare i dati da progetto, rilievi o misure in campo.

Prospetto 79 - Valori di default della potenza assorbita dai terminali di erogazione

Categorie di terminali	Tipologie	Potenza elettrica [W]	
Terminali privi di ventilatore	Pannelli isolati dalle strutture ed annegati nelle strutture	Nulla	
Terminali per immissione di aria	Bocchette e diffusori in genere	Nulla	
Terminali ad acqua o ad espansione diretta con ventilatore a bordo	Ventilconvettori, apparecchi in genere con ventilatore ausiliario	Portata d'aria [m ³ /h]	Potenza elettrica [W]
		≤ 200	40
		200 - 400	50
Unità canalizzabili	Unità pensili o a basamento - Roof top	400 - 600	60
		1500	180
		2500	340
		3000	500
		4000	700
		6000	1400
		8000	1800

3.4.4.2. Ausiliari elettrici del sottosistema di distribuzione (UNI/TS 11300-3:2010)

Nei sistemi di climatizzazione estiva si possono avere, alternativamente o in combinazione, reti di distribuzione acqua e reti di distribuzione aria. Pertanto, i fabbisogni di energia elettrica del sottosistema di distribuzione sono determinati come segue:

$$E_{C,aux,d} = E_{C,aux,PO} + E_{C,aux,vn} \quad [\text{kWh}] \quad (279)$$

dove:

$E_{C,aux,PO}$ fabbisogni elettrici di pompe a servizio di reti di distribuzione con tubazioni d'acqua, [kWh];

$E_{C,aux,vn}$ fabbisogni elettrici dei ventilatori a servizio di reti di distribuzione d'aria, [kWh].

Per ogni elettropompa, il fabbisogno di energia elettrica è calcolato come:

$$E_{C,aux,PO} = t_{PO} \cdot \Delta v \cdot W_{PO} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (280)$$

dove:

W_{PO} potenza elettrica della pompa nelle condizioni di progetto, [W];

t_{PO} tempo convenzionale di attivazione della pompa, assunto pari a:

$t_{PO} = FC \cdot t$ nel caso in cui è previsto l'arresto della pompa alla fermata del generatore durante il tempo di attivazione dello stesso, [h];

$t_{PO} = t$ nel caso in cui la pompa sia sempre in funzione durante il tempo di attivazione del generatore [h];

Δv fattore che tiene conto della variazione di velocità della pompa riportato, nel Prospetto 81.

Prospetto 80 - Fattore che tiene conto della variazione di velocità

Tipo di funzionamento	Fattore Δv
Pompa a velocità costante	1
Pompa a velocità variabile	0,6

Per ogni ventilatore, il fabbisogno di energia elettrica è calcolato come:

$$E_{C,aux,vn} = FC \cdot W_{d,vn} \cdot t \cdot 10^{-3} \text{ [kWh]} \quad (281)$$

dove:

FC fattore medio di carico della macchina frigorifera, come definito nel paragrafo 3.4.5.2, [-];

$W_{d,vn}$ potenza nominale del ventilatore in condizioni di progetto, [W];

t durata del mese o frazione di mese considerata, [h].

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva, si procede nel modo indicato di seguito.

- Si calcola il rapporto ($D_{H,C}$) tra l'energia fornita al sottosistema di distribuzione dell'impianto di climatizzazione estiva ($Q_{Cr} + Q_{C,ls,d}$) e l'energia termica fornita al sottosistema di distribuzione dell'impianto di climatizzazione invernale ($Q_{Hr} + Q_{H,ls,d}$):

$$D_{H,C} = \frac{Q_{Cr} + Q_{C,ls,d}}{Q_{Hr} + Q_{H,ls,d}} \quad [-] \quad (282)$$

- Si determinano le perdite degli ausiliari di distribuzione come:

$$E_{C,aux,d} = 4 \cdot D_{H,C} \cdot E_{H,aux,d} \quad \text{[kWh]} \quad (283)$$

3.4.4.3. Ausiliari elettrici del sottosistema di generazione (UNI/TS 11300-3:2010)

Ai fini del calcolo del fabbisogno di energia elettrica, gli ausiliari del sottosistema di generazione devono essere distinti in:

- ausiliari integrati nella macchina, ovvero dispositivi montati dal fabbricante all'interno della macchina frigorifera, le cui potenze devono essere considerate nei parametri prestazionali generali della macchina stessa, descritti nel Paragrafo 3.4.5.
- ausiliari esterni, ovvero dispositivi non compresi nella macchina frigorifera ma necessari per il suo funzionamento che determinano i fabbisogni elettrici degli ausiliari del sottosistema di generazione $E_{C,aux,gn}$.

Il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari di generazione si calcola come segue:

$$E_{C,aux,gn} = FC \cdot \Phi_{C,aux,gn} \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (284)$$

dove:

- FC fattore medio di carico della macchina frigorifera, come definito nel Paragrafo 3.4.5.2, [-];
- $\Phi_{C,aux,gn}$ potenza nominale della somma degli ausiliari esterni del generatore, [W];
- t durata del mese o frazione di mese considerata, [h].

A seconda del tipo di condensatore della macchina frigorifera, i fabbisogni di energia elettrica degli ausiliari esterni $E_{C,aux,gn}$ sono dati:

- in unità di produzione con condensazione ad aria, dall'elettroventilatore del condensatore;
- in sistemi con condensazione ad acqua di falda o ad acqua superficiale, dalla pompa di circolazione dell'acqua nel condensatore;
- in sistemi di condensazione evaporativi, dal ventilatore e dall'elettropompa di circolazione.

Le potenze dei motori elettrici e le modalità di funzionamento possono essere ottenute da dati di progetto, da dati forniti dal costruttore o da misure in campo. Per impianti esistenti, qualora le potenze non siano note si può fare riferimento ai valori riportati nel Prospetto 81.

Prospetto 81 - Valori di default della potenza assorbita dagli ausiliari esterni del sottosistema di generazione, riferiti alla potenza termica del condensatore

Tipo di componente	Potenza elettrica specifica [W/kW]	
	Elettroventilatori	Elettropompe
Condensatori raffreddati ad aria ^{a)} :		
- con ventilatori elicoidali non canalizzati	20 - 40	-
- con ventilatori centrifughi canalizzati	40 - 60	
Condensatori raffreddati ad acqua	-	Dati variabili in relazione alle condizioni al contorno (dislivelli di quota, modalità di presa, filtraggio, ecc.)
Condensatori evaporativi ^{a)} :	15 - 16	3,5 - 4
Torri di raffreddamento a circuito aperto ^{b)}	12 - 14	
Torri di raffreddamento a circuito chiuso ^{b)}	10 - 12	1,3 - 1,5
a) Valori indicativi con differenza di temperatura tra condensazione ed aria in ingresso pari a 15 K e sottoraffreddamento del liquido di (8 - 9)K.		
b) Dati riferiti al campo di potenze (50 - 600) kW. Viene fornito un dato complessivo medio orientativo data l'influenza della pressione degli ugelli e della differenza di quota tra rampa ugelli e bacino di raccolta acqua. I dati sono riferiti a:		
- temperatura dell'acqua in ingresso 34 °C;		
- temperatura dell'acqua in uscita 29 °C;		
- temperatura di bulbo umido dell'aria 24 °C.		

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva, ai fini della presente metodologia di calcolo si assume che i fabbisogni di energia elettrica degli ausiliari esterni al generatore siano compresi nel valore di EER di default per il generatore installato, di cui al Paragrafo 3.4.5.1.

3.4.5. Sottosistema di generazione (UNI/TS 11300-3:2010)

3.4.5.1. Rendimento delle macchine frigorifere ai carichi parziali (UNI/TS 11300-3:2010)

Le prestazioni delle macchine frigorifere dipendono non solo dai livelli termici operativi (condensazione ed evaporazione) e della configurazione impiantistica scelta, ma anche dall'andamento dell'energia che deve fornire il generatore. Per tener conto della variazione degli assorbimenti elettrici in funzione delle variazioni climatiche e/o delle condizioni al contorno e del grado di parzializzazione della macchina, si fa riferimento alla norma prEN 14825:2008, che stabilisce che i costruttori forniscano i coefficienti di prestazione (Energy Efficiency Ratio-EER) delle macchine in condizioni di riferimento. Le condizioni di riferimento, riportate nel Prospetto 82, sono relative alle temperature di esercizio ed ai fattori di carico FC, che indicano il rapporto tra la quantità di energia erogata nel periodo considerato ed il valore massimo dell'energia erogabile dalla macchina frigorifera nello stesso periodo.

Per le unità frigorifere ad assorbimento si fa riferimento alla UNI EN 12309-2:2002 che stabilisce che i costruttori forniscano i coefficienti di prestazione (GUE) delle macchine in condizioni di riferimento. Le condizioni di riferimento sono riferite alle temperature di esercizio alla massima potenza erogabile.

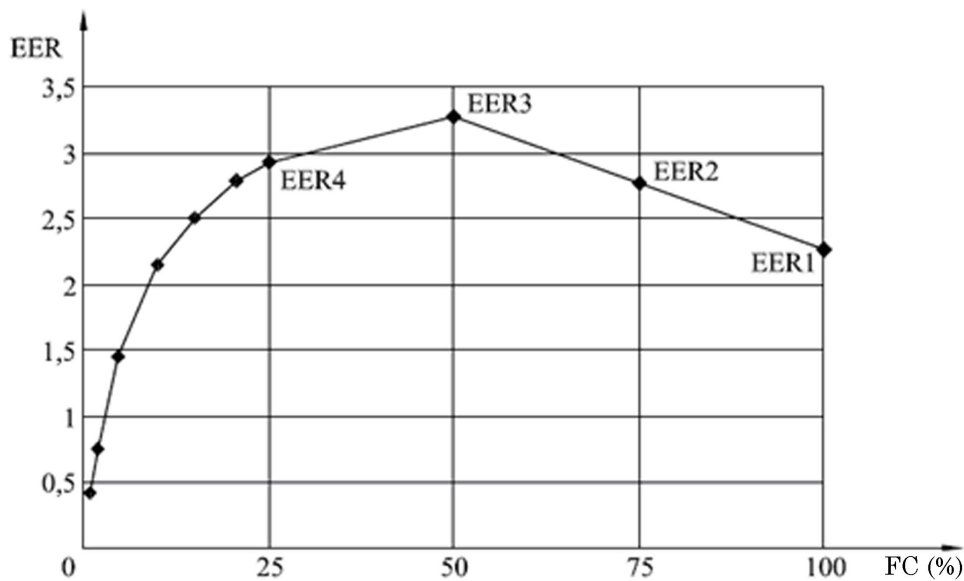
Prospetto 82 - Condizioni di riferimento per determinare l'indice EER in diverse condizioni di carico parziale delle macchine frigorifere

Tipologia		Aria-aria		Acqua-aria		Aria-acqua		Acqua-acqua	
Prova	Fattore	T aria	T aria	T acqua	T aria	T aria	T acqua	T acqua	T acqua
	di carico	esterna	interna	di	interna	esterna	refrigerata	di	refrigerata
	(%)	bulbo	bulbo	condensazione	bulbo	bulbo	in	condensazione	in
		secco/	secco/	in	secco/	secco	ingresso/	zione in	ingresso/
		(°C)	bulbo	ingresso/	bulbo	(°C)	in uscita	ingresso/	in uscita
			umido	in uscita	umido		del	in uscita	del
			(°C)	della	(°C)		ventilconvettori	della	ventilconvettori
				torre			(°C)	torre	(°C)
				evaporativa				evaporativa	
				(°C)				(°C)	
1	100%	35	27/19	30/35	27/19	35	12/7 7/18	30/35	12/7
2	75%	30	27/19	26/*	27/19	30	*/7	26/*	*/7
3	50%	25	27/19	22/*	27/19	25	*/7	22/*	*/7
4	25%	20	27/19	18/*	27/19	20	*/7	18/*	*/7

* temperatura determinata dalla portata d'acqua a pieno carico

Conoscendo i valori di EER forniti dai costruttori, si costruisce la curva di funzionamento della macchina ai carichi parziali, di cui un esempio è riportato in Figura 10, ovvero la curva che descrive l'andamento dei valori di EER di una macchina frigorifera in funzione del fattore di carico FC.

Figura 10 - Esempio di andamento dei valori di EER di una macchina frigorifera a compressione di vapore in funzione del fattore di carico



I valori di EER per fattori di carico FC inferiori al 25% vengono determinati come segue:

1. Unità aria-aria e acqua-aria:

- EER (20%) = 0,94 EER4
- EER (15%) = 0,85 EER4
- EER (10%) = 0,73 EER4
- EER (5%) = 0,50 EER4
- EER (2%) = 0,26 EER4
- EER (1%) = 0,14 EER4

2. Unità aria-acqua e acqua-acqua:

- EER (20%) = 0,95 EER4
- EER (15%) = 0,94 EER4
- EER (10%) = 0,87 EER4
- EER (5%) = 0,71 EER4
- EER (2%) = 0,46 EER4
- EER (1%) = 0,29 EER4

Nel caso in cui il costruttore definisca le efficienze anche per fattori di carico inferiori al 25%, tali valori si possono utilizzare, senza dover far riferimento al Prospetto 82.

La curva così ottenuta è utilizzata per ottenere valori di EER corrispondenti a fattori di carico diversi da quelli di riferimento (100%, 75%, 50%, 25%), da utilizzare per il calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} .

Qualora le macchine frigorifere non possano operare con gradi di parzializzazione corrispondenti alle condizioni di riferimento, è possibile calcolare l'EER a condizioni di riferimento con il metodo di calcolo descritto nella norma prEN 14825:2008. Alternativamente, qualora il calcolo non sia possibile per mancanza dei dati necessari oppure nel caso in cui le macchine valutate siano del tipo ad assorbimento, ai fini del calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} si utilizzano i valori ottenuti a pieno carico (forniti dai costruttori secondo la parte pertinente della serie UNI EN 14511 e UNI EN 12309-2) opportunamente corretti con i coefficienti di correzione $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6$ e η_7 descritti in seguito.

Analogamente, per macchine già installate di cui non sia possibile conoscere i valori di EER a carico parziale, ai fini del calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} si utilizzano i valori ottenuti a pieno carico (forniti dai costruttori secondo la parte pertinente della serie UNI EN 14511) opportunamente corretti con i coefficienti di correzione $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6$ e η_7 descritti in seguito.

Per considerare condizioni di funzionamento della macchina frigorifera diverse da quelle di riferimento (per esempio una temperatura diversa da 27°C dell'aria interna per le macchine aria-aria, oppure un salto termico all'evaporatore delle macchine acqua-acqua diverso da 12-7°C o anche per tener conto di una diversa temperatura dell'aria esterna nel caso di macchine raffreddate ad aria, ecc.), è possibile utilizzare una serie di prospetti riportati nell'Appendice E della presente sezione.

Analogamente, devono essere presi in considerazione i coefficienti correttivi dei dati di potenza resa ed assorbita dovuti alle perdite di carico di tubazioni frigorifere (sistemi split), tubazioni acqua (sistemi idronici), condotti aria (canalizzati), ecc., (coefficienti $\eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6$ e η_7) ricavabili dai prospetti riportati nell'Appendice F della presente sezione.

Per impianti esistenti, in assenza di dati dichiarati dal costruttore o comunque di informazioni più precise, si possono utilizzare i valori di EER/GUE di default riportati nel Prospetto 83, senza utilizzare correzioni dovute al fattore di carico e ponendo pari ad 1 tutti i coefficienti η_i e C_d .

Prospetto 83 - Valori di EER/GUE di default

Tipo di pompa di calore		EER/GUE
Elettrica	Aria-acqua	2,1
	Acqua-acqua	3
	Aria-aria	2,2
	Acqua-aria	2,2
Ad assorbimento	Aria-acqua	0,6
	Acqua-acqua	0,6
	Aria-aria	0,6
	Acqua-aria	0,6

Nel caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva, ai fini della presente metodologia di calcolo si assume un valore di EER costante in tutti i mesi della stagione di raffrescamento, ed indipendente dal fattore di carico, pari a 2,5. Tutti i coefficienti η_i sono posti, per questo tipo di valutazione, ad 1. Si assume inoltre che il vettore energetico che alimenta il generatore sia energia elettrica.

3.4.5.2. Coefficiente di prestazione medio mensile del sottosistema di generazione (UNI/TS 11300-3:2010)

Il coefficiente medio di prestazione mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera η_{mm} viene determinato applicando la seguente relazione, da ripetersi per tutti i mesi della stagione di climatizzazione estiva:

$$\eta_{\text{mm}} = \text{EER}(\text{FC}) \cdot \eta_1(\text{FC}) \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7 \quad [-] \quad (285)$$

dove:

- FC fattore di carico medio mensile, calcolato come rapporto tra la quantità di energia in uscita dal generatore per il raffrescamento e la ventilazione ($Q_{\text{C,gn,out}} + Q_v$) del mese o frazione di mese considerata ed il valore massimo dell'energia erogabile dalla macchina frigorifera nello stesso mese o frazione di mese (ovvero $t \cdot \Phi_n$, dove t è il numero di ore mensili e Φ_n la potenza nominale della macchina frigorifera);
- EER(FC) rapporto di efficienza energetica ottenuto in corrispondenza del fattore di carico FC, e ricavabile per interpolazione dalle curve degli EER costruite secondo quanto indicato al Paragrafo 3.4.5.1;
- $\eta_1(\text{FC})$ coefficiente correttivo ottenuto in corrispondenza del fattore di carico FC, e ricavabile per tripla interpolazione dai prospetti riportati nell'Appendice E della presente sezione;
- $\eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6, \eta_7$ coefficienti correttivi ricavabili dai prospetti riportati nell'Appendice F della presente sezione.

Nel caso di centrali frigorifere dotate di più di un gruppo frigorifero, il fattore di carico FC ed il coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} devono essere calcolati in funzione della logica di inserimento dei gruppi.

Nel caso di unità ad assorbimento, il coefficiente medio di prestazione mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera η_{mm} viene determinato applicando la seguente formula di calcolo, da ripetersi per tutti i mesi della stagione di climatizzazione estiva:

$$\eta_{\text{mm}} = \text{GUE}(\text{FC}) \cdot C_d(\text{FC}) \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7 \quad [-] \quad (286)$$

dove:

- GUE(FC) coefficiente di prestazione energetica per le macchine ad assorbimento definito dalla UNI EN 12309-2, [-];
- $C_d(\text{FC})$ fattore correttivo per considerare le condizioni di carico parziale per le unità ad assorbimento, [-];
- $\eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6, \eta_7$ coefficienti correttivi ricavabili dai prospetti riportati nell'Appendice F della presente sezione, [-].

Nel caso di centrali frigorifere dotate di più di un gruppo frigorifero, il fattore di carico FC ed il coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} devono essere calcolati in funzione della logica di inserimento dei gruppi.

Per le unità frigorifere ad assorbimento la norma UNI EN 12309-2 definisce il coefficiente di prestazione GUE come il rapporto tra la resa termica o frigorifera della macchina e la potenza al focolare della stessa.

In virtù di quanto richiesto dalla norma UNI EN 12309-2, si rende necessario valutare separatamente i fabbisogni di energia del sistema dovuti all'impegno elettrico delle macchine.

La valutazione del fabbisogno di energia elettrica delle macchine ad assorbimento si calcola con la seguente relazione:

$$E_{\text{ass}} = FC \cdot \Phi_{\text{el,ass,n}} \cdot t \quad [\text{kWh}] \quad (287)$$

dove:

FC fattore medio di carico della macchina frigorifera, [-];

$\Phi_{\text{el,ass,n}}$ potenza elettrica nominale di ogni singola apparecchiatura ad assorbimento, [kW];

t durata del mese o frazione di mese considerata, [h].

Nel caso di impianti regolati con inserimento "in cascata" di più apparecchiature ad assorbimento, il valore della potenza termica $\Phi_{\text{el,ass,n}}$ deve essere la somma delle potenze elettriche delle unità previste accese nel mese k-esimo.

3.5. Fabbisogno di energia elettrica per illuminazione artificiale (UNI EN 15193:2008)

La procedura descritta in questo paragrafo permette di calcolare, su base mensile, la quantità di energia elettrica necessaria all'illuminazione artificiale interna; sono escluse dal calcolo dei fabbisogni di energia elettrica per illuminazione artificiale le unità immobiliari, parti di edificio ed interi edifici con destinazione d'uso residenziale di tipo E.1(1) e E.1(2), esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme.

La metodologia di calcolo presentata di seguito tiene conto della potenza elettrica installata e, in maniera semplificata, della disponibilità di luce naturale, delle modalità di occupazione e della presenza di eventuali sistemi di controllo sull'accensione del sistema di illuminazione.

Il fabbisogno di energia elettrica fornita per illuminazione artificiale E_L è dato dalla:

$$E_L = \sum_i E_{L,i} \quad [\text{kWh}] \quad (288)$$

dove:

$E_{L,i}$ fabbisogno di energia elettrica dell'impianto di illuminazione artificiale nel locale i-esimo, [kWh];

Il fabbisogno di energia elettrica fornita per sistemi di controllo nel locale, relativo agli stand-by e al mantenimento in carica dei sistemi di illuminazione d'emergenza $E_{L,\text{aux}}$, è dato dalla:

$$E_{L,aux} = \sum_i E_{L,P,i} \quad [\text{kWh}] \quad (289)$$

dove:

$E_{L,P,i}$ fabbisogno di energia elettrica per sistemi di controllo nel locale i-esimo, [kWh].

In assenza di dati più precisi, il fabbisogno di energia elettrica fornita per sistemi di controllo può essere determinato dalla:

$$E_{L,aux} = E_{L,aux,s} \cdot A_{u,c} \quad [\text{kWh}] \quad (290)$$

dove:

$E_{L,aux,s}$ fabbisogno specifico di energia elettrica per sistemi di controllo, posto forfettariamente pari a 0,5 kWh/m²;

$A_{u,c}$ superficie utile climatizzata, [m²].

Il fabbisogno di energia elettrica dell'impianto di illuminazione artificiale all'interno del locale i-esimo considerato è calcolato come:

$$E_I = (W_1 \cdot F_{I,cos}) \cdot [(t_{d,L} \cdot F_{d,O} \cdot F_{DI,L}) + (t_{a,d,L} \cdot F_O)] \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (291)$$

dove:

W_1 potenza elettrica installata nel locale per illuminazione artificiale, [W];

$F_{I,cos}$ fattore di illuminazione costante, che tiene conto della presenza di sistemi di controllo per il mantenimento di valori costanti di illuminamento nel locale, [-];

$t_{d,L}$ tempo in cui vi è disponibilità di luce naturale, tabulato in funzione della destinazione d'uso (Prospetto 86), [h];

$t_{a,d,L}$ tempo in cui non vi è disponibilità di luce naturale, tabulato in funzione della destinazione d'uso (Prospetto 86), [h];

$F_{DI,L}$ fattore di dipendenza dalla luce naturale, che lega l'utilizzo della potenza di illuminazione totale alla disponibilità di luce naturale; in zone senza ingresso di luce naturale $F_{DI,L}$ è pari ad 1, [-];

F_O fattore di dipendenza dall'occupazione, che lega l'utilizzo della potenza di illuminazione totale all'effettiva occupazione del locale, [-].

3.5.1. Determinazione della potenza luminosa installata nel locale (UNI EN 15193:2008 - UNI EN 12464-1:2004)

Per determinare la potenza elettrica installata nel locale per illuminazione artificiale, si fa riferimento al valore massimo fra la potenza effettivamente installata e la potenza calcolata in funzione dell'attività svolta all'interno del locale stesso.

$$W_1 = \max(W_{l,ins}; W_{l,std}) \quad [\text{W}] \quad (292)$$

dove:

$W_{l,ins}$ potenza elettrica per illuminazione artificiale effettivamente installata nel locale (per edifici esistenti) o potenza elettrica di progetto (per edifici di nuova costruzione o soggetti a ristrutturazione), [W];

$W_{l,std}$ potenza elettrica minima per illuminazione artificiale, calcolata in funzione dell'attività svolta nel locale, [W].

Il calcolo della potenza elettrica minima, $W_{l,std}$ è dato da:

$$W_{l,std} = \frac{\Phi}{\mu} \quad [W] \quad (293)$$

dove:

Φ flusso luminoso emesso dalle lampade, [lm];

μ efficacia luminosa dei corpi illuminanti installati, desumibile in funzione del tipo di corpo illuminante dal Prospetto 84, [lm/W].

Il flusso luminoso emesso dalle lampade è dato dalla:

$$\Phi = \frac{E}{n \cdot F_D} \cdot A_{u,c} \quad [lm] \quad (294)$$

dove:

E livello di illuminamento richiesto in funzione della destinazione d'uso, desumibile dal Prospetto 85, [lx];

n fattore di utilizzazione del locale, che dipende dalla forma del locale e dai coefficienti di riflessione della luce delle pareti. Ai fini della presente procedura si utilizza il valore di 0,5, [-];

F_D fattore di decadimento del sistema, composto dal decadimento della lampada, dell'apparecchio e delle pareti. Ai fini della presente procedura si utilizza il fattore 0,7, [-];

$A_{u,c}$ superficie utile climatizzata, [m²].

**Prospetto 84 - Efficacia luminosa dei corpi illuminanti
(elaborazione dati ENEA)**

Tipo di corpo illuminante		Efficacia luminosa μ (lm/W)
Lampade ad incandescenza	Tradizionali	12
	Alogene	20
Lampade a fluorescenza	Compatte	60
	Tubolari o Circolari	90
Led		60
Ioduri metallici		90

**Prospetto 85 - Livelli di illuminamento minimo richiesti
(fonte: UNI EN 12464-1)**

Illuminamento (E) richiesto in ogni ambiente	
150 lux	zone di transito, di circolazione e corridoi*
	altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti*
300 lux	servizi igienici
	mense e sale da pranzo
	sale d'attesa
	reception
	CED - centro elaborazione dati
	stanze del personale
	sale di teatri e cinema
	biblioteche - zone scaffali per libri
	attività commerciali - zone esposizione e vendita
	palestre ed attività sportive in generale
	magazzini
altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti	
500 lux	cucine
	sale riunioni e congressi
	stanze da letto
	uffici
	sale per visite e trattamenti
	biblioteche - zone lettura
	attività commerciali - zona casse
	aule e laboratori
	zone di lavorazione
	musei e mostre
	altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti
750 lux	sale operatorie
	altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti
* il valore di 150 lux è da utilizzare esclusivamente per il calcolo della potenza luminosa minima richiesta. Per il calcolo del fattore di fornitura di luce naturale per le aperture verticali, $F_{D,sp}$, (descritto nel paragrafo 3.4.4.1) si utilizzi un valore di illuminamento pari a 300 lux, dal momento che la procedura fornita dalla norma UNI EN 15193 non fornisce i valori necessari al calcolo per valori di illuminamento pari a 150 lux.	

3.5.2. Determinazione del fattore di illuminazione costante (UNI EN 15193:2008)

Il fattore di illuminazione costante, $F_{I,cos}$ è il rapporto fra la potenza media in ingresso al sistema e la potenza installata.

Ai fini della procedura si considera:

$F_{I,cos} = 0,9$ per impianti di illuminazione dotati di sistemi di controllo per il mantenimento di valori costanti di illuminamento nel locale;

$F_{L,\cos}=1$ per impianti di illuminazione privi di sistemi di controllo per il mantenimento di valori costanti di illuminamento nel locale.

3.5.3. Determinazione dei tempi di funzionamento (UNI EN 15193:2008)

I tempi mensili di funzionamento standard dell'impianto di illuminazione possono essere desunti dal Prospetto 86. Qualora i tempi effettivi di funzionamento dell'impianto si discostino in maniera rilevante dai valori qui riportati, il tecnico può utilizzare preferibilmente il valore corretto e fornire adeguata giustificazione.

Prospetto 86 - Tempi di funzionamento standard dell'impianto di illuminazione artificiale

Categoria di edificio	Tempi di funzionamento dell'impianto di illuminazione											
	GEN		FEB		MAR		APR		MAG		GIU	
	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$
E.1(3)	255	170	230	153	255	170	247	164	255	170	247	164
E.2	191	21	173	19	191	21	185	21	191	21	185	21
E.3	255	170	230	153	255	170	247	164	255	170	247	164
E.4(1)	191	21	173	19	191	21	185	21	191	21	185	21
E.4(2)	191	21	173	19	191	21	185	21	191	21	185	21
E.4(3)	106	106	96	96	106	106	103	103	106	106	103	103
E.5	255	170	230	153	255	170	247	164	255	170	247	164
E.6	170	170	153	153	170	170	164	164	170	170	164	164
E.7	153	17	138	15	153	17	148	16	153	17	148	16
E.8	212	127	192	115	212	127	205	123	212	127	205	123

Categoria di edificio	Tempi di funzionamento dell'impianto di illuminazione											
	LUG		AGO		SET		OTT		NOV		DIC	
	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$	$t_{d,L}$	$t_{sd,L}$
E.1(3)	255	170	255	170	247	164	255	170	247	164	255	170
E.2	191	21	191	21	185	21	191	21	185	21	191	21
E.3	255	170	255	170	247	164	255	170	247	164	255	170
E.4(1)	191	21	191	21	185	21	191	21	185	21	191	21
E.4(2)	191	21	191	21	185	21	191	21	185	21	191	21
E.4(3)	106	106	106	106	103	103	106	106	103	103	106	106
E.5	255	170	255	170	247	164	255	170	247	164	255	170
E.6	170	170	170	170	164	164	170	170	164	164	170	170
E.7	153	17	153	17	148	16	153	17	148	16	153	17
E.8	212	127	212	127	205	123	212	127	205	123	212	127

Ai fini del calcolo del fabbisogno di energia elettrica per illuminazione artificiale per collegi, conventi, case di pena e caserme si utilizzano come valori di tempi di funzionamento standard dell'impianto di illuminazione quelli indicati nel Prospetto 86, relativi alla categoria E.1(3).

3.5.4. Determinazione del fattore di dipendenza dalla luce naturale (UNI EN 15193:2008)

Il fattore di dipendenza dalla luce naturale calcolato mensilmente è dato da:

$$F_{DI,L} = 1 - (F_{F,L} \cdot F_{C,L} \cdot F_r) \quad [-] \quad (295)$$

dove:

$F_{F,L}$ fattore di fornitura di luce naturale che rappresenta il contributo della luce naturale all'illuminazione necessaria nel locale;

- $F_{C,L}$ fattore di controllo di luce naturale che rappresenta la capacità del sistema di controllo di sfruttare il contributo della luce naturale per fornire l'illuminazione necessaria nel locale;
- F_r fattore di ridistribuzione mensile, definito nel Prospetto 97.

3.5.4.1. Determinazione del fattore di fornitura di luce naturale (UNI EN 15193:2008)

In ogni locale è necessario calcolare un fattore di fornitura di luce naturale $F_{F,L}$ per ogni parete dotata di aperture finestrate $F_{F,L,v}$ e per eventuali aperture sul tetto $F_{F,L,or}$.

Una volta calcolati tutti i fattori $F_{F,L,n}$ delle pareti e del tetto, si procede all'individuazione tra questi del valore di entità maggiore che sarà utilizzato ai fini del calcolo di $F_{F,L}$.

$$F_{F,L} = \max(F_{F,L,v,1}, F_{F,L,v,2}, \dots, F_{F,L,v,n}, F_{F,L,or}) \quad [-] \quad (296)$$

dove:

$F_{F,L,v,1}, F_{F,L,v,2}, \dots, F_{F,L,v,n}$ fattori di fornitura di luce naturale per aperture finestrate sulle pareti verticali, da calcolare come indicato al paragrafo seguente, [-].

$F_{F,L,or}$ fattore di fornitura di luce naturale per aperture finestrate sul tetto da calcolare come indicato nei paragrafi successivi, [-].

Fattore di fornitura di luce naturale per aperture finestrate verticali

Il fattore di fornitura di luce naturale, $F_{F,L,v}$ dipende dalla latitudine del sito γ_{sito} :

$$F_{F,L,v} = a + b \cdot \gamma_{\text{sito}} \quad [-] \quad (297)$$

Con a e b individuati nel Prospetto 87, [-].

Ai fini dell'applicazione della procedura, si consideri $\gamma_{\text{sito}} = 46^\circ$.

Prospetto 87 - Fattori a e b per la determinazione del fattore di fornitura di luce naturale

Illuminamento richiesto in ogni ambiente [lux]	Penetrazione luce naturale	a	b
300	debole	1,2424	-0,0117
	media	1,3097	-0,0106
	forte	1,2904	-0,0088
500	debole	0,9432	-0,0094
	media	1,2425	-0,0117
	forte	1,322	-0,011
750	debole	0,6692	-0,0067
	media	1,0054	-0,0098
	forte	1,2812	-0,0121

Il livello di penetrazione della luce naturale è definito in funzione dei valori del fattore di luce naturale $F_{L,v}$ riportati nel Prospetto 88.

Prospetto 88 - Livello di penetrazione della luce naturale per aperture finestrate verticali

Classificazione	Penetrazione di luce naturale
$F_{L,v}$	
$F_{L,v} < 1\%$	nessuna
$1\% \leq F_{L,v} < 2\%$	debole
$2\% \leq F_{L,v} < 3\%$	media
$F_{L,v} \geq 3\%$	forte

Fattore di luce naturale per aperture finestrate sulle superfici verticali

Il fattore di luce naturale, utilizzato nel Prospetto 88, che tiene conto delle caratteristiche delle superfici vetrate ma non della presenza di sistemi schermanti, è calcolato come:

- per facciate vetrate a doppia pelle:

$$F_{L,v} = Fl_{L,v} \cdot (1 - F_{f,v}) \cdot k_{1,v} \cdot k_{2,v} \quad [\%] \quad (298)$$

- per tutti gli altri casi:

$$F_{L,v} = Fl_{L,v} \cdot \tau_{D65} \cdot (1 - F_{f,v}) \cdot k_{1,v} \cdot k_{2,v} \quad [\%] \quad (299)$$

dove:

- $Fl_{L,v}$ fattore lordo di luce naturale per aperture finestrate sulle superfici verticali, [%]
- τ_{D65} fattore di trasmissione luminosa della superficie vetrata per incidenza normale; per edifici esistenti, in assenza di dati più precisi, è possibile utilizzare i valori riportati nel Prospetto 89, in funzione del tipo di vetro, [-];
- $(1 - F_{f,v})$ fattore telaio dell'apertura finestrata o facciata vetrata; per edifici esistenti in assenza di dati più precisi è assunto pari a 0,8, [-];
- $k_{1,v}$ fattore che considera il livello di pulizia del vetro, assunto pari a 0,8 per vetri normali e 0,9 per vetri autopulenti, [-];
- $k_{2,v}$ fattore che tiene conto dell'incidenza non perpendicolare della luce, assunto pari a 0,85, [-].

Prospetto 89 - Valori di default del fattore di trasmissione luminosa delle finestre

Tipologia	U [W/m ² k]	τ _{D65}
vetro singolo	5,8	0,9
vetro doppio	2,9	0,82
vetro triplo	2	0,75
vetro doppio, basso emissivo	1,7	0,74
vetro doppio, basso emissivo	1,4	0,78
vetro doppio, basso emissivo	1,2	0,78
vetro triplo, basso emissivo	0,8	0,69
vetro triplo, basso emissivo	0,6	0,69
vetro doppio, a protezione solare	1,3	0,59
vetro doppio, a protezione solare	1,2	0,67
vetro doppio, a protezione solare	1,2	0,4

Fattore lordo di luce naturale per aperture finestrate sulle superfici verticali

Il fattore lordo di luce naturale per aperture finestrate sulle superfici verticali $Fl_{L,v}$ è definito come:

$$Fl_{L,v} = (4,13 + 20,0 \cdot I_T - 1,36 \cdot I_p) \cdot I_o \quad [\%] \quad (300)$$

dove:

I_T indice di trasparenza, [-];

I_p indice di profondità, assunto pari a 2,5, in riferimento alle definizioni riportate nella norma UNI EN 15193, [-];

I_o indice di ostruzione, [-];

La relazione precedente può quindi essere espressa come:

$$Fl_{L,v} = (20,0 \cdot I_T + 0,73) \cdot I_o \quad [\%] \quad (301)$$

Indice di trasparenza

L'indice di trasparenza è determinato come:

$$I_T = \frac{A_w}{A_{u,c}} \quad [-] \quad (302)$$

dove:

A_w sommatoria delle aree delle aperture finestrate presenti nella facciata considerata, [m²];

$A_{u,c,loc}$ superficie utile climatizzata del locale, [m²].

$$A_w = \sum_i A_{w,i} \quad [m^2] \quad (303)$$

dove:

$A_{w,i}$ superficie dell'apertura finestrata i-esima sulla facciata considerata, $[m^2]$.

Indice di ostruzione

Per ogni facciata del locale considerato si procede al calcolo di un valore medio pesato dell'indice di ostruzione I_o , calcolato come:

$$I_o = \frac{1}{A_w} \cdot \sum_i I_{o,i} \cdot A_{w,i} \quad [-]$$

L'indice di ostruzione di un'apertura finestrata $I_{o,i}$ è calcolato come:

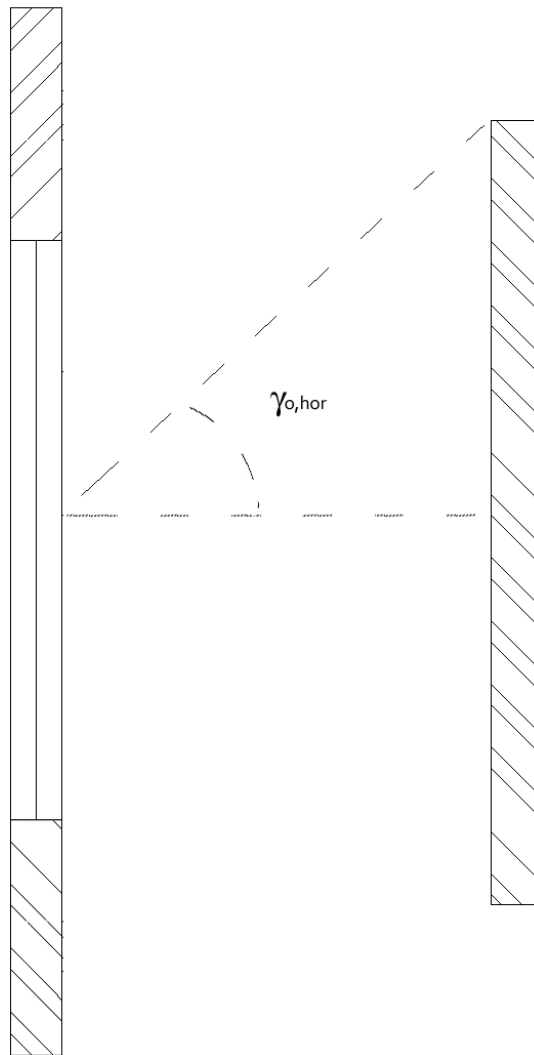
$$I_{o,i} = I_{o,hor,i} \cdot I_{o,ov,i} \cdot I_{o,fin,i} \cdot I_{Co,At,i} \cdot I_{o,vdp,i} \quad [-] \quad (304)$$

dove:

- $I_{o,hor,i}$ indice di ostruzione esterno;
- $I_{o,ov,i}$ indice di ostruzione per oggetti orizzontali;
- $I_{o,fin,i}$ indice di ostruzione per oggetti verticali;
- $I_{o,Co,At,i}$ indice di ostruzione per cortili e atri, in assenza di finestre con affaccio su cortili o atri è pari ad 1;
- $I_{o,vdp,i}$ indice di ostruzione per facciate vetrate a doppia pelle, in assenza di facciate vetrate a doppia pelle è pari ad 1.

Se l'indice di ostruzione per cortili ed atri è minore di 1, il fattore di correzione per ostruzioni esterne $I_{o,e,i} = 1$

Figura 11 - Definizione dell'angolo di ostruzione $\gamma_{o,hor}$



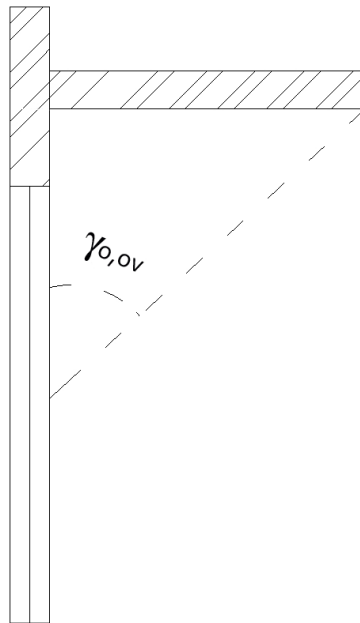
$I_{o,hor}$ è calcolato come:

$$I_{o,hor} = \cos(1,5 \cdot \gamma_{o,hor}) \quad \text{per } \gamma < 60^\circ \quad [-]$$

$$I_{o,hor} = 0 \quad \text{per } \gamma \geq 60^\circ \quad [-]$$

(305)

Figura 12 - Definizione dell'angolo dell'aggetto orizzontale $\gamma_{o,ov}$



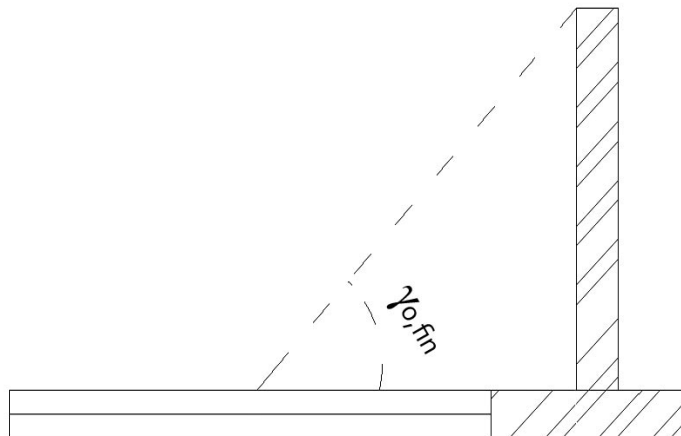
$I_{o,ov}$ è calcolato come:

$$I_{o,ov} = \cos(1,33 \cdot \gamma_{o,ov}) \quad \text{per } \gamma < 67^\circ \quad [-]$$

$$I_{o,ov} = 0 \quad \text{per } \gamma \geq 67^\circ \quad [-]$$

(306)

Figura 13 - Definizione dell'angolo dell'aggetto verticale $\gamma_{o,fin}$

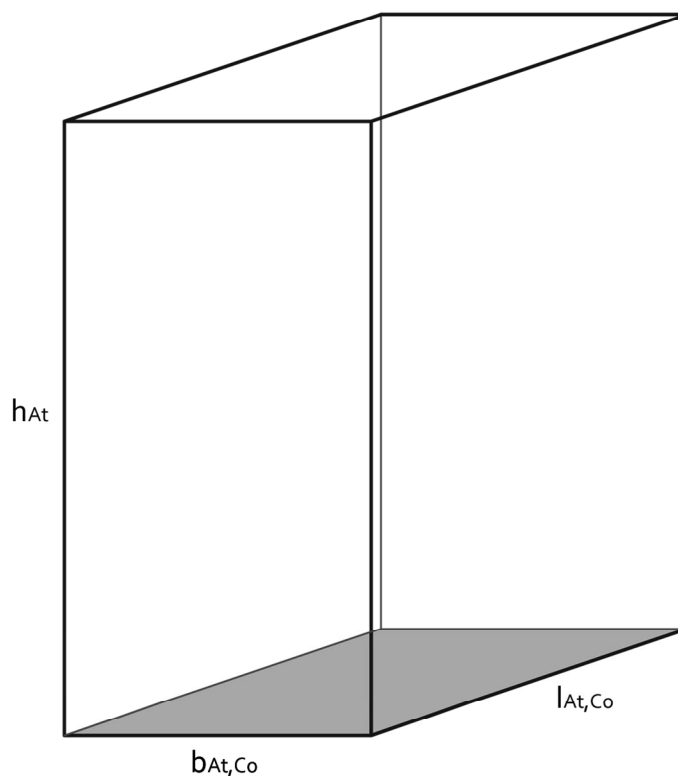


$I_{o,fin}$ è calcolato come:

$$I_{o,fin} = 1 - \frac{\gamma_{o,fin}}{300^\circ} \quad [-]$$

(307)

Figura 14 - Geometria di cortili ed atri



La geometria semplificata di cortili ed atri utilizzata nella presente procedura è definita in Figura 14.

Si definisce l'indice di profondità del pozzo $I_{p,pz}$ come:

$$I_{p,pz} = \frac{h_{At} \cdot (l_{At,Co} + b_{At,Co})}{(2 \cdot l_{At,Co} \cdot b_{At,Co})} \quad [-] \quad (308)$$

dove:

h_{At} altezza dal livello del piano relativo al locale considerato alla cima dell'atrio, [m];

$l_{At,Co}$ lunghezza del cortile o dell'atrio, [m];

$b_{At,Co}$ larghezza del cortile o dell'atrio, [m];

Per i cortili il fattore di correzione $I_{o,Co}$ è determinato come:

$$I_{o,Co} = 1 - 0,85 \cdot I_{p,pz} \quad [-]$$

$$I_{o,Co} = 0 \quad \text{se } I_{p,pz} > 1,18 \quad [-]$$

(309)

Per gli atri il fattore di correzione è determinato come:

$$I_{o,At} = \tau_{At} \cdot (1 - F_{f,At}) \cdot k_{1,At} \cdot k_{2,At} \cdot (1 - 0,85 \cdot I_{p,pz}) \quad [-]$$

$$I_{o,At} = 0 \quad \text{se } I_{p,pz} > 1,18 \quad [-]$$

(310)

dove:

- τ_{At} fattore di trasmissione luminosa del vetro di chiusura dell'atrio, per incidenza normale, [-];
- $(1-F_{f,At})$ fattore telaio del vetro di chiusura dell'atrio, per edifici esistenti in assenza di dati più precisi è assunto pari a 0,8, [-];
- $k_{1,At}$ fattore che tiene conto del livello di pulizia del vetro di chiusura dell'atrio, assunto pari a 0,8 per vetri normali e 0,9 per vetri autopulenti, [-];
- $k_{2,At}$ fattore che tiene conto dell'incidenza non perpendicolare della luce, assunto pari a 0,85, [-].

τ_{At} può essere ricavato, per edifici esistenti e in assenza di dati più precisi, dai valori di τ_{D65} riportati nel Prospetto 89.

$I_{o,vdp}$ è calcolato come:

$$I_{o,vdp} = \tau_{vdp} \cdot (1 - F_{f,vdp}) \cdot k_{1,vdp} \cdot k_{2,vdp} \quad [-] \quad (311)$$

dove:

- τ_{vdp} fattore di trasmissione luminosa della facciata vetrata a doppia pelle, per incidenza normale, [-];
- $(1-F_{f,vdp})$ fattore telaio del vetro, per edifici esistenti in assenza di dati più precisi è assunto pari a 0,8, [-];
- $k_{1,vdp}$ fattore che tiene conto del livello di pulizia del vetro, assunto pari a 0,8 per vetri normali e 0,9 per vetri autopulenti, [-];
- $k_{2,vdp}$ fattore che tiene conto dell'incidenza non perpendicolare della luce, assunto pari a 0,85, [-]

τ_{vdp} può essere determinato, in assenza di dati più precisi, dal prodotto dei valori di τ_{D65} delle due superfici vetrate che compongono la facciata a doppia pelle, riportati nel Prospetto 89.

$$\tau_{vdp} = \tau_{D65,1} \cdot \tau_{D65,2} \quad [-] \quad (312)$$

dove:

$\tau_{D65,1}$ e $\tau_{D65,2}$ sono i fattori di trasmissione luminosa delle due superfici vetrate che compongono la facciata a doppia pelle, per incidenza normale.

Le ostruzioni verticali ed orizzontali poste tra le due superfici della facciata a doppia pelle possono essere approssimate con i parametri $I_{o,ov}$ e $I_{o,fin}$.

Fattore di fornitura di luce naturale per aperture finestrate nel tetto

Il fattore di fornitura di luce naturale, $F_{F,L,or}$ è ricavato dal Prospetto 90; per poter utilizzare tale prospetto è necessario determinare precedentemente il fattore di luce naturale $F_{L,or}$ definito nel Prospetto 91.

**Prospetto 90 - Fattore di fornitura di luce naturale per aperture
finestate nel tetto $F_{F,L,or}$**

Orientamento	Classificazione della fornitura di luce naturale angolo di inclinazione (°)	Illuminamento mantenuto (lux)								
		$\bar{E}_m=300$			$\bar{E}_m=500$			$\bar{E}_m=750$		
		debole	medio	forte	debole	medio	forte	debole	medio	forte
Orizzontale	0	0,9	0,95	0,96	0,82	0,91	0,94	0,73	0,86	0,91
Sud	30	0,89	0,94	0,96	0,81	0,9	0,94	0,72	0,85	0,9
	45	0,88	0,94	0,96	0,79	0,89	0,93	0,7	0,83	0,89
	60	0,86	0,93	0,95	0,76	0,87	0,92	0,66	0,8	0,88
	90	0,8	0,89	0,93	0,68	0,82	0,89	0,57	0,73	0,82
Est/Ovest	30	0,89	0,94	0,96	0,8	0,9	0,94	0,69	0,84	0,9
	45	0,87	0,93	0,96	0,76	0,88	0,93	0,64	0,8	0,89
	60	0,84	0,92	0,95	0,7	0,85	0,92	0,57	0,76	0,86
	90	0,76	0,89	0,93	0,59	0,78	0,88	0,45	0,66	0,79
Nord	30	0,88	0,94	0,96	0,78	0,89	0,94	0,66	0,82	0,9
	45	0,85	0,93	0,96	0,72	0,87	0,93	0,58	0,78	0,88
	60	0,81	0,92	0,95	0,65	0,84	0,91	0,49	0,72	0,84
	90	0,71	0,88	0,93	0,49	0,75	0,86	0,33	0,58	0,76

Il livello di fornitura della luce naturale è definito in funzione del fattore di luce naturale $F_{L,or}$ per il calcolo del quale si rimanda al paragrafo successivo.

La classificazione dell'apporto di luce naturale riguardo al fattore di luce naturale $F_{L,or}$ risulta:

**Prospetto 91 - Livello di penetrazione di luce naturale per apertura
finestate sul tetto**

Classificazione	Penetrazione di luce naturale
$F_{L,or}$	
$F_{L,or} < 2\%$	nessuna
$2\% \leq F_{L,or} < 4\%$	debole
$4\% \leq F_{L,or} < 7\%$	media
$F_{L,or} \geq 7\%$	forte

Fattore di luce naturale per aperture finestrate sul tetto

Il fattore di luce naturale per aperture finestrate sul tetto $F_{L,or}$ è definito come:

$$F_{L,or} = F_{L,e} \cdot \tau_{D65} \cdot (1 - F_{f,or}) \cdot k_{1,or} \cdot k_{2,or} \cdot \frac{A_{l,w,or}}{A_{u,c} \cdot \eta_R} \quad [\%]$$

(313)

dove:

- $A_{l,w,or}$ area lorda totale delle aperture nel tetto, [m²];
- $A_{u,c,loc}$ superficie utile climatizzata del locale, [m²];
- $F_{L,e}$ fattore di luce naturale esterno determinabile in funzione dell'inclinazione dell'apertura dal Prospetto 93, [%];
- τ_{D65} fattore di trasmissione luminosa del materiale di cui è composta l'apertura finestrata sul tetto per incidenza normale; per edifici esistenti, in assenza di dati più precisi, è possibile utilizzare i valori riportati nel Prospetto 89 e Prospetto 92, in funzione del materiale di cui è costituita l'apertura, [-];

- (1-F_{f,or}) fattore telaio dell'apertura finestrata; per edifici esistenti in assenza di dati più precisi è assunto pari a 0,8, [-];
- k_{1,or} fattore che considera il livello di pulizia del vetro, assunto pari a 0,8 per vetri normali e 0,9 per vetri autopulenti, [-];
- k_{2,or} fattore che tiene conto dell'incidenza non perpendicolare della luce, assunto pari a 0,85, [-].
- η_R fattore di utilizzazione definito nel Prospetto 94 e Prospetto 95, [%];

Prospetto 92 - Fattore di trasmissione luminosa per finestrate non vetrate

Composizione	Tipologia	U [W/m ² K]	τ _{D65}
finestratura in materiale acrilico, strato singolo	chiaro	5,4	0,92
finestratura in materiale acrilico, strato singolo	opalino	5,4	0,83
finestratura in materiale acrilico, due strati	chiaro	2,7	0,8
finestratura in materiale acrilico, due strati	opalino/chiaro	2,7	0,73
finestratura in materiale acrilico, tre strati	chiaro	1,8	0,68
finestratura in materiale acrilico, tre strati	opalino/opalino/chiaro	1,8	0,6
struttura in policarbonato, due strati, 6mm	chiaro	3,6	0,82
struttura in policarbonato, due strati, 6mm	opalino	3,6	0,64
struttura in policarbonato, due strati, 8mm	chiaro	3,3	0,81
struttura in policarbonato, due strati, 8mm	opalino	3,3	0,62
struttura in policarbonato, due strati, 10mm	chiaro	3,1	0,8
struttura in policarbonato, due strati, 10mm	opalino	3,1	0,5
struttura in policarbonato, tre strati, 10mm	chiaro	3	0,73
struttura in policarbonato, tre strati, 10mm	opalino	3	0,52
struttura in policarbonato, quattro strati, 10mm	opalino	2,5	0,5
struttura in policarbonato, tre strati, 16mm	chiaro	2,4	0,72
struttura in policarbonato, tre strati, 16mm	opalino	2,4	0,48
struttura in policarbonato, cinque strati, 16mm	opalino	1,9	0,45
struttura in policarbonato, sei strati, 16mm	opalino	1,85	0,42
struttura in policarbonato, cinque strati, 20mm	chiaro	1,8	0,64
struttura in policarbonato, cinque strati, 20mm	opalino	1,8	0,44
struttura in policarbonato, quattro strati, 25mm	chiaro	1,7	0,68
struttura in policarbonato, quattro strati, 25mm	opalino	1,7	0,45
struttura in policarbonato, sei strati, 25mm	chiaro	1,45	0,62
struttura in policarbonato, sei strati, 25mm	opalino	1,45	0,44

Prospetto 93 - Fattore di luce naturale esterno, F_{L,e}

Inclinazione angolo γ _w [°]	F _{L,e} [%]
0	100
30	92
45	83
60	72
90	50

Il fattore di utilizzazione η_R è definito in funzione delle caratteristiche dimensionali della finestra e dell'indice del locale k.

$$k = \frac{l \cdot B}{[\Delta h \cdot (B+1)]} \quad [-]$$

dove:

l lunghezza del locale, (profondità), [m];

B larghezza del locale, [m];

Δh differenza fra l'altezza del soffitto e l'altezza del piano di lavoro, [m].

Le caratteristiche dimensionali delle aperture nel tetto sono descritte in Figura 15, Figura 16, Figura 17 e Figura 18.

Figura 15 - Caratteristiche dimensionali

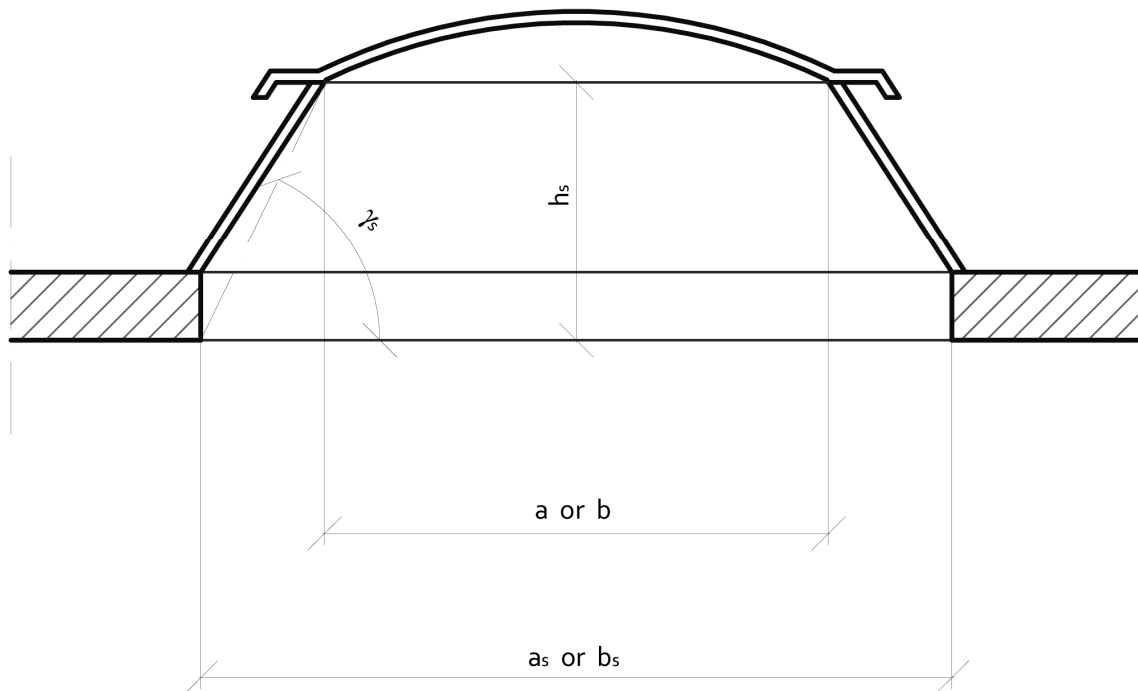


Figura 16 - Caratteristiche dimensionali

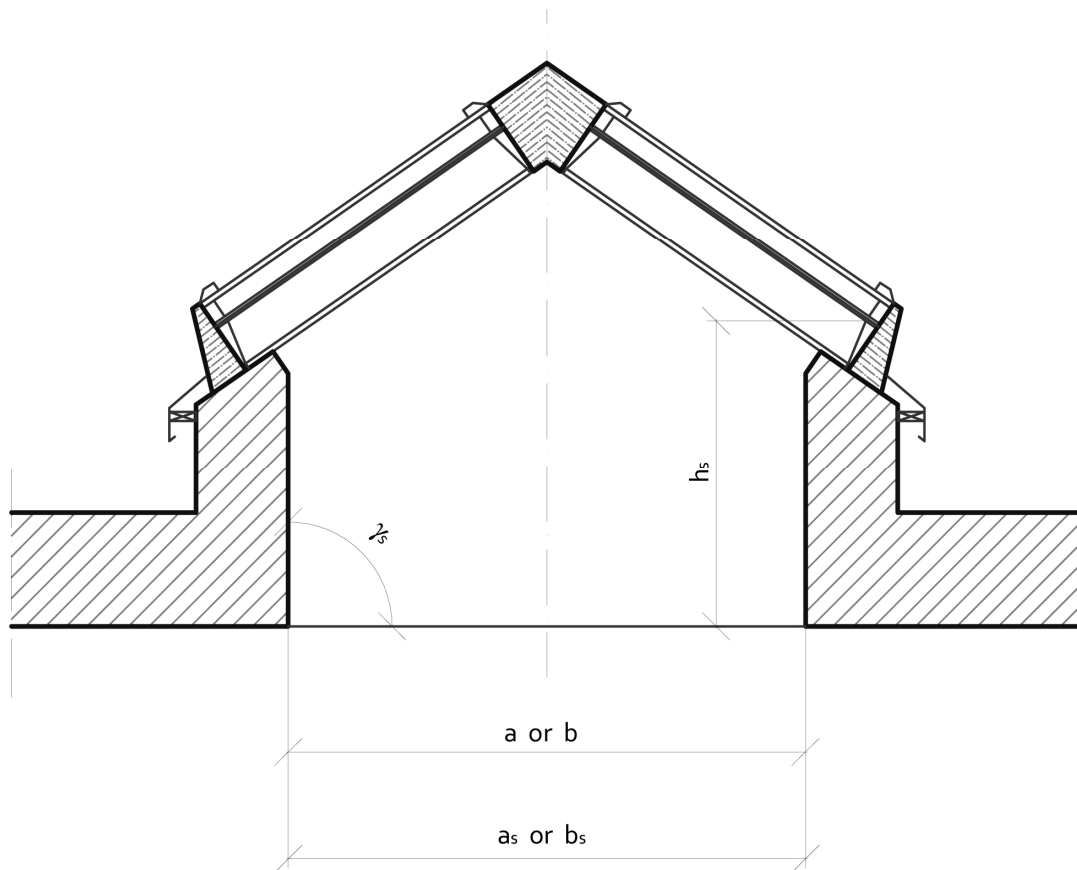
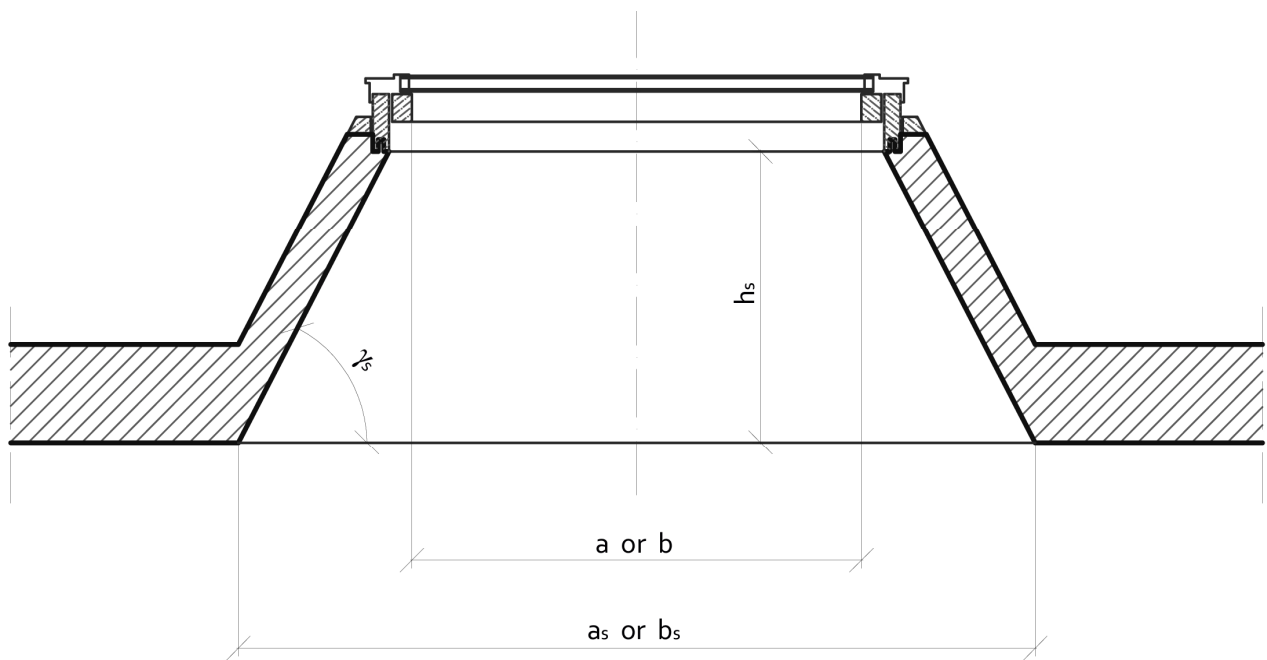


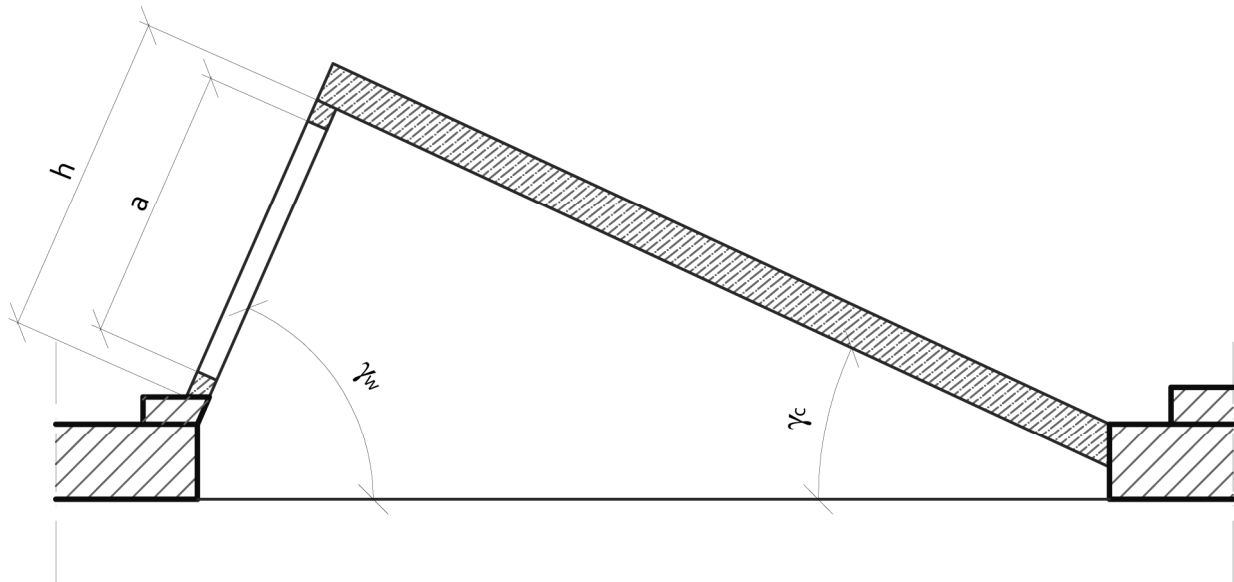
Figura 17 - Caratteristiche dimensionali



- a luce netta dell'apertura, [m];
- b profondità netta dell'apertura, [m];
- a_s luce netta dell'apertura a fondo sguincio, [m];
- b_s profondità netta dell'apertura a fondo sguincio, [m];

h_s altezza netta dell'apertura da fondo sguincio al serramento, [m];
 γ_s angolo dello sguincio, [°];

Figura 18 - Indici che descrivono i tetti a shed



A luce netta dell'apertura o profondità netta dell'apertura, [m];
 h altezza totale dell'elemento, [m];
 γ_c angolo della copertura rispetto al piano orizzontale, [°];
 γ_w angolo dell'elemento vetrato rispetto al piano orizzontale, [°];

Prospetto 94 - Fattore di utilizzazione η_R per aperture nel tetto generiche

a/b	1			2			5			1			2			5					
h/b	0,25			0,25			0,25			0,5			0,5			0,5					
γ_s	30	60	90	30	60	90	30	60	90	30	60	90	30	60	90	30	60	90			
k	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
0,6	40	41	38	40	40	39	41	41	40	40	41	36	40	41	37	42	43	39			
0,8	53	54	50	53	54	51	54	55	52	53	55	46	53	55	49	55	57	51			
1	59	60	56	59	60	57	60	61	59	60	61	51	60	61	54	62	66	56			
1,25	68	69	64	68	69	66	69	70	67	69	69	58	69	70	62	71	72	64			
1,5	75	75	69	75	75	71	76	76	72	76	75	63	76	76	67	78	78	69			
2	83	83	77	83	83	79	84	84	80	84	82	69	84	83	73	87	85	75			
2,5	89	88	81	89	88	84	90	89	85	90	87	73	90	88	77	92	90	79			
3	93	92	85	93	92	87	94	93	88	94	90	76	94	91	81	96	93	86			
4	98	96	90	98	97	92	99	98	93	99	95	80	98	96	85	100	98	87			
5	102	100	92	102	100	95	103	101	96	102	97	82	102	99	87	104	101	89			

Prospetto 95 - Fattore di utilizzazione η_R per aperture di tipo shed

a/h	1												0,5																	
	30				45	60				90				30				45	60				90							
γ_w	30	45	60	75	45	30	45	60	75	30	45	60	75	30	45	60	75	45	30	45	60	75	30	45	60	75	30	45	60	75
γ_c	[%]																													
k	[%]																													
0,6	39	39	41	40	37	34	35	36	35	29	30	31	31	38	39	39	40	36	33	34	35	36	29	29	30	30				
0,8	51	52	53	50	49	44	45	45	44	37	39	39	38	50	51	52	51	48	43	44	45	44	37	37	38	38				
1	57	58	58	55	55	50	52	51	49	44	45	45	44	56	57	57	56	53	49	50	51	50	43	44	44	44				
1,25	66	66	65	62	62	58	59	58	55	51	51	51	49	65	65	65	64	61	57	58	58	56	50	51	50	50				
1,5	72	72	71	67	68	64	64	63	60	56	56	56	54	71	71	71	69	67	62	63	63	61	55	56	55	55				
2	80	79	77	73	75	72	71	69	66	64	63	62	60	79	79	78	76	75	71	71	70	68	62	63	62	61				
2,5	85	84	81	77	80	77	76	73	70	69	68	66	64	84	84	83	80	80	76	76	75	72	68	68	67	65				
3	88	88	84	80	83	81	79	76	72	72	71	69	67	88	88	86	83	84	80	80	78	75	72	71	70	68				
4	94	92	88	84	87	85	83	80	76	77	75	73	70	93	93	91	87	88	85	84	82	79	77	76	75	72				
5	97	95	91	87	90	89	86	82	78	80	78	75	73	97	96	93	90	92	89	88	85	81	80	79	77	75				

3.5.4.2. Fattore di controllo della luce naturale (UNI EN 15193:2008)

Il Prospetto 96 riporta il valore del fattore di controllo della luce naturale in funzione del livello di penetrazione della luce e del sistema di controllo.

Prospetto 96 - Fattore di controllo della luce naturale

Sistema di controllo della luce artificiale	$F_{C,L}$ funzione della penetrazione di luce naturale		
	debole	medio	forte
Manuale	0,2	0,3	0,4
Automatico, in funzione dell'illuminamento	0,75	0,77	0,85

3.5.4.3. Determinazione del fattore di redistribuzione mensile (UNI EN 15193:2008)

La quantità $(F_{F,L} \cdot F_{C,L})$ è calcolata su base annuale. Per effettuare il calcolo del fattore di dipendenza dalla luce naturale $F_{D,L}$ su base mensile è necessario introdurre i coefficienti di redistribuzione mensile F_r , riportati nel Prospetto 97.

I fattori di redistribuzione mensile F_r , si determinano in funzione del livello di penetrazione della luce naturale corrispondente al valore di $F_{F,L}$ (cioè il valore massimo tra tutti i coefficienti calcolati per le superfici verticali ed inclinate che delimitano il locale).

L'illuminazione naturale in estate può essere sufficiente a soddisfare l'intero fabbisogno di illuminazione diurna.

Qualora risultasse $F_{F,L} \cdot F_{C,L} \cdot F_r > 1$ in almeno uno dei mesi dell'anno, si procede come segue:

1. si definisce la grandezza $F'_i = (F_{F,L} \cdot F_{C,L} \cdot F_r)_i$ per tutti i mesi dell'anno;
2. per tutti i mesi in cui $F'_i > 1$ si pone $F'_i = 1$ e si calcola il valore $F_k = F'_i - 1$;
3. si sommano tutti i valori di $F_{k,j}$, cioè $F_{kt} = \sum_j F_{k,j}$;
4. si procede alla redistribuzione del valore F_{dt} su tutti i mesi nei quali risulta $F'_i < 1$, in modo proporzionale al numero dei giorni di ogni mese considerato, cioè:

$$F'_i = F'_i + F_{kt} \cdot \frac{G}{\sum_j G_j} \quad [-]$$

(315)

dove:

- G numero dei giorni del mese i-esimo per il quale risulta $F'_i < 1$, [-]
 $\sum_j G_j$ somma dei giorni dei mesi per i quali risulta $F'_i < 1$, [-].

Qualora si avesse nuovamente $F_{F,L} \cdot F_{C,L} \cdot F_r > 1$ in almeno uno dei mesi dell'anno, si procede per successive iterazioni ricominciando il procedimento dal punto 1.

Prospetto 97 - Fattori di redistribuzione mensili

Livello di penetrazione della luce naturale	Fattore di redistribuzione mensile F_r					
	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno
debole	0,49	0,74	1,09	1,26	1,35	1,41
media	0,59	0,84	1,11	1,21	1,25	1,27
forte	0,7	0,92	1,1	1,14	1,17	1,16

Livello di penetrazione della luce naturale	Fattore di redistribuzione mensile F_r					
	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre
debole	1,38	1,31	1,09	0,87	0,56	0,42
media	1,26	1,25	1,11	0,94	0,66	0,51
forte	1,17	1,17	1,1	0,98	0,76	0,63

3.5.5. Determinazione del fattore di occupazione (UNI EN 15193:2008)

Il fattore di occupazione vale 1 nei seguenti casi:

- l'accensione dell'illuminazione artificiale nei locali avviene con sistema centralizzato, ad esempio per tutto il piano, o per tutti i corridoi;
- l'area illuminata da un gruppo di apparecchi controllati da un unico comando, automatico o manuale, è superiore ai 30 m² (con l'eccezione delle sale riunioni per le quali questa condizione non è posta).

Il fattore di occupazione è determinato in funzione del fattore di assenza calcolato come indicato nel Prospetto 98.

Prospetto 98 - Fattore di occupazione

F_a	F_o
< 0,2	$F_o = 1 - [(1 - F_o) \cdot F_a / 0,2]$
>= 0,2 e < 0,9	$F_o = F_o + 0,2 - F_a$
>= 0,9	$F_o = [7 - (10 \cdot F_o)] \cdot (F_a - 1)$

dove:

F_a fattore di assenza, la frazione di tempo in cui non vi è occupazione dei locali; i valori di default sono indicati nel Prospetto 99.

**Prospetto 99 - Fattore di assenza
(fonte: UNI EN 15193:2008)**

Fattore di assenza F_a per ogni ambiente	
0	sale da pranzo
	cucine
	sale operatorie
	sale d'attesa
	reception
	sale di teatri e cinema
	musei e mostre
	biblioteche - zone scaffali per libri
	biblioteche - zone lettura
	attività commerciali - zone esposizione e vendita
	attività commerciali - zona casse
	zone di transito, di circolazione e corridoi
	altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti
	0,2
mense	
zone di lavorazione manifatturiera ed artigianale	
altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti	
0,3	palestre ed attività sportive in generale
	magazzini
	aule e laboratori
	altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti
0,4	stanze del personale
	sale per visite e trattamenti
	altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti
0,5	sale riunioni e congressi
	altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti
0,6	stanze da letto
	altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti
0,9	servizi igienici
	altri locali con caratteristiche analoghe ai precedenti

F_O è determinato in funzione del tipo di controllo attraverso il Prospetto 100.

Prospetto 100 - Fattore F_0

Sistemi senza sensore di presenza o assenza di dispositivi di rilevamento	F_0
Interruttore manuale On/Off	1,00
Interruttore manuale On/Off + sensore automatico di spegnimento del segnale	0,95
Sistemi con sensore di presenza e/o assenza di dispositivi di rilevamento	F_0
a) Accensione automatica/dimmer (a bassa potenza)	0,95
b) Accensione automatica/spegnimento automatico	0,90
c) Accensione manuale/inattiva	0,90
d) Accensione manuale/spegnimento automatico	0,80

- Accensione automatica/dimmed (a bassa potenza): il sistema di controllo accende automaticamente le lampade quando si registra una presenza nel locale illuminato e automaticamente si mette in posizione a bassa potenza con illuminazione ridotta (non più di 20% del normale output della posizione “acceso”) entro 5 minuti dopo l’ultima presenza registrata nel locale. Inoltre le lampade si spengono completamente entro 5 minuti dall’ultima presenza registrata nella stanza.
- Accensione automatica/spegnimento automatico: il sistema di controllo accende le lampade automaticamente quando c’è una presenza nel locale illuminato e automaticamente le spegne entro 15 minuti dall’ultima presenza registrata nel locale.
- Accensione manuale/dimmed: le lampade possono essere accese solo utilizzando l’interruttore manuale nel locale illuminato (o molto vicino ad esso), e, se non vengono spente manualmente, vengono automaticamente messe in posizione di illuminazione ridotta (non più del 20% del normale output della posizione “acceso”) dal sistema di controllo automatico entro 15 minuti dopo l’ultima presenza registrata nel locale illuminato. Inoltre le lampade vengono completamente spente entro 15 minuti dopo che l’ultima presenza nella stanza sia stata registrata.
- Accensione manuale/spegnimento automatico: le lampade possono essere accese solo utilizzando l’interruttore manuale nel locale illuminato (o molto vicino ad esso), e, se non vengono spente manualmente, vengono automaticamente spente dal sistema di controllo automatico entro 15 minuti dopo l’ultima presenza registrata nel locale illuminato.

3.6. Energia fornita da fonti rinnovabili (UNI EN 15316-4)

La procedura prevede che la determinazione dell’energia fornita da fonti rinnovabili sia effettuata su base mensile.

Nel caso in cui l’impianto a fonte rinnovabile sia asservito a più unità immobiliari, parti di edificio o interi edifici, i valori di potenza nominale del generatore, di potenza elettrica degli ausiliari, di perdite e di recuperi da utilizzare per il calcolo delle prestazioni energetiche di un’unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio sono assegnati sulla base del rapporto tra la superficie utile climatizzata dell’unità immobiliare, parte di edificio o intero edificio e la superficie utile totale servita dall’impianto considerato.

3.6.1. Solare termico (UNI EN 15316-4-3:2008)

3.6.1.1. Introduzione (UNI EN 15316-4-3:2008)

Il fabbisogno di energia termica applicato all'impianto solare termico dipende dai fabbisogni da soddisfare (produzione di acqua calda sanitaria e/o climatizzazione degli ambienti) e dalla tipologia dell'impianto stesso, che può funzionare come pre-riscaldamento solare, come impianto a sola energia solare o ad energia solare con riscaldatore ausiliario.

Per semplificare il metodo ed evitare procedure di calcolo iterative, si fanno le seguenti ipotesi:

- il fabbisogno di energia da applicare all'impianto solare termico è dato dalla somma dell'energia termica richiesta dai servizi di produzione di acqua calda sanitaria e/o climatizzazione invernale degli ambienti;
- per un impianto di pre-riscaldamento solare, le perdite tra l'impianto solare termico e il riscaldatore ausiliario non devono essere sommate al fabbisogno applicato;
- le perdite dell'impianto solare termico (perdite tra l'accumulo solare ed i collettori) non devono essere sommate al fabbisogno applicato;
- il riscaldatore ausiliario, ove presente, non compensa le perdite di distribuzione dell'acqua calda sanitaria.

3.6.1.2. Energia prodotta dall'impianto solare termico (UNI EN 15316-4-3:2008)

L'energia termica prodotta mensilmente dall'impianto solare termico è pari a:

$$Q_{ts,out} = Q_{ts,out,H} + Q_{ts,out,W} \quad [\text{kWh}] \quad (316)$$

dove:

$Q_{ts,out,H}$ energia termica messa a disposizione dall'impianto solare termico al fluido termovettore per il servizio di climatizzazione invernale, [kWh];

$Q_{ts,out,W}$ energia termica messa a disposizione dall'impianto solare termico al fluido termovettore per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, [kWh].

Tali valori sono calcolati a partire dalle seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} Q_{ts,out,H} &= Q'_{ts,out,H} - Q_{ts,ls,H} + K_{ts,lrh} \cdot Q_{ts,aux,H} \quad [\text{kWh}] \\ Q_{ts,out,W} &= Q'_{ts,out,W} - Q_{ts,ls,W} + K_{ts,lrh} \cdot Q_{ts,aux,W} \quad [\text{kWh}] \end{aligned} \quad (317)$$

dove:

$Q'_{ts,out,H}$ energia termica messa a disposizione dall'impianto solare termico al fluido termovettore per il servizio di climatizzazione invernale, al netto delle perdite e dei recuperi, [kWh];

$Q'_{ts,out,W}$ energia termica messa a disposizione dall'impianto solare termico al fluido termovettore per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, al netto delle perdite e dei recuperi, [kWh];

$Q_{ts,ls,H}$	perdita dell'impianto solare termico per il servizio di climatizzazione invernale, [kWh];
$Q_{ts,ls,W}$	perdita dell'impianto solare termico per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];
$K_{ts,lrh}$	coefficiente che rappresenta la frazione di energia recuperata dal fluido termovettore a partire dall'energia elettrica dissipata dai circolatori dell'impianto solare termico, ove presenti, assunto pari a 0,5, [-];
$Q_{ts,aux,H}$	fabbisogno di energia elettrica assorbita dai circolatori dell'impianto solare termico per il servizio di climatizzazione invernale, [kWh];
$Q_{ts,aux,W}$	fabbisogno di energia elettrica assorbita dai circolatori dell'impianto solare termico per il servizio di produzione di acqua calda sanitari, [kWh].

Suddivisione della superficie di apertura dei collettori solari

Qualora l'impianto solare termico alimenti sia il sistema di climatizzazione invernale che quello di produzione di acqua calda sanitaria, il metodo di calcolo prevede che si assuma che una parte del generatore sia dedicata alla climatizzazione invernale ed una parte alla produzione di acqua calda sanitaria, in maniera proporzionale ai fabbisogni di energia richiesta per i due servizi (P_H e P_W), rispettivamente:

$$P_H = \frac{Q_{H,d,in}}{(Q_{H,d,in} + Q_{W,d,in})} [-]$$

$$P_W = \frac{Q_{W,d,in}}{(Q_{H,d,in} + Q_{W,d,in})} [-]$$
(318)

dove:

$Q_{H,d,in}$	fabbisogno di energia termica richiesta dal sottosistema di distribuzione a cui è collegato l'impianto solare termico, per il servizio di climatizzazione invernale, [kWh];
$Q_{W,d,in}$	fabbisogno di energia termica richiesta dal sottosistema di distribuzione a cui è collegato l'impianto solare termico, per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, [kWh].

Qualora, invece, l'impianto solare termico integri solo uno dei due servizi, tale ripartizione non deve essere eseguita. In tal caso, il fattore di ripartizione relativo al servizio fornito dal generatore è posto ad 1, e l'altro a 0.

Suddivisione del volume dell'accumulo

Per un sistema dotato di un solo accumulo:

- il volume dell'accumulo utilizzato per il calcolo dell'energia termica prodotta per la climatizzazione invernale è dato dal volume totale dell'accumulo moltiplicato per P_H ;
- il volume dell'accumulo utilizzato per il calcolo dell'energia termica prodotta per la produzione di acqua calda sanitaria è dato dal volume totale dell'accumulo moltiplicato per P_W ;

Se il sistema comprende due accumuli, di cui uno dedicato all'acqua calda sanitaria ed uno alla climatizzazione invernale, ognuno di questi è considerato per il corrispondente calcolo.

3.6.1.3. Contributo energetico dovuto agli impianti solari termici (UNI EN 15316-4-3:2008)

Il contributo energetico mensile di un impianto solare termico, al netto delle perdite e dei recuperi, è determinato dalla:

$$Q'_{ts,out,H} = (aY_H + bX_H + cY_H^2 + dX_H^2 + eY_H^3 + fX_H^3) Q_{H,nd} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q'_{ts,out,W} = (aY_W + bX_W + cY_W^2 + dX_W^2 + eY_W^3 + fX_W^3) Q_{W,nd} \quad [\text{kWh}] \quad (319)$$

dove:

- a, b, c, d, e coefficienti di correlazione che dipendono dal tipo di accumulo, riportati nel Prospetto 101, [-];
- f coefficiente di correlazione che tiene conto del caso in cui l'impianto solare termico alimenti direttamente un sistema a pannelli radianti a pavimento, riportato nel Prospetto 101, [-];
- X e Y coefficienti adimensionali, [-];
- $Q_{H,nd}$ fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione invernale, [kWh];
- $Q_{W,nd}$ fabbisogno di energia termica utile per produzione di acqua calda sanitaria, [kWh];

Prospetto 101 - Fattori di correlazione da applicare per il calcolo del contributo energetico mensile dovuto all'impianto solare termico (fonte: prUNI TS 11300-4)

Coefficienti di correlazione	Tipologia impianto di riscaldamento ad energia solare	
	Accumulo ad acqua: il campo solare è collegato ad un accumulo	Accumulo ad acqua: il campo solare è direttamente collegato all'impianto a pavimento che si comporta sia come accumulo che come scambiatore di calore
a	1,029	0,863
b	-0,065	-0,147
c	-0,245	-0,263
d	0,0018	0,008
e	0,0215	0,029
f	0	0,025

Determinazione del coefficiente X

Il coefficiente X è determinato dalla:

$$X_H = \frac{A_{ts} \cdot P_H \cdot U_{loop,H} \cdot \eta_{loop} \cdot \Delta T \cdot f_{ts,H} \cdot t}{Q_{H,nd} \cdot 10^3} \quad [-]$$

$$X_W = \frac{A_{ts} \cdot P_W \cdot U_{loop,W} \cdot \eta_{loop} \cdot \Delta T \cdot f_{ts,W} \cdot t}{Q_{W,nd} \cdot 10^3} \quad [-]$$

dove:

A_{ts}	superficie di apertura dei collettori solari, [m ²];
$U_{loop,H}$	coefficiente di perdita di calore del circuito (collettori e tubi), per il servizio di climatizzazione invernale, [W/(m ² K)];
$U_{loop,W}$	coefficiente di perdita di calore del circuito (collettori e tubi), per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, [W/(m ² K)];
η_{loop}	rendimento del circuito, comprendente collettori, circolatore, tubazioni e scambiatore di calore, posto pari a 0,8, [-];
ΔT	differenza di temperatura di riferimento, [K];
$f_{ts,H}$	fattore di correzione per la capacità dell'accumulo, per il servizio di climatizzazione invernale, [-];
$f_{ts,W}$	fattore di correzione per la capacità dell'accumulo, per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, [-];
t	durata del mese considerato, [h].

Il coefficiente di perdita di calore del circuito è determinato dalle caratteristiche del collettore e dall'isolamento dei tubi:

$$U_{loop,H} = k_1 + k_2 \cdot 40 + \frac{H_{loop,tot,H}}{(A_{ts} \cdot P_H)} \quad [W/(m^2K)]$$

$$U_{loop,W} = k_1 + k_2 \cdot 40 + \frac{H_{loop,tot,W}}{(A_{ts} \cdot P_W)} \quad [W/(m^2K)]$$
(321)

dove:

k_1	coefficiente di dispersione termica in funzione della superficie netta; se non noto è possibile utilizzare i valori riportati nel Prospetto 102, [W/(m ² K)];
k_2	coefficiente di dipendenza dalla temperatura del coefficiente di dispersione termica; se non noto è possibile utilizzare i valori riportati nel Prospetto 102, [W/(m ² K)];
$H_{loop,tot,H}$	coefficiente di dispersione termica globale del circuito, comprendente i collettori, le tubazioni tra i collettori e le tubazioni tra i collettori ed il sistema di accumulo, per il servizio di climatizzazione invernale, [W/K]
$H_{loop,tot,W}$	coefficiente di dispersione termica globale del circuito, comprendente i collettori, le tubazioni tra i collettori e le tubazioni tra i collettori ed il sistema di accumulo, per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, [W/K];

I coefficienti di dispersione termica $H_{loop,tot,H}$ e $H_{loop,tot,W}$ sono calcolati a partire dalle seguenti relazioni:

$$H_{loop,tot,H} = 5 + 0,5 \cdot A_{ts} \cdot P_H \quad [W/K]$$

$$H_{loop,tot,W} = 5 + 0,5 \cdot A_{ts} \cdot P_W \quad [W/K]$$
(322)

Prospetto 102 - Valori di k_1 e k_2 in funzione del tipo di collettore solare

Tipo di collettore	k_1 [W/(m ² K)]	k_2 [W/(m ² K)]
Tubi sottovuoto	3	0
Piano vetrato	6	0
Piano non vetrato	20	0

La differenza di temperature di riferimento ΔT è data dalla:

$$\Delta T = \theta_{rif} - \theta_e \quad [K] \quad (323)$$

dove:

θ_{rif} temperatura di riferimento, dipendente dal tipo di applicazione e di accumulo [°C], per la climatizzazione invernale è pari a 100°C mentre per la produzione di acqua calda è calcolata come:

$$\theta_{rif} = 11,6 + 1,18 \cdot \theta_{W,out} + 3,86 \cdot \theta_{W,in} - 1,32 \cdot \theta_e \quad [°C] \quad (324)$$

dove:

$\theta_{W,out}$ temperatura di erogazione dell'acqua calda, posta pari a 40°C;

$\theta_{W,in}$ temperatura dell'acqua proveniente dall'acquedotto, come definita negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [°C];

θ_e temperatura media dell'aria esterna, [°C];

Il coefficiente di correzione per la capacità dell'accumulo è calcolato come:

$$f_{s,H} = \left(\frac{V_{rif} \cdot A_{ts} \cdot P_H}{V_{ts,H}} \right)^{0,25} \quad [-]$$

$$f_{s,W} = \left(\frac{V_{rif} \cdot A_{ts} \cdot P_W}{V_{ts,W}} \right)^{0,25} \quad [-] \quad (325)$$

dove:

V_{rif} volume di riferimento dell'accumulo pari a 75 l/m² di superficie del collettore, [l/m²];

$V_{s,H}$ volume dell'accumulo solare, per il servizio di climatizzazione invernale, [l];

$V_{s,W}$ volume dell'accumulo solare, per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, [l];

Nel caso di impianti a pre-riscaldamento solare la capacità dell'accumulo solare coincide con il valore nominale V_{nom} .

Nel caso di impianti solari termici con riscaldatore ausiliario, la capacità dell'accumulo solare è data dalla:

$$V_{s,H} = V_{nom} \cdot (1 - f_{aux}) \cdot P_H \quad [1]$$

$$V_{s,W} = V_{nom} \cdot (1 - f_{aux}) \cdot P_W \quad [1]$$

(326)

dove:

V_{nom} volume nominale dell'accumulo, [l];

f_{aux} frazione del volume dell'accumulo usato per l'integrazione ausiliaria, assunto pari a 0,5 nel caso di accumulo ad asse verticale, 0,6 nel caso di accumulo ad asse orizzontale, [-].

Determinazione del coefficiente Y

Il coefficiente Y è determinato dalla:

$$Y_H = \frac{A_{ts} \cdot P_H \cdot IAM \cdot \eta_0 \cdot \eta_{loop} \cdot I_{sol} \cdot t}{Q_{H,nd} \cdot 10^3} \quad [-]$$

$$Y_W = \frac{A_{ts} \cdot P_W \cdot IAM \cdot \eta_0 \cdot \eta_{loop} \cdot I_{sol} \cdot t}{Q_{W,nd} \cdot 10^3} \quad [-]$$

(327)

dove:

IAM fattore correttivo per l'angolo di incidenza del collettore, funzione del tipo di collettore riportato nel Prospetto 103;

η_0 grado di rendimento ottico definito in assenza di perdite di calore; in assenza di dati più precisi si può utilizzare il valore di 0,6 [-];

I_{sol} irradianza solare media mensile sul piano dei collettori solari in base all'inclinazione e all'azimut dei collettori stessi, come definita negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, [W/m^2];

t durata del mese considerato, [h].

Prospetto 103 - Valori di IAM in funzione del tipo di collettore solare

Tipo di collettore	IAM
Piano vetrato	0,94
Piano non vetrato	1
Tubi sottovuoto con assorbitore piatto	0,97
Tubi sottovuoto con assorbitore circolare	1

Consumo degli ausiliari

Per sistemi a circolazione naturale il consumo di ausiliari è nullo, mentre per sistemi a circolazione forzata è necessario tenere conto dei consumi delle pompe dato dalla:

$$E_{ts,aux,H} = W_{ts,aux,H} \cdot P_H \cdot t_{ts,aux} \quad [kWh]$$

$$E_{ts,aux,W} = W_{ts,aux,W} \cdot P_W \cdot t_{ts,aux} \quad [kWh]$$

(328)

con:

$$W_{ts,aux,H} = W_{ts,aux} \cdot P_H \quad [\text{kWh}]$$

$$W_{ts,aux,W} = W_{ts,aux} \cdot P_W \quad [\text{kWh}] \quad (329)$$

dove:

- $W_{ts,aux}$ potenza elettrica dei circolatori dell'impianto solare termico, [kW];
 $W_{ts,aux,H}$ potenza elettrica dei circolatori dell'impianto solare termico, per il servizio di climatizzazione invernale, [kW];
 $W_{ts,aux,W}$ potenza elettrica dei circolatori dell'impianto solare termico, per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, [kW];
 $t_{ts,aux}$ ore di funzionamento mensili dei circolatori dell'impianto solare termico, [h];

In assenza di dati relativi alla potenza elettrica dei circolatori dell'impianto solare termico, tali valori sono calcolati con le seguenti formule:

$$W_{ts,aux,H} = \frac{50+5 \cdot A_{ts} \cdot P_H}{1000} \quad [\text{kW}]$$

$$W_{ts,aux,W} = \frac{50+5 \cdot A_{ts} \cdot P_W}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (330)$$

Per determinare le ore di funzionamento mensili del circolatore, si assume il periodo di funzionamento annuale della durata di 2000 ore, in accordo alla norma UNI EN 12976, di conseguenza $t_{ts,aux}$ si calcola mediante la seguente relazione:

$$t_{ts,aux} = \frac{I_{sol} \cdot t}{\sum_{m=1}^{12} (I_{sol,m} \cdot t_m)} \cdot 2000 \quad [\text{h}] \quad (331)$$

dove:

- I_{sol} irradianza solare media mensile sul piano dei collettori solari in base all'inclinazione e all'azimut dei collettori stessi, come definita negli indicatori climatici di cui Allegato B del presente documento, [W/m^2];
 t durata del mese considerato, [h].

La sommatoria fa riferimento a tutti i mesi dell'anno.

Perdite dell'accumulo solare

Le perdite termiche dell'accumulo solare dipendono dai coefficienti di perdita globale $K_{st,H}$ e $K_{st,W}$, e possono essere determinate nel seguente modo per la produzione di acqua calda sanitaria:

$$Q_{ts,s,ls,H} = H_{ts,H} \cdot (\theta_{set-point,H} - \theta_a) \left(\frac{Q'_{ts,out,H}}{Q_{H,nd}} \right) \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{ts,s,ls,W} = H_{ts,W} \cdot (\theta_{set-point,W} - \theta_a) \left(\frac{Q'_{ts,out,W}}{Q_{W,nd}} \right) \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}] \quad (332)$$

dove:

$H_{ts,H}$ coefficiente di perdita termica globale dell'accumulo riferito al servizio di climatizzazione invernale, [W/K]

$H_{ts,W}$ coefficiente di perdita termica globale dell'accumulo riferito al servizio di produzione di acqua calda sanitaria, [W/K];

$\theta_{set-point,H}$ temperatura di set point per il servizio di climatizzazione invernale, che corrisponde alla temperatura media di progetto dell'impianto di distribuzione dell'energia termica, [°C];

$\theta_{set-point,W}$ temperatura di set point per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria, che corrisponde alla temperatura in condizioni di progetto dell'acqua calda sanitaria, assunta pari a 60 °C;

θ_a temperatura media dell'ambiente in cui è installato l'accumulo, definita di seguito;

θ_a , in assenza di dati più precisi, si può assumere pari a:

- nel caso di accumulo installato all'interno di un ambiente climatizzato si assume un valore pari alla temperatura interna di regolazione $\theta_{int,H}$;
- nel caso di accumulo installato all'interno di un ambiente non climatizzato, si calcola come:

$$\theta_a = \theta_{int,H} - 0,5 \cdot (\theta_{int,H} - \theta_e);$$

- nel caso di accumulo installato all'esterno si assume un valore pari alla temperatura media mensile θ_e .

Se i coefficienti globali di perdita di energia dell'accumulo $H_{ts,H}$ e $H_{ts,W}$ non sono noti, possono essere calcolati da:

$$H_{ts,H} = 0,16 \cdot V_{s,H}^{0,5} \quad [\text{W/K}]$$

$$H_{ts,W} = 0,16 \cdot V_{s,W}^{0,5} \quad [\text{W/K}]$$

(333)

Perdite di distribuzione tra l'impianto solare termico ed il riscaldatore ausiliario

Le perdite termiche di distribuzione tra l'impianto solare termico e il riscaldatore ausiliario sono calcolate nel seguente modo:

- se le tubazioni sono isolate:

$$Q_{ts,bu,ls,d,H} = 0,02 \cdot Q'_{ts,out,H} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{ts,bu,ls,d,W} = 0,02 \cdot Q'_{ts,out,W} \quad [\text{kWh}]$$

(334)

- se le tubazioni non sono isolate:

$$Q_{ts, bu, ls, d, H} = 0,05 \cdot Q'_{ts, out, H} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{ts, bu, ls, d, W} = 0,05 \cdot Q'_{ts, out, W} \quad [\text{kWh}] \quad (335)$$

Perdite totali

Le perdite totali che si hanno al sottosistema di generazione sono quindi date dalla:

$$Q_{ts, ls, H} = Q_{ts, s, ls, H} + Q_{ts, bu, ls, d, H} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{ts, ls, W} = Q_{ts, s, ls, W} + Q_{ts, bu, ls, d, W} \quad [\text{kWh}] \quad (336)$$

3.6.2. Biomasse

Per la valutazione dei contributi forniti da generatori a biomasse si fa riferimento a quanto indicato al paragrafo 3.3.4.3, nella sezione “Generatori a biomassa”.

3.6.3. Fotovoltaico (UNI EN 15316-4-6:2008)

L’energia elettrica prodotta in un mese da un impianto fotovoltaico E_{pv} è data dalla:

$$E_{pv} = \frac{I_{sol} \cdot t \cdot W_{pv} \cdot \eta_{sist}}{I_{rif}} \quad [\text{kWh}] \quad (337)$$

dove:

- I_{sol} irradianza solare media mensile incidente sulla superficie dell’impianto fotovoltaico, come definita negli indicatori climatici di cui Allegato B del presente documento, [W/m^2];
- t durata del mese considerato, [h];
- W_{pv} potenza di picco dell’impianto fotovoltaico; rappresenta la potenza erogata dall’impianto fotovoltaico in condizioni di irradianza solare pari a $1000 \text{ W}/\text{m}^2$ e di temperatura ambiente di $25 \text{ }^\circ\text{C}$, [kW];
- η_{sist} rendimento del sistema, funzione principalmente della ventilazione dei moduli e riportato nel Prospetto 104, [-];
- I_{rif} irradianza solare di riferimento, pari a $1000 \text{ W}/\text{m}^2$.

Prospetto 104 - Valori di η_{sist} in funzione della ventilazione dei moduli

Tipologia di integrazione	Moduli fotovoltaici in silicio cristallino η_{sist}	Moduli a film sottile η_{sist}
Moduli non ventilati	0,70	0,80
Moduli moderatamente ventilati	0,75	0,80
Moduli fortemente ventilati o a ventilazione forzata	0,80	0,80

La potenza di picco dell'impianto, se non nota, può essere calcolata come:

$$W_{pv} = A_{pv} \cdot K_{pv} \quad [\text{kW}] \quad (338)$$

dove:

A_{pv} superficie complessiva dei moduli con esclusione della cornice, [m^2];
 K_{pv} fattore di potenza di picco, funzione del tipo di modulo installato; come riportato nel Prospetto 105, [kW/m^2].

Prospetto 105 - Valori di K_{pv} in funzione del tipo di modulo

Tipologia di modulo fotovoltaico	Fattore di potenza di picco K_{PV} [kW/m^2]
Silicio monocristallino	0,15
Silicio policristallino	0,13
Film sottile - silicio amorfo	0,06
Altri strati di film sottile	0,035
Film sottile - CIGS	0,105
Film sottile - CdTe	0,095

Il fattore di rendimento del sistema η_{sist} tiene conto del rendimento dell'impianto fotovoltaico integrato nell'edificio ed è determinato dal sistema di conversione da corrente continua a corrente alternata, dalla temperatura effettiva a cui operano i moduli fotovoltaici e dal livello di integrazione nell'edificio dei moduli stessi.

3.6.4. Mini-eolico

L'energia elettrica prodotta mensilmente da un impianto mini-eolico E_{wi} è data dalla:

$$E_{wi} = W_{wi} \cdot t_{wi} \quad [\text{kWh}] \quad (339)$$

dove:

W_{wi} potenza installata dell'impianto mini-eolico [kW];
 t_{wi} tempo equivalente di funzionamento dell'impianto mini-eolico in un mese, [h];

Ai fini della procedura di calcolo, si considera un valore massimo di ore equivalenti giornaliere di funzionamento pari a 4, [h]. Pertanto:

$$t_{wi} \leq 4G \quad [\text{h}] \quad (340)$$

dove G è il numero di giorni del mese considerato.

3.6.5. Mini-idroelettrico

L'energia elettrica prodotta mensilmente da un impianto mini-idroelettrico E_{hy} è data dalla:

$$E_{hy} = W_{hy} \cdot t_{hy} \quad [\text{kWh}] \quad (341)$$

dove:

W_{hy} potenza installata dell'impianto mini-idroelettrico, [kW];

t_{hy} tempo equivalente di funzionamento dell'impianto mini-idroelettrico in un mese, [h];

Ai fini della procedura di calcolo, si considera un valore massimo di ore equivalenti giornaliere di funzionamento pari a 11, [h]. Pertanto:

$$t_{hy} \leq 11 \cdot G \quad [\text{h}] \quad (342)$$

Dove G è il numero di giorni del mese considerato.

PARTE 4 CALCOLO DELLE EMISSIONI DI CO₂ (UNI EN 15603:2008)

La quantità di CO₂ equivalente emessa in atmosfera derivante dai consumi energetici globali è calcolata come:

$$M_{CO_2} = \left(E_{del} \cdot c_{el,del} + E_{self,cons} \cdot c_{el,self,cons} - E_{self,exp} \cdot c_{el,self,exp} + \sum_i Q_{del,i} \cdot c_{del,i} + Q_{self,cons} \cdot c_{self,cons} - Q_{self,exp} \cdot c_{self,exp} \right) \cdot 10^{-3} \quad [kg] \quad (343)$$

dove:

- $c_{el,del}$ fattore di conversione in emissioni di CO₂ relativo all'energia elettrica fornita dalla rete elettrica nazionale o da un generatore funzionante ad isola (esclusi gli impianti a fonte rinnovabile e i sistemi di cogenerazione), come indicato nel Prospetto 106, [g/kWh];
- $c_{el,self,cons}$ fattore di conversione in emissioni di CO₂ relativo all'energia elettrica autoprodotta da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed autoconsumata, come indicato nel Prospetto 106, [g/kWh];
- $c_{el,self,exp}$ fattore di conversione in emissioni di CO₂ relativo all'energia elettrica autoprodotta da impianti a fonte rinnovabile e sistemi di cogenerazione ed esportata verso la rete elettrica nazionale, come indicato nel Prospetto 106, [g/kWh];
- $c_{del,i}$ fattore di conversione in emissioni di CO₂ relativo all'energia termica fornita per l'iesimo generatore dal relativo vettore energetico non elettrico (gas naturale, gpl, olio combustibile, biomasse ecc.), come indicato nel Prospetto 106, [g/kWh];
- $c_{self,cons}$ fattore di conversione in emissioni di CO₂ relativo all'energia termica autoprodotta dall'impianto solare termico ed autoconsumata, come indicato nel Prospetto 106, [g/kWh];
- $c_{self,exp}$ fattore di conversione in emissioni di CO₂ relativo all'energia termica autoprodotta da impianto solare termico ed esportata verso una rete di distribuzione del calore, come indicato nel Prospetto 106, [g/kWh].

Per tutti gli altri termini presenti nella formula (343 non definiti esplicitamente, si fa riferimento alle definizioni riportate al Paragrafo 3.1.

Prospetto 106 - Fattori di conversione in emissioni di CO₂ equivalente

Vettore energetico	Simboli utilizzati	Fattore di conversione in emissioni di CO ₂ [g/kWh]
Gasolio	c_{del}	356
Olio combustibile	c_{del}	363
Gas naturale	c_{del}	272
GPL	c_{del}	306
Carbone	c_{del}	476
Biomasse	c_{del}	14
Energia elettrica da rete nazionale	$c_{el,del}$	649
Energia elettrica autoprodotta (da fonti rinnovabili e cogenerazione)	$c_{el,self,cons}$ $c_{el,self,exp}$	0
Energia termica autoprodotta (da solare termico)	$c_{self,cons}$ $c_{self,exp}$	0

Nei casi di assenza dell'impianto dedicato ad un determinato servizio (climatizzazione invernale, estiva, produzione di acqua calda sanitaria o illuminazione artificiale), il fattore di conversione in emissioni di CO₂ da applicare al fabbisogno di energia elettrica per tale servizio è quello indicato dal Prospetto 106 per l'energia elettrica prelevata dalla rete nazionale.

Qualora l'edificio non sia collegato alla rete elettrica nazionale, ma sia alimentato tramite un generatore funzionante solo ad isola, con l'esclusione di sistemi di cogenerazione e generatori a fonte rinnovabile (ad esempio, nel caso di una baita di montagna alimentata tramite un gruppo di generazione a gasolio), si utilizzano i valori di efficienza nominale per generatori elettrici riportati nel Prospetto 39, e i fattori di emissione di CO₂ riportati nel Prospetto 106 in funzione del combustibile che alimenta il generatore elettrico.

I valori indicati per le microturbine possono essere utilizzati, in mancanza di dati più precisi, anche per le altre tipologie di turbina.

Quindi, il fattore di conversione in emissioni di CO₂ $f_{el,del}$, in questo caso, sarà pari a:

$$c_{el,del} = c_{del} / \eta_{el} \quad [-] \quad (344)$$

dove:

η_{el} efficienza elettrico del generatore, [-];
 c_{del} fattore di conversione in emissioni di CO₂ del combustibile che alimenta il generatore, [-].

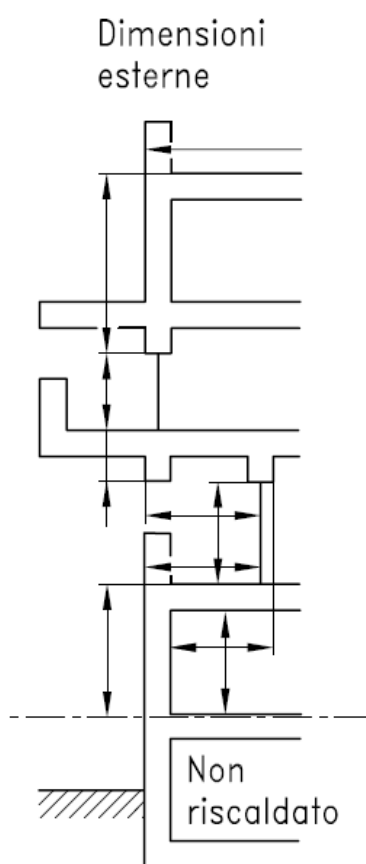
APPENDICI

APPENDICE A Calcolo dei ponti termici (UNI EN ISO 14683:2008)

A.1 Metodologia di individuazione ponti termici

In questo metodo di calcolo, per individuare i parametri della trasmittanza termica lineica ψ finalizzata al calcolo dei ponti termici, occorre prendere in considerazione le dimensioni esterne delle facciate e degli elementi strutturali appartenenti ad un edificio, come indicato in Figura A.1.

Figura A.1 - Convenzione di misura riferita alle dimensioni esterne

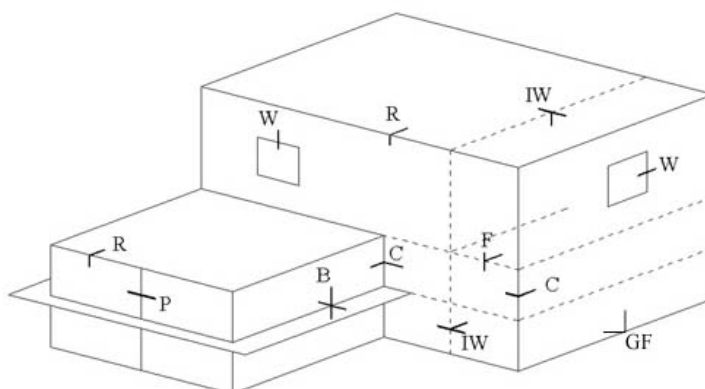


A.2 Identificazione puntuale dei ponti termici

Quando lo strato isolante principale è continuo e ha uno spessore uniforme, le trasmittanze termiche lineiche possono essere trascurate se vengono usate le dimensioni esterne. Lo strato isolante principale è lo strato con la più alta resistenza termica negli elementi che fiancheggiano il potenziale ponte termico.

Gli indici presenti in Figura A.2, sono correlati a valori predefiniti di progetto ψ , arrotondati a 0,05 W/(mK) in relazione al tipo di ponte termico. Tali valori sono definiti dalla norma UNI EN ISO 14683:2008.

Figura A.2 - Posizione e tipologie di ponti termici che si verificano normalmente in un edificio



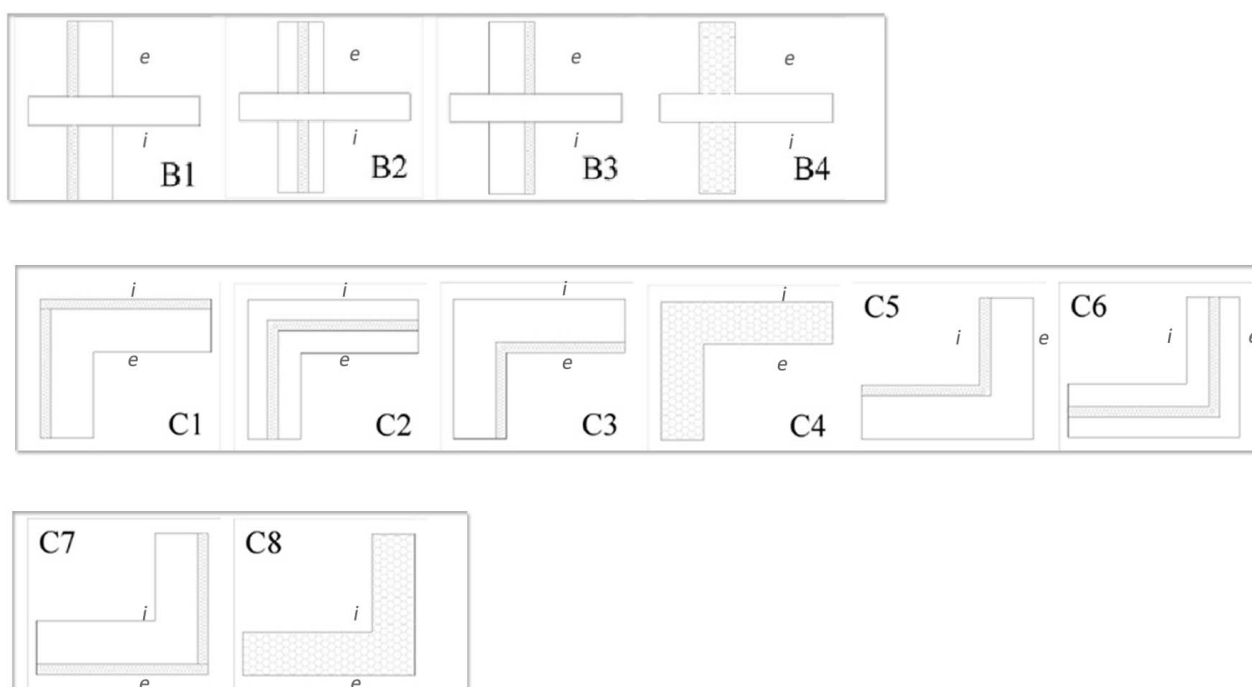
A.3 Valori di progetto della trasmittanza termica lineica

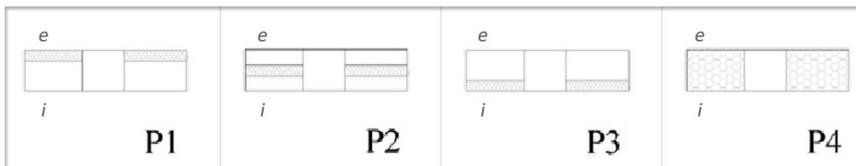
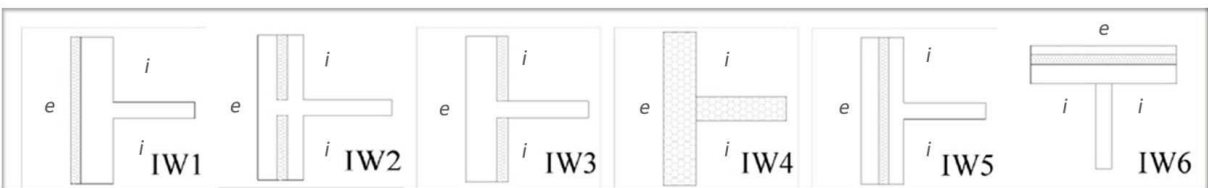
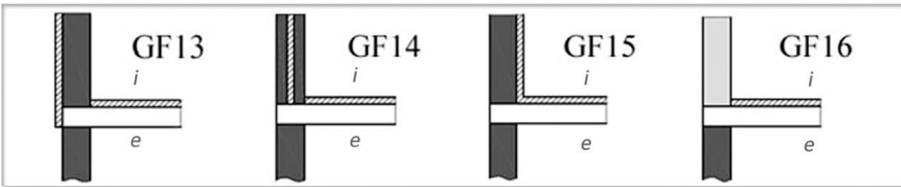
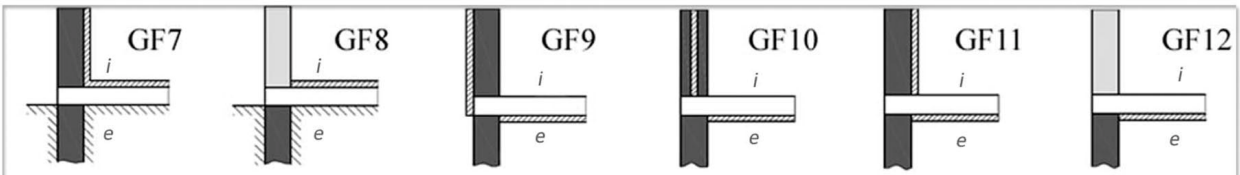
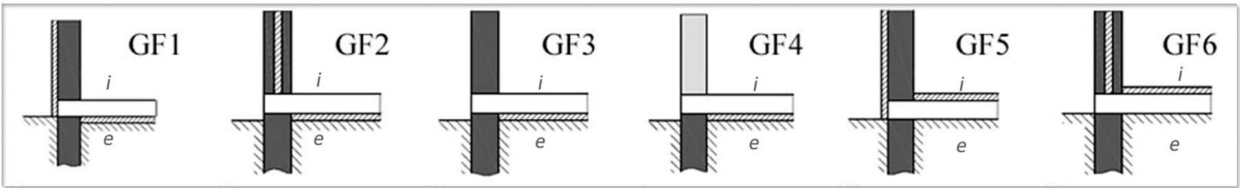
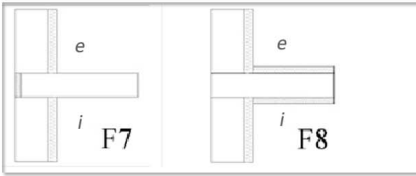
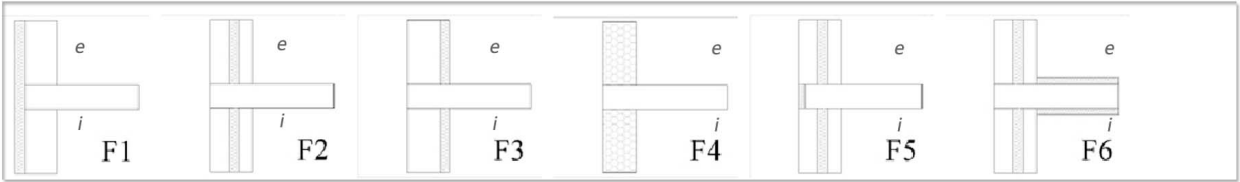
In Figura A.3 sono indicati i dettagli dei ponti termici raggruppati per tipologia e con quattro disposizioni differenti dello strato isolante principale (ovvero lo strato con la maggiore resistenza termica). Lo strato con maggiore resistenza termica può essere posizionato, rispetto alla zona del corrispondente elemento strutturale non interessata dal ponte termico,

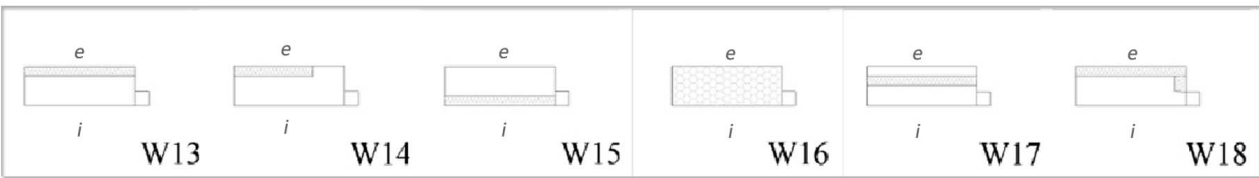
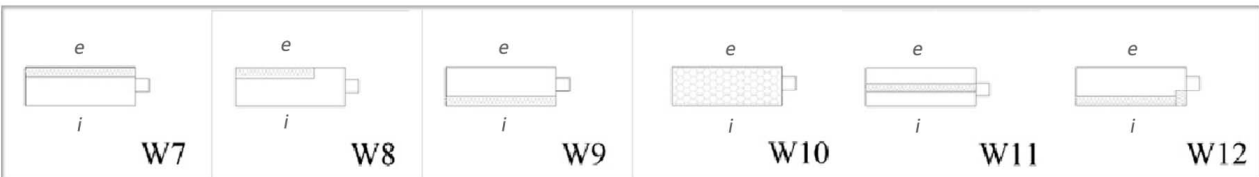
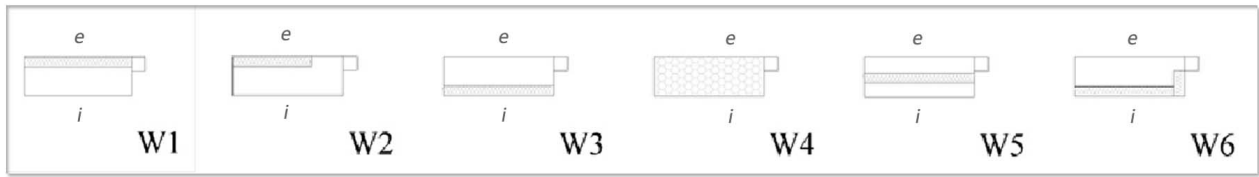
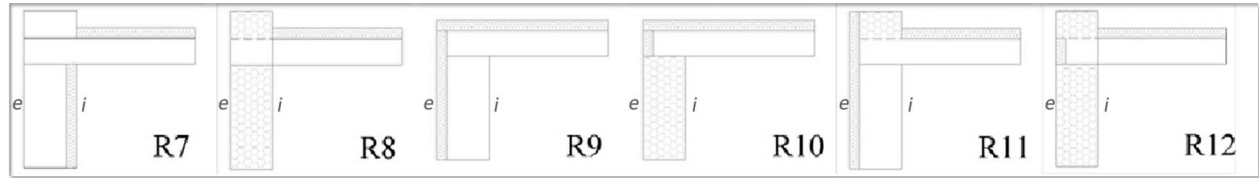
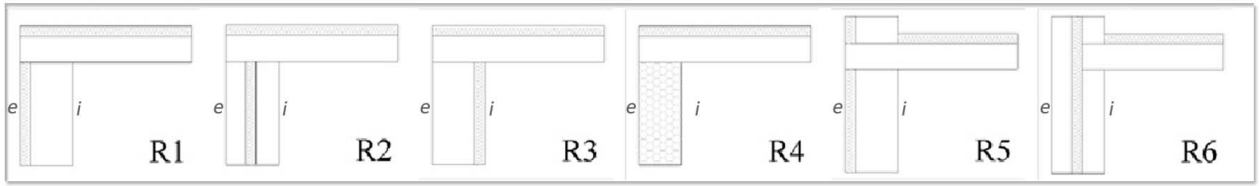
1. sul lato esterno,
2. nella parte intermedia,
3. sul lato interno,
4. uniformemente distribuito nella struttura.

Il caso 4 si realizza quando l'elemento edilizio è costituito da muratura leggera o parete intelaiata in legno.

Figura A.3 - Dettagli dei ponti termici







Prospetto A.1 - Valori di trasmittanza termica lineica -dimensioni esterne- (fonte: ISO 14683:2008)

ψ	B	C	IF	GF	IW	P	R	W
1	0,95	-0,05	0,00	0,65	0,00	1,30	0,55	0,00
2	0,95	-0,10	0,95	0,60	0,95	1,20	0,50	1,00
3	0,90	-0,20	0,90	0,55	0,90	1,15	0,40	0,80
4	0,70	-0,15	0,70	0,50	0,70	0,90	0,40	0,15
5	-	0,05	0,60	0,60	0,60	-	0,60	0,40
6	-	0,15	0,90	0,45	0,90	-	0,50	0,10
7	-	0,15	0,70	-0,05	0,70	-	0,65	0,45
8	-	0,10	0,45	0,05	0,45	-	0,45	1,00
9	-	-	-	0,75	-	-	-0,05	0,60
10	-	-	-	0,65	-	-	0,00	0,10
11	-	-	-	0,55	-	-	0,05	0,00
12	-	-	-	0,50	-	-	0,15	0,10
13	-	-	-	0,60	-	-	-	0,80
14	-	-	-	0,45	-	-	-	1,00
15	-	-	-	-0,10	-	-	-	0,00
16	-	-	-	0,00	-	-	-	0,15
17	-	-	-	-	-	-	-	0,40
18	-	-	-	-	-	-	-	0,20

APPENDICE B Ombreggiamento (UNI/TS 11300-1:2008)

B.1 Ostruzioni esterne

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di GENNAIO

Prospetto B.1 - F_{hor} Mese di Gennaio

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,88	0,76	0,83
20 °	0,47	0,54	0,67
30 °	0,05	0,39	0,52
40 °	0,04	0,21	0,38

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di FEBBRAIO

Prospetto B.2 - F_{hor} Mese di Febbraio

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,93	0,83	0,83
20 °	0,80	0,63	0,67
30 °	0,40	0,45	0,52
40 °	0,14	0,32	0,38

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di MARZO

Prospetto B.3 - F_{hor} Mese di Marzo

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,96	0,85	0,83
20 °	0,92	0,66	0,67
30 °	0,87	0,49	0,52
40 °	0,49	0,33	0,38

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di APRILE

Prospetto B.4 - F_{hor} Mese di Aprile

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,93	0,86	0,84
20 °	0,87	0,69	0,68
30 °	0,81	0,52	0,54
40 °	0,75	0,37	0,40

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di MAGGIO

Prospetto B.5 - F_{hor} Mese di Maggio

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,90	0,84	0,81
20 °	0,81	0,69	0,64
30 °	0,73	0,53	0,51
40 °	0,65	0,38	0,39

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di GIUGNO

Prospetto B.6 - Mese di Giugno

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,89	0,87	0,85
20 °	0,79	0,72	0,66
30 °	0,69	0,56	0,52
40 °	0,60	0,39	0,41

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di LUGLIO

Prospetto B.7 - F_{hor} Mese di Luglio

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,91	0,87	0,83
20 °	0,82	0,71	0,64
30 °	0,73	0,55	0,52
40 °	0,65	0,38	0,41

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di AGOSTO

Prospetto B.8 - F_{hor} Mese di Agosto

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,93	0,88	0,84
20 °	0,86	0,71	0,69
30 °	0,79	0,54	0,55
40 °	0,73	0,39	0,42

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di SETTEMBRE

Prospetto B.9 - Mese di Settembre

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,95	0,81	0,83
20 °	0,91	0,64	0,67
30 °	0,87	0,48	0,51
40 °	0,83	0,32	0,37

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di OTTOBRE

Prospetto B.10 - F_{hor} Mese di Ottobre

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,96	0,81	0,83
20 °	0,90	0,63	0,67
30 °	0,64	0,44	0,52
40 °	0,06	0,33	0,38

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di NOVEMBRE

Prospetto B.11 - F_{hor} Mese di Novembre

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,93	0,81	0,83
20 °	0,61	0,58	0,67
30 °	0,09	0,43	0,52
40 °	0,04	0,23	0,38

Fattore di ombreggiatura F_{hor} relativo ad ostruzioni esterne - Mese di DICEMBRE

Prospetto B.12 - F_{hor} Mese di Dicembre

Angolo su orizzonte α	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
10 °	0,84	0,71	0,83
20 °	0,35	0,51	0,67
30 °	0,04	0,35	0,52
40 °	0,03	0,21	0,38

B.2 Aggetti orizzontali

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad aggetti orizzontali - Mese di GENNAIO

Prospetto B.13 - F_{ov} Mese di Gennaio

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,90	0,88	0,80
45 °	0,84	0,85	0,72
60 °	0,77	0,83	0,65

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad aggetti orizzontali - Mese di FEBBRAIO

Prospetto B.14 - F_{ov} Mese di Febbraio

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,84	0,83	0,80
45 °	0,77	0,77	0,72
60 °	0,68	0,72	0,65

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad oggetti orizzontali - Mese di MARZO

Prospetto B.15 - F_{ov} Mese di Marzo

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,80	0,83	0,80
45 °	0,70	0,76	0,72
60 °	0,58	0,71	0,65

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad oggetti orizzontali - Mese di APRILE

Prospetto B.16 - F_{ov} Mese di Aprile

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,72	0,80	0,80
45 °	0,60	0,72	0,73
60 °	0,49	0,63	0,66

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad oggetti orizzontali - Mese di MAGGIO

Prospetto B.17 - F_{ov} Mese di Maggio

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,68	0,79	0,82
45 °	0,55	0,70	0,75
60 °	0,50	0,60	0,69

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad oggetti orizzontali - Mese di GIUGNO

Prospetto B.18 - F_{ov} Mese di Giugno

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,66	0,78	0,82
45 °	0,56	0,68	0,75
60 °	0,51	0,57	0,69

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad oggetti orizzontali - Mese di LUGLIO

Prospetto B.19 - F_{ov} Mese di Luglio

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,65	0,78	0,82
45 °	0,53	0,68	0,76
60 °	0,49	0,57	0,70

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad aggetti orizzontali - Mese di AGOSTO

Prospetto B.20 - F_{ov} Mese di Agosto

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,69	0,79	0,81
45 °	0,56	0,70	0,73
60 °	0,48	0,60	0,66

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad aggetti orizzontali - Mese di SETTEMBRE

Prospetto B.21 - F_{ov} Mese di Settembre

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,77	0,83	0,80
45 °	0,65	0,76	0,72
60 °	0,52	0,69	0,65

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad aggetti orizzontali - Mese di OTTOBRE

Prospetto B.22 - F_{ov} Mese di Ottobre

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,84	0,85	0,80
45 °	0,75	0,80	0,72
60 °	0,65	0,76	0,65

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad aggetti orizzontali - Mese di NOVEMBRE

Prospetto B.23 - F_{ov} Mese di Novembre

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,89	0,87	0,80
45 °	0,82	0,83	0,72
60 °	0,74	0,81	0,65

Fattore di ombreggiatura F_{ov} relativo ad aggetti orizzontali - Mese di DICEMBRE

Prospetto B.24 - F_{ov} Mese di Dicembre

Angolo β	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,91	0,90	0,80
45 °	0,86	0,87	0,72
60 °	0,79	0,85	0,65

B.3 Aggetti verticali

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad aggetti verticali - Mese di GENNAIO

Prospetto B.25 - F_{fin} Mese di Gennaio

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,92	0,68	0,89
45 °	0,87	0,54	0,85
60 °	0,80	0,38	0,80

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad aggetti verticali - Mese di FEBBRAIO

Prospetto B.26 - F_{fin} Mese di Febbraio

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,90	0,82	0,89
45 °	0,84	0,73	0,85
60 °	0,78	0,63	0,80

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad aggetti verticali - Mese di MARZO

Prospetto B.27 - F_{fin} Mese di Marzo

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,88	0,83	0,89
45 °	0,83	0,74	0,85
60 °	0,78	0,65	0,80

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad aggetti verticali - Mese di APRILE

Prospetto B.28 - F_{fin} Mese di Aprile

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,88	0,88	0,88
45 °	0,83	0,83	0,83
60 °	0,80	0,78	0,79

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad aggetti verticali - Mese di MAGGIO

Prospetto B.29 - F_{fin} Mese di Maggio

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,88	0,91	0,85
45 °	0,85	0,87	0,80
60 °	0,82	0,84	0,75

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad oggetti verticali - Mese di GIUGNO

Prospetto B.30 - F_{fin} Mese di Giugno

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,89	0,92	0,85
45 °	0,85	0,89	0,79
60 °	0,82	0,85	0,75

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad oggetti verticali - Mese di LUGLIO

Prospetto B.31 - F_{fin} Mese di Luglio

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,88	0,92	0,84
45 °	0,85	0,88	0,78
60 °	0,82	0,85	0,74

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad oggetti verticali - Mese di AGOSTO

Prospetto B.32 - F_{fin} Mese di Agosto

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,88	0,90	0,87
45 °	0,84	0,85	0,83
60 °	0,81	0,81	0,78

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad oggetti verticali - Mese di SETTEMBRE

Prospetto B.33 - F_{fin} Mese di Settembre

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,88	0,86	0,89
45 °	0,83	0,79	0,84
60 °	0,79	0,72	0,79

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad oggetti verticali - Mese di OTTOBRE

Prospetto B.34 - F_{fin} Mese di Ottobre

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,84	0,85	0,80
45 °	0,75	0,80	0,72
60 °	0,65	0,76	0,65

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad oggetti verticali - Mese di NOVEMBRE

Prospetto B.35 - F_{fin} Mese di Novembre

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,92	0,70	0,89
45 °	0,87	0,56	0,85
60 °	0,80	0,42	0,80

Fattore di ombreggiatura F_{fin} relativo ad oggetti verticali - Mese di DICEMBRE

Prospetto B.36 - F_{fin} Mese di Dicembre

Angolo γ	46 ° N latitudine		
	S	E/O	N
0 °	1,00	1,00	1,00
30 °	0,92	0,66	0,89
45 °	0,87	0,50	0,85
60 °	0,80	0,34	0,80

APPENDICE C **Calcolo analitico delle perdite di distribuzione per impianti di climatizzazione invernale con fluido termovettore acqua (UNI/TS 11300-2:2008)**

C.1 Individuazione del sottosistema di distribuzione in funzione del sistema edificio-impianto

Il sistema edificio-impianto comprendente più zone termiche e il sistema edificio-impianto costituito da più edifici serviti da unica centrale termica prevedono generalmente la suddivisione della distribuzione, come indicato in Figura C.1, in:

- circuito primario nel quale sono inseriti il generatore o i generatori di calore³;
- circuiti secondari che alimentano le varie zone termiche dotate di propria regolazione e con terminali di erogazione che possono essere di tipo diverso e quindi con curve caratteristiche diverse.

C.1.1. Perdite del sottosistema di distribuzione

Le perdite del sottosistema di distribuzione sono date dalla somma delle perdite di tutti i circuiti che compongono il sottosistema.

Si ha quindi nel caso generale:

$$Q_{ls,d} = Q_{ls,d,pd} + \sum_i Q_{ls,d,sc,i} \quad [\text{kWh}] \quad (\text{C.1})$$

dove:

- $Q_{ls,d}$ perdita totale del sottosistema di distribuzione, [kWh];
 $Q_{ls,d,pd}$ perdite del circuito primario, [kWh];
 $\sum Q_{ls,d,sc,i}$ somma delle perdite dei circuiti secondari del sottosistema, [kWh].

Per ciascun circuito si applica la procedura di calcolo descritta nel paragrafo C.3.

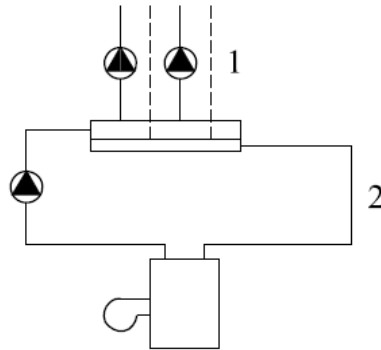
³ Ai fini della presente specifica tecnica si considera circuito primario quello nel quale sono inseriti i generatori di calore e gli eventuali circuiti, serviti dal circuito primario, che alimentano più circuiti secondari.

Nei sistemi edificio-impianto più semplici si può avere un solo circuito mediante il quale il generatore di calore alimenta direttamente i terminali di erogazione. In sistemi di media complessità si può avere un circuito primario e più circuiti secondari. Infine nei casi più complessi si possono avere i tre tipi di circuiti.

Figura C.1 - Schema del sottosistema di distribuzione

Legenda

- 1 Circuito/circuiti secondari
- 2 Circuito primario



C.1.2. Curva caratteristica dei terminali di emissione

Nell'applicazione di quanto specificato nella presente appendice la determinazione della temperatura media ai carichi parziali dei circuiti diretti o secondari si basa sulle caratteristiche dei terminali di emissione.

Le norme relative ai vari terminali di emissione⁴ forniscono le curve caratteristiche, le potenze nominali e il valore dell'esponente n della curva caratteristica. In base a tali dati è possibile determinare le potenze termiche del terminale in qualunque condizione operative.

La differenza di temperatura ai fini del dimensionamento dei terminali di emissione è la differenza tra la media aritmetica delle temperature di mandata e di ritorno e la temperatura ambiente di progetto:

$$\Delta\theta_{des} = \frac{\theta_{f,des} + \theta_{b,des}}{2} - \theta_a \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{C.2})$$

dove:

$\Delta\theta_{des}$ differenza tra la temperatura media di progetto e la temperatura ambiente di progetto [$^{\circ}\text{C}$];

$\theta_{f,des}$ temperatura di mandata di progetto [$^{\circ}\text{C}$];

$\theta_{b,des}$ temperatura di ritorno progetto [$^{\circ}\text{C}$];

θ_a temperatura ambiente di progetto come definito nel paragrafo C.2.3, [$^{\circ}\text{C}$].

La curva caratteristica del terminale di emissione consente di determinare la potenza termica del terminale in corrispondenza di qualunque differenza di temperatura $\Delta\theta$. L'equazione caratteristica è:

$$\Phi_{em,ref} = B \cdot \Delta\theta_{ref}^n \quad [\text{W}] \quad (\text{C.3})$$

dove:

⁴ Per esempio UNI EN 442-2, UNI EN 1264-2 e UNI EN 14037-2.

$\Phi_{em,ref}$	potenza di riferimento dell'unità terminale (nominale, di progetto, ecc.), [W];
B	costante specifica per il terminale di emissione, dichiarata dal fabbricante;
$\Delta\theta_{ref}$	differenza di riferimento tra la temperatura media di progetto e la temperatura ambiente di progetto, corrispondente alla potenza $\Phi_{em,ref}$, [°C];
n	esponente della curva caratteristica, dichiarato dal fabbricante.

La potenza nominale definita nelle norme di prodotto è la potenza ottenuta sulla curva caratteristica in base alla differenza $\Delta\theta_{ref}$ fissata convenzionalmente dalla specifica tecnica come riferimento e non deve essere confusa con la potenza di progetto che deve essere determinata sulla stessa curva caratteristica in corrispondenza della differenza $\Delta\theta_{des}$ di progetto. Si tratta in entrambi i casi di potenze di riferimento, ma con diverso significato.

In assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, è possibile utilizzare come esponente n i seguenti valori:

- sistema di emissione a radiatori: $n = 1,33$
- sistema di emissione a ventilconvettori: $n = 1,33$
- sistema di emissione a pannelli radianti: $n = 1,1$

C.2 Calcolo delle temperature

C.2.1. Temperatura media di progetto dell'acqua nelle tubazioni

Ai fini della presente specifica tecnica, le temperature medie di progetto dell'acqua nelle tubazioni dei circuiti di alimentazione delle unità terminali si determinano come segue:

$$\theta_{W,m} = \Delta\theta_{des} \cdot FC_e^{1/n} + \theta_a \quad [^{\circ}C] \quad (C.4)$$

dove:

$\theta_{W,m}$	temperatura media del circuito considerato [°C];
$\Delta\theta_{des}$	differenza tra la temperatura media di progetto e la temperatura ambiente di progetto [°C];
FC_e	fattore di carico che tiene conto dell'effettivo funzionamento dei terminali di emissione: <ul style="list-style-type: none"> - ai fini della determinazione delle perdite del sottosistema di distribuzione del circuito considerato per il calcolo fabbisogno di energia primaria per climatizzazione invernale, è pari al fattore di carico del sottosistema di emissione, calcolato come indicato al paragrafo 3.3.3.1; - ai fini della determinazione delle perdite del sottosistema di distribuzione del circuito considerato per il calcolo fabbisogno di energia primaria per climatizzazione estiva, è pari a 1;
n	esponente della curva caratteristica dei terminali di emissione;

Nel caso di generatore collegato direttamente ad unica rete di distribuzione e nel caso di reti secondarie di zona le temperature ai carichi parziali sono quelle calcolate in base al fattore di carico dei terminali di erogazione.

Nel caso di generatore collegato a più reti di distribuzione a servizio di zone diverse dotate ciascuna di propria regolazione alimentate dal o dai generatori, attraverso un circuito primario, si assume il valore più elevato tra quello delle reti di distribuzione nel periodo di calcolo, se il circuito primario è a temperatura variabile oppure la temperatura costante di progetto se il circuito è a temperatura costante.

C.2.2. Temperature effettive di mandata e di ritorno per la climatizzazione invernale

Le temperature di mandata e di ritorno effettive dipendono dalle diverse modalità di regolazione.

I tipi di regolazione considerati sono:

1. regolazione in base alla temperatura esterna (regolazione climatica compensata), nel caso in cui la tipologia di regolazione sia “Solo climatica”, “Climatica + ambiente”, “Climatica + zona”;
2. regolazione in base alla temperatura ambiente (funzionamento "on/off" a temperatura costante e portata costante, nel caso in cui la tipologia di regolazione sia “Solo ambiente” o “Solo zona” con caratteristica di funzionamento “on off”);
3. regolazione con valvole termostatiche (funzionamento a temperatura di mandata costante e portata variabile, in tutti gli altri casi).

Nel caso 1 si applicano le seguenti formule per il calcolo della temperatura di mandata θ_f , e della temperatura di ritorno θ_b , per fattori di carico intermedi FC_e .

$$\theta_f = (\theta_{f,des} - \theta_a) FC_e^{1/n} + \theta_a \quad [^{\circ}C] \quad (C.5)$$

$$\theta_b = (\theta_{b,des} - \theta_a) FC_e^{1/n} + \theta_a \quad [^{\circ}C] \quad (C.6)$$

Nel caso 2 le temperature di mandata e di ritorno ai carichi intermedi sono pari a quelle di progetto ossia:

$$\theta_f = \theta_{f,des} \quad [^{\circ}C] \quad (C.7)$$

$$\theta_b = \theta_{b,des} \quad [^{\circ}C] \quad (C.8)$$

Nel caso 3 si applicano le seguenti formule per il calcolo della temperatura di mandata e della temperatura di ritorno per fattori di carico intermedi FC_e :

$$\theta_f = \theta_{f,des} \quad [^{\circ}C] \quad (C.9)$$

$$\theta_b = \max(2 \cdot \theta_{w,m} - \theta_f; \theta_a) \quad [^{\circ}C] \quad (C.10)$$

Per impianti esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, è possibile utilizzare come valori delle temperature di progetto di mandata e di ritorno ($\theta_{f,des}$, $\theta_{b,des}$) i valori ricavati dal Prospetto C.1 in funzione del tipo di sistema di emissione presente.

Prospetto C.1 - Valori delle temperature di mandata e di ritorno per diverse tipologie di terminali

Tipo di terminale	Temperatura di mandata $\theta_{f,des}$ [°C]	Temperatura di ritorno $\theta_{b,des}$ [°C]
Impianto a radiatori a temperatura costante	80	60
Impianto a radiatori a temperatura variabile	70	55
Impianto a ventilconvettori	55	45
Impianto a pannelli radianti	35	30

Qualora il generatore sia utilizzato solamente per la produzione di acqua calda sanitaria (impianto dedicato alla produzione di acqua calda sanitaria o impianto combinato acqua calda sanitaria e riscaldamento in funzionamento estivo), si considerano i seguenti valori di default delle temperature del generatore:

$$\theta'_f = 60^\circ\text{C} \quad (\text{C.11})$$

$$\theta'_b = \theta_{w,in} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{C.12})$$

Qualora il generatore sia utilizzato per la produzione di acqua calda sanitaria e la climatizzazione invernale (generatore combinato acqua calda sanitaria e riscaldamento in funzionamento invernale), si considerano i seguenti valori di default delle temperature del generatore:

$$\theta'_f = \max(\theta_f, 60^\circ\text{C}) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{C.13})$$

$$\theta'_b = \max(\theta_b, \theta_{w,in}) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{C.14})$$

C.2.3. Temperatura ambiente

Come temperatura dell'ambiente $\theta_{a,i}$ in cui sono installate le tubazioni si assumono i valori riportati di seguito:

- tubazioni all'interno degli ambienti a temperatura controllata o poste in murature affacciate all'interno: temperatura interna di regolazione θ_{int} , che può essere assunta pari a $\theta_{int,H}$ nel caso di climatizzazione invernale e pari a $\theta_{int,C}$ nel caso di climatizzazione estiva;
- tubazioni affacciate all'esterno, temperatura esterna media mensile, θ_e , definita negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento;
- tubazioni affacciate su locali non riscaldati, temperatura calcolata come:

$$\theta_{a,i} = \theta_{int} - b_{tr,U} \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$$

dove $b_{tr,U}$ è il fattore di correzione per temperatura, come indicato nel Prospetto 15;

- tubazioni in centrale termica, temperatura calcolata come:

$$\theta_{a,i} = \theta_{int} - 0,3 \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$$

- tubazioni interrato, temperatura media annua, θ_{me} , definita negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento;

C.3 Metodo di calcolo

Il calcolo delle perdite e dei fabbisogni di energia ausiliaria della rete di distribuzione si effettua con la seguente procedura:

1. si determina il fabbisogno di energia utile Q_{Hr} (o Q_{Cr}) che deve essere fornita dal sottosistema distribuzione;
2. si determinano le trasmittanze lineiche U_i degli elementi della rete di distribuzione, espresse in $W/(mK)$, tenendo conto di diametro, spessore e conduttività del isolante, tipologia di installazione;
3. si determinano le lunghezze L_i degli elementi della rete di distribuzione;
4. si determina la temperatura media dell'acqua $\theta_{w,m,i}$ nel circuito durante il periodo di calcolo secondo quanto indicato al paragrafo C.2.1;
5. si determina la temperatura media dell'ambiente $\theta_{a,i}$ nel quale sono installate le tubazioni secondo quanto indicato al paragrafo C.2.3;
6. si determina il tempo di attivazione t_i del circuito nel periodo di calcolo che corrisponde alla durata del mese o frazione di mese
7. si calcolano le perdite totali $Q_{ls,d}$ come somma delle perdite dei singoli tratti, al netto del recupero (fattore di riduzione delle perdite totali pari a 0,8):

$$Q_{ls,d} = \sum_i L_i \cdot U_i \cdot (\theta_{w,m,i} - \theta_{a,i}) \cdot t \cdot 10^{-3} \quad [kWh]$$

(C.15)

A seconda della disponibilità di dati, le singole voci possono essere determinate in maniera analitica (da dati di progetto o rilievi in campo) oppure stimate complessivamente (per esempio, determinazione della lunghezza delle tubazioni in base alle dimensioni dell'edificio) per tutto l'impianto o per singole zone di esso (per esempio distribuzione orizzontale, montanti, distribuzione finale, ecc.) con le metodologie nel seguito indicate.

Sono inoltre forniti valori precalcolati per i casi più comuni e fattori di perdita complessivi per tipologie specifiche di impianti. I valori precalcolati possono essere utilizzati solo quando siano soddisfatte tutte le ipotesi alla base del precalcolo. Nella relazione tecnica deve essere chiaramente indicata l'origine dei dati.

C.4 Calcolo delle trasmittanze lineiche

C.4.1. Tubazioni non isolate correnti in aria

Per tubazioni correnti all'esterno dell'edificio:

$$U_i = 16,5 \cdot \pi \cdot d_i \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (\text{C.16})$$

dove:

d_i diametro esterno della tubazione, [m];
 16,5 coefficiente di scambio superficiale complessivo, [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$].

Per tubazioni correnti all'interno dell'edificio:

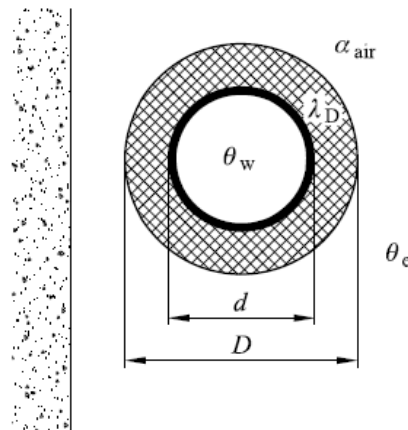
$$U_i = 3,24 \cdot \pi \cdot d_i \cdot (\theta_{w,i} - \theta_{a,i})^{0,3} \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (\text{C.17})$$

dove:

d_i diametro esterno della tubazione, [m];
 $\theta_{w,i}$ temperatura del fluido all'interno della tubazione, [$^{\circ}\text{C}$];
 $\theta_{a,i}$ temperatura dell'ambiente circostante, [$^{\circ}\text{C}$];
 3,24 coefficiente di scambio superficiale complessivo, [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$].

C.4.2. Tubazione isolata corrente in aria

Figura C.2 - Tubazione isolata corrente in aria



La trasmittanza lineica è data da:

$$U_i = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{D_i}{d_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{air}} \cdot D_i}} \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (\text{C.18})$$

dove:

d_i diametro esterno della tubazione, [m];
 D_i diametro esterno dell'isolamento, [m];

λ conduttività dello strato isolante, [W/(m·K)];
 α_{air} coefficiente di scambio convettivo, [W/(m²·K)];

Con α_{air} pari a:

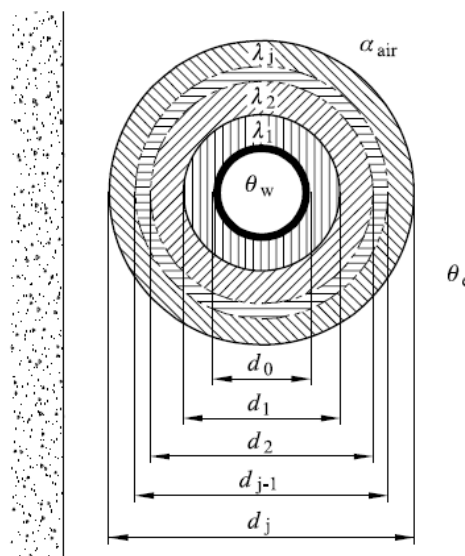
- 4 W/m² K per tubazione corrente in ambienti interni;
- 10 W/m² K per tubazione corrente in ambienti esterni.

La conduttività deve essere ricavata dai dati dichiarati dal fornitore del materiale. In mancanza di tale informazione si utilizzano i valori indicativi riportati nel Prospetto C.2.

Prospetto C.2 - Valori indicativi della conduttività di alcuni materiali

Materiale	Conduttività λ [W/m · K]
Materiali espansi organici a cella chiusa	0,040
Lana di vetro, massa volumica 50 kg/m ³	0,045
Lana di vetro, massa volumica 100 kg/m ³	0,042
Lana di roccia	0,060
Poliuretano espanso (preformati)	0,042

Figura C.3 - Tubazione isolata corrente in aria (diversi strati di materiale isolante)



Se vi sono più strati di materiale isolante la trasmittanza lineica è data da:

$$U_i = \frac{\pi}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{2 \cdot \lambda_j} \cdot \ln \frac{d_j}{d_{j-1}} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{air}} \cdot d_n}} \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$$

(C.19)

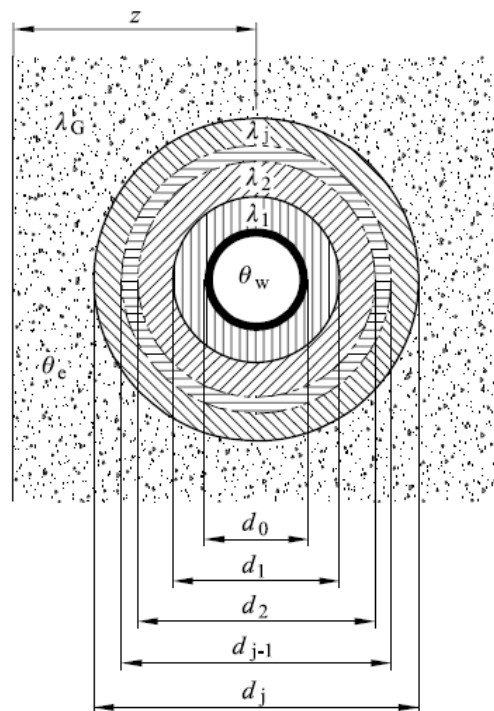
dove:

n numero di strati isolanti significativi;
 d_j diametro esterno dello strato isolante j , iniziando dal più interno, [m];

- d_0 diametro esterno della tubazione, [m];
 d_n diametro esterno complessivo della tubazione isolata, [m];
 λ_j conduttività dello strato isolante j, [W/(m·K)].

C.4.3. Tubazione singola incassata nella muratura

Figura C.4 - Tubazione singola incassata nella muratura



La trasmittanza lineica è data da:

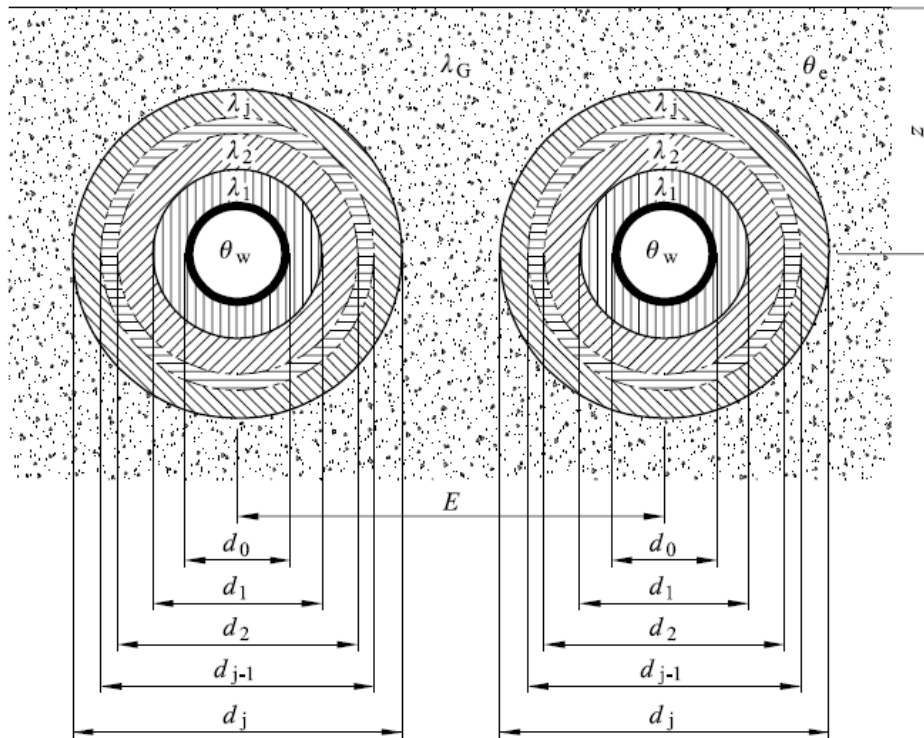
$$U_i = \frac{\pi}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{2 \cdot \lambda_j} \cdot \ln \frac{d_j}{d_{j-1}} \right) + \frac{1}{2 \cdot \lambda_G} \cdot \ln \frac{4 \cdot z}{d_n}} \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (\text{C.20})$$

dove:

- λ_G conduttività del materiale attorno alla tubazione [W/(m·K)]; in assenza di informazioni più precise, si assume $\lambda_G = 0,7 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;
 z profondità di incasso; in assenza di informazioni più precise si assume $z = 0,1 \text{ m}$.

C.4.4. Tubazioni in coppia, incassate nella muratura

Figura C.5 - Tubazioni in coppia, incassate nella muratura



La trasmittanza lineica è data da:

$$U_i = \frac{\pi}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_j}{d_{j-1}} \right) + \frac{1}{2 \cdot \lambda_G} \cdot \ln \frac{4 \cdot z}{d_n} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_G} \cdot \ln \sqrt{1 + \frac{4 \cdot z^2}{E^2}}} \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (\text{C.21})$$

dove:

E interasse delle tubazioni, [m].

C.4.5. Tubazioni interrato

Si applicano le formule relative alle tubazioni incassate nella muratura.

λ_G è in questo caso la conduttività del terreno.

In assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, si assume $\lambda_G = 2,0 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

C.4.6. Valori precalcolati di trasmittanze lineiche

Per tubazioni isolate secondo spessore completo indicato nell'Allegato B del Decreto Presidente della Repubblica 412:1993 la trasmittanza lineica U_i in funzione del diametro d è calcolabile con:

$$U_i = 0,143 + 0,0018 \cdot d \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (\text{C.22})$$

dove d è il diametro esterno della tubazione senza isolamento, [mm].

Qualora l'isolamento sia pari allo spessore indicato nell'Allegato B del Decreto Presidente della Repubblica 412:1993 moltiplicato per 0,5, la trasmittanza lineica U_i è calcolata con:

$$U_i = 0,19 + 0,0034 \cdot d \quad [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \quad (\text{C.23})$$

Qualora l'isolamento sia pari allo spessore indicato nell'Allegato B del Decreto Presidente della Repubblica 412:1993 moltiplicato per 0,3, la trasmittanza lineica U_i è calcolata con:

$$U_i = 0,225 + 0,00532 \cdot d \quad [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \quad (\text{C.24})$$

C.4.7. Ponti termici e singolarità

Si tiene conto delle seguenti tipologie di interruzioni dell'isolamento della tubazione:

- per staffaggi di linea non isolati (con interruzione dell'isolamento, scoperti), maggiorare del 10% la lunghezza totale della tubazione;
- per singolarità in centrale termica: lunghezza equivalente di tubazione non isolata dello stesso diametro del componente scoperto, come da Prospetto C.3.

Prospetto C.3 - Lunghezze equivalenti di ponti termici e discontinuità

Componente non isolato	Lunghezza equivalente non isolata [m]
Pompa di circolazione	0,30
Valvola miscelatrice	0,60
Flangia, bocchettone	0,10
Nota: Le tubazioni non isolate devono essere valutate a parte, conformemente al Paragrafo C.4.1. La lunghezza equivalente riportata nel presente prospetto si riferisce esclusivamente alla singolarità, assumendo che la tubazione sia per il resto isolata.	

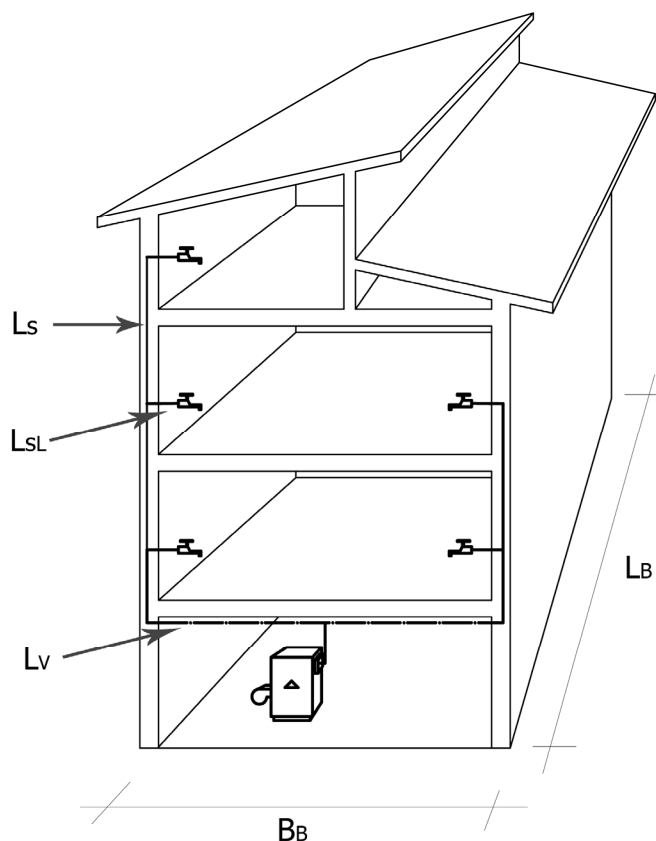
C.5 Calcolo semplificato delle lunghezze degli elementi della rete di distribuzione

Nel caso di edifici esistenti, in assenza di dati attendibili o comunque di informazioni più precise, possono essere utilizzate le seguenti semplificazioni per il calcolo delle lunghezze dei tratti della rete del sottosistema di distribuzione.

Si definiscono i seguenti elementi:

- L_V lunghezza dei tratti della rete in ambienti non riscaldati, in solai interpiano o all'interno delle pareti dell'edificio, e che collegano il generatore alle colonne montanti del sottosistema di distribuzione, [m];
- L_S lunghezza dei tratti orizzontali e/o verticali che si trovano all'interno delle pareti dell'edificio e che costituiscono le colonne montanti del sottosistema di distribuzione, [m];
- L_{SL} lunghezza dei tratti della rete che collegano le colonne montanti con i terminali di erogazione, [m];

Figura C.6 - Definizione dei tratti di tubazione



I valori degli elementi di rete sopra indicati possono essere calcolati in modo semplificato tramite le relazioni riportate nel Prospetto C.4.

Prospetto C.4 - Lunghezza dei tratti della rete di distribuzione

	L_V	L_S	L_{SL}
Montanti delle pareti esterne:	$2 \cdot L_B + 0,01625 \cdot L_B \cdot B_B^2$	$0,025 \cdot L_B \cdot B_B \cdot h_{ip} \cdot n_p$	$0,55 \cdot L_B \cdot B_B \cdot n_p$
Montanti interni all'edificio:	$2 \cdot L_B + 0,0325 \cdot L_B \cdot B_B + 6$		

dove:

- L_B lunghezza maggiore dell'edificio, [m];
- B_B larghezza maggiore dell'edificio, [m];
- n_p numero di piani serviti dalla rete di distribuzione;
- h_{ip} altezza interpiano, [m];

APPENDICE D **Calcolo delle perdite di distribuzione degli impianti di climatizzazione estiva (UNI/TS 11300-3:2010)**

Ai fini della determinazione delle perdite delle reti di distribuzione, $Q_{C,ls,d}$ i sistemi di climatizzazione estiva si considerano suddivisi come indicato nel Prospetto D.1.

Prospetto D.1 - Suddivisione degli impianti di climatizzazione estiva ai fini della determinazione delle perdite delle reti di distribuzione

<p>A. Sistemi che utilizzano come fluido termovettore solo aria:</p> <p>1 unità autonome monoblocco o di tipo split ad espansione diretta</p> <p>2 unità di tipo roof top per installazione su terrazzo o in copertura ad espansione diretta</p>	<p>Le perdite di distribuzione del circuito frigorifero si considerano comprese nel rendimento di produzione dell'unità ad espansione diretta.</p> <p>Nel caso in cui la distribuzione dell'aria sia canalizzata ed avvenga tutta negli ambienti climatizzati le perdite si considerano tutte recuperate, come si verifica generalmente nel caso di unità del tipo 1.</p> <p>Nel caso in cui le canalizzazioni siano in ambienti non canalizzati o all'esterno le perdite si calcolano secondo la presente appendice (per esempio nel caso delle unità di tipo roof top che possono presentare tratti anche di notevole lunghezza)</p>
<p>B. Sistemi che utilizzano come fluido termovettore sia aria che acqua:</p> <p>1 Sistemi costituiti da:</p> <ul style="list-style-type: none"> - unità terminali in ambiente ad acqua refrigerante con o senza ventilatore; - unità centralizzata di trattamento termogrmetrico di aria primaria con distribuzione agli ambienti. <p>2 Sistemi costituiti da:</p> <ul style="list-style-type: none"> - unità centralizzata di trattamento aria e distribuzione centralizzata di aria; - unità di zona ad acqua. <p>3 Sistemi costituiti da:</p> <ul style="list-style-type: none"> - unità centralizzata di trattamento dell'aria alimentata ad acqua; - distribuzione canalizzata di aria trattata. <p>4 Sistemi costituiti da:</p> <ul style="list-style-type: none"> - pannelli integrati nelle murature alimentati ad acqua; - unità centralizzata di trattamento termogrmetrico di aria primaria alimentata ad acqua con distribuzione di aria separata. <p>5 Sistemi costituiti da:</p> <ul style="list-style-type: none"> - elementi installati nello spazio climatizzato disaccoppiati termicamente dalle strutture (travi radianti) alimentati ad acqua; - rete di aria trattata con immissione diretta negli elementi stessi o separata 	<p>In tutti i casi si hanno due o più reti ad aria e ad acqua alimentate dalla stessa unità di produzione il cui calcolo delle perdite si effettua secondo la presente appendice.</p>

Come indicato nel Prospetto D.1, le perdite di distribuzione dei sistemi di climatizzazione estiva riguardano:

- perdite in canali di distribuzione aria;
- perdite in tubazioni che convogliano o distribuiscono acqua refrigerata.

Le perdite complessive di distribuzione, nel mese o frazione di mese considerata, sono date dalla somma delle perdite di tutti i circuiti di distribuzione di aria e di acqua, ossia:

$$Q_{C,ls,d} = Q_{C,ls,da} + Q_{C,ls,dw} \quad [\text{kWh}] \tag{D.1}$$

dove:

- $Q_{C,ls,da}$ perdite di distribuzione nelle canalizzazioni di aria trattata, [kWh] ;
- $Q_{C,ls,dw}$ perdite di distribuzione nelle tubazioni di acqua refrigerata, [kWh].

Le perdite del circuito acqua della torre di raffreddamento sono trascurate ai fini della presente specifica tecnica.

D.1 Perdite di distribuzione nelle canalizzazioni

Per impianti con fluido termovettore aria, le perdite da canali di distribuzione posti in ambienti non climatizzati o all'esterno sono date dalla somma delle perdite termiche per scambio di calore e le eventuali perdite energetiche di massa, dovute al trafilaggio di aria dalle canalizzazioni e sono determinate, per ogni mese, secondo la seguente formula:

$$Q_{C,ls,da} = Q_{C,ls,d,tr} + Q_{C,ls,d,m} \quad [\text{kWh}] \quad (\text{D.2})$$

dove:

$Q_{C,ls,d,tr}$ perdite di energia per trasmissione del calore, [kWh];

$Q_{C,ls,d,m}$ perdite di energia dovute a perdite di massa, determinate secondo la UNI EN 15242, [kWh].

È possibile calcolare le perdite per trasmissione di calore $Q_{C,ls,da,tr}$ con la seguente relazione:

$$Q_{C,ls,d,tr} = (\Phi_{ls,d} \cdot D_d \cdot t \cdot 10^{-3}) \quad [\text{kWh}] \quad (\text{D.3})$$

dove:

$\Phi_{ls,d}$ potenza frigorifera persa per scambio termico per ogni metro di canale, ottenuto per interpolazione dal Prospetto D.2, Prospetto D.3, Prospetto D.4 e Prospetto D.5, [W/m];

D_d lunghezza dei canali di distribuzione dell'aria, [m];

t durata del mese o frazione di mese considerata, [h].

In caso di condizioni di temperatura esterna non compresa tra i limiti riportati nei prospetti i valori di $\Phi_{ls,d}$ devono essere ricavati per estrapolazione lineare.

**Prospetto D.2 - Emissioni verso locale interno non climatizzato –
Altezza del locale: fino a 4 m**

		Temperatura media aria esterna al canale nel periodo di funzionamento θ_e [°C]			
		26	28	30	32
Diametro equivalente medio canali principali	Trasmittanza lineare canale	Potenza frigorifera persa dalla rete			
D [m]	ψ [W/(m·K)]	$\phi_{Is,d}$ [W/m]	$\phi_{Is,d}$ [W/m]	$\phi_{Is,d}$ [W/m]	$\phi_{Is,d}$ [W/m]
0,376	1,80	7,6	11,2	14,8	18,4
0,461	2,18	9,1	13,5	17,9	22,2
0,532	2,49	10,5	15,5	20,5	25,4
0,651	3,03	12,7	18,8	24,8	30,9
0,752	3,47	14,6	21,5	28,5	35,4
0,841	3,87	16,3	24,0	31,7	39,5
0,921	4,23	17,8	26,2	34,7	43,1
0,995	4,56	19,1	28,2	37,4	46,5
1,064	4,86	20,4	30,1	39,9	49,6
1,128	5,15	21,6	31,9	42,2	52,5
1,189	5,42	22,8	33,6	44,4	55,3
1,303	5,92	24,9	36,7	48,6	60,4
1,407	6,39	26,8	39,6	52,4	65,2

**Prospetto D.3 - Emissioni verso locale interno non climatizzato –
Altezza del locale: oltre 4 m**

		Temperatura media aria esterna al canale nel periodo di funzionamento θ_e [°C]			
		26	28	30	32
Diametro equivalente medio canali principali	Trasmittanza lineare canale	Potenza frigorifera persa dalla rete			
D [m]	ψ [W/(m·K)]	$\phi_{Is,d}$ [W/m]	$\phi_{Is,d}$ [W/m]	$\phi_{Is,d}$ [W/m]	$\phi_{Is,d}$ [W/m]
0,532	2,49	10,5	15,5	20,5	25,4
0,651	3,03	12,7	18,8	24,8	30,9
0,752	3,47	14,6	21,5	28,5	35,4
0,921	4,23	17,8	26,2	34,7	43,1
1,064	4,86	20,4	30,1	39,9	49,6
1,189	5,42	22,8	33,6	44,4	55,3
1,303	5,92	24,9	36,7	48,6	60,4
1,407	6,39	26,8	39,6	52,4	65,2
1,505	6,82	28,6	42,3	55,9	69,6
1,596	7,23	30,4	44,8	59,3	73,7
1,682	7,61	32,0	47,2	62,4	77,6
1,843	8,33	35,0	51,6	68,3	84,9
1,990	8,98	37,7	55,7	73,7	91,6

Prospetto D.4 - Emissioni verso l'esterno con rivestimento canali protetti dal sole

		Temperatura media aria esterna al canale θ_e [°C]				
		25	24	23,5	21,5	16
Diametro equivalente medio canali principali	Trasmittanza lineare canale	Potenza frigorifera persa dalla rete				
D [m]	ψ [W/(m·K)]	$\phi_{is,d}$ [W/m]	$\phi_{is,d}$ [W/m]	$\phi_{is,d}$ [W/m]	$\phi_{is,d}$ [W/m]	$\phi_{is,d}$ [W/m]
0,376	1,80	5,7	4,0	3,1	0	0
0,461	2,18	6,9	4,8	3,7	0	0
0,532	2,49	8,0	5,5	4,3	0	0
0,651	3,03	9,7	6,7	5,1	0	0
0,752	3,47	11,1	7,6	5,9	0	0
0,841	3,87	12,4	8,5	6,6	0	0
0,921	4,23	13,5	9,3	7,2	0	0
0,995	4,56	14,6	10,0	7,7	0	0
1,064	4,86	15,6	10,7	8,2	0	0
1,128	5,15	16,5	11,3	8,8	0	0
1,189	5,42	17,4	11,9	9,2	0	0
1,303	5,92	19,0	13,1	10,1	0	0
1,407	6,39	20,5	14,1	10,9	0	0

Prospetto D.5 - Emissioni verso l'esterno con rivestimento canali esposti al sole

		Temperatura media aria esterna al canale θ_e [°C]				
		28	27	26,5	24	18
Diametro equivalente medio canali principali	Trasmittanza lineare canale	Potenza frigorifera persa dalla rete				
D [m]	ψ [W/(m·K)]	$\phi_{is,d}$ [W/m]	$\phi_{is,d}$ [W/m]	$\phi_{is,d}$ [W/m]	$\phi_{is,d}$ [W/m]	$\phi_{is,d}$ [W/m]
0,376	1,80	11,2	9,4	8,5	4,0	0
0,461	2,18	13,5	11,3	10,2	4,8	0
0,532	2,49	15,5	13,0	11,7	5,5	0
0,651	3,03	18,8	15,7	14,2	6,7	0
0,752	3,47	21,5	18,5	16,3	7,6	0
0,841	3,87	24,0	20,1	18,2	8,5	0
0,921	4,23	26,2	22,0	19,9	9,3	0
0,995	4,56	28,2	23,7	21,4	10,0	0
1,064	4,86	30,1	25,3	22,8	10,7	0
1,128	5,15	31,9	26,8	24,2	11,3	0
1,189	5,42	33,6	28,2	25,5	11,9	0
1,303	5,92	36,7	30,8	27,8	13,1	0
1,407	6,39	39,6	33,2	30,0	14,1	0

D.2 Perdite di distribuzione nelle tubazioni

Le perdite di distribuzione delle tubazioni sono determinate con il metodo riportato nell'Appendice C della presente sezione.

Ai fini del calcolo si considerano due casi:

1. Reti di tubazioni che alimentano unità terminali ad acqua (ventilconvettori, pannelli radianti ecc.). Qualora non siano disponibili i dati necessari per il calcolo analitico, le perdite di distribuzione si possono determinare utilizzando la seguente relazione:

$$Q_{C,ls,dw} = (Q_{C,nd} + Q_{C,ls,e} + Q_{C,ls,rg}) \cdot \frac{1 - \eta_{C,dw}}{\eta_{C,dw}} \quad [\text{kWh}] \quad (\text{D.4})$$

dove:

$Q_{C,nd}$ fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione estiva, [kWh];

$Q_{C,ls,e}$ perdite del sottosistema di emissione, [kWh];

$Q_{C,ls,rg}$ perdite del sottosistema di regolazione regolazione, [kWh];

$\eta_{C,dw}$ rendimento di distribuzione, ricavato utilizzando i valori di default del Prospetto D.6, [-].

Prospetto D.6 - Rendimenti di reti distribuzione per unità terminali ad acqua

Numero di piani	Rendimento di distribuzione di una rete ad anello nel piano terreno e montanti verticali	Rendimento do distribuzione di una rete a distribuzione orizzontale di piano
1	0,975	0,980
2	0,980	0,980
3	0,985	0,980
4	0,990	0,990
5	0,990	0,990
> 5	0,990	0,990

- Per circuiti che alimentano scambiatori acqua refrigerata/aria in unità di trattamento aria deve essere effettuato il calcolo dettagliato secondo quanto riportato nell'Appendice C della presente sezione, in base alle caratteristiche del circuito, delle temperature dell'acqua e dell'ambiente esterno.

Nel caso di utilizzo di valori precalcolati si considerano rendimenti costanti per tutti i mesi di attivazione dell'impianto di climatizzazione.

APPENDICE E Calcolo del coefficiente correttivo η_1 per macchine con funzionamento in condizioni diverse da quelle nominali (UNI/TS 11300-3:2010)

I dati forniti dal costruttore o dall'ente di prova forniscono i valori di EER in condizioni di temperatura di riferimento.

Nel calcolo relativo alle macchine a compressione di vapore, per tener conto delle variazioni di EER in condizioni di temperatura dei fluidi esterni ed interni diverse da quelle di riferimento viene introdotto il coefficiente correttivo η_1 . Nei prospetti seguenti si indicano i valori di η_1 per le diverse tipologie di macchine, nelle condizioni di funzionamento con fattore di carico pari a 100%, 75%, 50% e 25%.

Per le macchine ad assorbimento, per tener conto delle condizioni di carico parzializzato, deve essere utilizzato il fattore di correzione C_d .

Per ciascun prospetto, in corrispondenza delle condizioni di temperatura di riferimento, η_1 assume naturalmente valore pari a 1. Il valore di η_1 per fattori di carico compresi tra 26% e 99% è ricavato per doppia interpolazione dei valori dei prospetti seguenti. Per fattori di carico uguali o inferiori a 24%, si considerino i valori di η_1 relativi al funzionamento con fattore di carico pari a 25%.

I valori ricavati tramite i coefficienti forniti nei prospetti sono da ritenersi di default. Nel caso siano resi disponibili dal costruttore per le singole macchine valori più precisi, questi ultimi possono essere usati per il calcolo dei fabbisogni energetici.

Nel caso di applicazioni caratterizzate da condizioni di funzionamento esterne ai valori di temperatura riportati nei prospetti che seguono, il costruttore deve fornire al progettista i dati necessari al calcolo secondo le modalità della presente specifica tecnica. In assenza di dati più precisi, qualora la temperatura in condizioni di funzionamento effettive sia maggiore del massimo valore previsto nel prospetto, si utilizza il valore relativo alla temperatura massima presente nel medesimo prospetto, e qualora la temperatura in condizioni di funzionamento effettive sia minore del minimo valore previsto nel prospetto, si utilizza il valore relativo alla temperatura minima presente prospetto considerato.

Di seguito si riportano i prospetti per le macchine aria-acqua, acqua-acqua, aria-aria, acqua-aria, con i valori dei coefficienti correttivi η_1 a diversi carichi di funzionamento.

Nel caso di macchine aria-acqua ed aria-aria, il coefficiente di correzione η_1 è ricavato dai prospetti in funzione della temperatura a bulbo secco dell'aria esterna. Ai fini della presente procedura, tale temperatura corrisponde alla temperatura dell'aria esterna media del mese o frazione di mese considerata, come indicato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento.

Nel caso di macchine aria-aria ed acqua-aria, il coefficiente di correzione η_1 è ricavato dai prospetti in funzione della temperatura a bulbo umido dell'aria interna. Ai fini della presente procedura, tale temperatura assume i valori indicati nel Prospetto E.1.

**Prospetto E.1 - Valori di temperatura a bulbo umido dell'aria interna
in funzione della destinazione d'uso**

Destinazione d'uso	Temperatura a bulbo umido dell'aria interna [°C]
E.6(1)	20
E.6(2)	16
Tutte le altre destinazioni d'uso	19

E.1 Macchine aria-acqua

**Prospetto E.1 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle
temperature dell'aria esterna e dell'acqua in uscita per macchine aria-
acqua con funzionamento a pieno carico (100%)**

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura acqua in uscita - Delta T= 5 °C	10 °C	1,834	1,639	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802
	9°C	1,808	1,604	1,407	1,218	1,037	0,909	0,784
	8°C	1,782	1,569	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767
	7°C	1,756	1,534	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750
	6°C	1,720	1,518	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736
	5°C	1,684	1,503	1,322	1,141	0,961	0,841	0,722
4°C	1,634	1,457	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685	

**Prospetto E.2 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle
temperature dell'aria esterna e dell'acqua in uscita per macchine aria-
acqua con funzionamento parzializzato al 75%**

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura acqua in uscita - Delta T= 3,75 °C	10 °C	1,639	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802	0,700
	9°C	1,604	1,407	1,218	1,037	0,909	0,784	0,684
	8°C	1,569	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767	0,667
	7°C	1,534	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750	0,650
	6°C	1,518	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736	0,636
	5°C	1,503	1,332	1,141	0,961	0,841	0,722	0,622
4°C	1,457	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685	0,585	

Prospetto E.3 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'acqua in uscita per macchine aria-acqua con funzionamento parzializzato al 50%

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura acqua in uscita - Delta T= 2,5 °C	10 °C	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802	0,700	0,620
	9°C	1,407	1,218	1,037	0,909	0,784	0,684	0,604
	8°C	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767	0,667	0,587
	7°C	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750	0,650	0,570
	6°C	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736	0,636	0,556
	5°C	1,322	1,141	0,961	0,841	0,722	0,622	0,542
	4°C	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685	0,585	0,505

Prospetto E.4 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'acqua in uscita per macchine aria-acqua con funzionamento parzializzato al 25%

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura acqua in uscita - Delta T= 1,25 °C	10 °C	1,249	1,054	0,928	0,802	0,700	0,620	0,550
	9°C	1,218	1,037	0,909	0,784	0,684	0,604	0,534
	8°C	1,187	1,018	0,890	0,767	0,667	0,587	0,517
	7°C	1,155	1,000	0,871	0,750	0,650	0,570	0,500
	6°C	1,148	0,979	0,856	0,736	0,636	0,556	0,486
	5°C	1,141	0,961	0,841	0,722	0,622	0,542	0,472
	4°C	1,105	0,928	0,807	0,685	0,585	0,505	0,435

E.2 Macchine acqua-acqua

Prospetto E.5 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'acqua in uscita per macchine acqua-acqua con funzionamento a pieno carico (100%)

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura acqua in uscita - Delta T= 5 °C	10 °C	1,522	1,366	1,210	1,054	1,003
	9°C	1,490	1,333	1,182	1,037	0,986
	8°C	1,459	1,299	1,153	1,018	0,967
	7°C	1,427	1,266	1,124	1,000	0,948
	6°C	1,410	1,257	1,114	0,979	0,929
	5°C	1,394	1,250	1,105	0,961	0,913
	4°C	1,351	1,210	1,070	0,928	0,880

Prospetto E.6 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'acqua in uscita per macchine acqua-acqua con funzionamento parzializzato al 75%

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura acqua in uscita - Delta T= 3,75 °C	10 °C	1,366	1,210	1,054	1,003	0,902
	9°C	1,333	1,182	1,037	0,986	0,883
	8°C	1,299	1,153	1,018	0,967	0,864
	7°C	1,266	1,124	1,000	0,948	0,845
	6°C	1,257	1,114	0,979	0,929	0,831
	5°C	1,250	1,105	0,961	0,913	0,817
	4°C	1,210	1,070	0,928	0,880	0,782

Prospetto E.7 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'acqua in uscita per macchine acqua-acqua con funzionamento parzializzato al 50%

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura acqua in uscita - Delta T= 2,5 °C	10 °C	1,210	1,054	1,003	0,902	0,802
	9°C	1,182	1,037	0,986	0,883	0,784
	8°C	1,153	1,018	0,967	0,864	0,767
	7°C	1,124	1,000	0,948	0,845	0,750
	6°C	1,114	0,979	0,929	0,831	0,736
	5°C	1,105	0,961	0,913	0,817	0,722
	4°C	1,070	0,928	0,880	0,782	0,685

Prospetto E.8 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'acqua in uscita per macchine acqua-acqua con funzionamento parzializzato al 25%

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura acqua in uscita - Delta T= 1,25 °C	10 °C	1,054	1,003	0,902	0,802	0,700
	9°C	1,037	0,986	0,883	0,784	0,684
	8°C	1,018	0,967	0,864	0,767	0,667
	7°C	1,000	0,948	0,845	0,750	0,650
	6°C	0,979	0,929	0,831	0,736	0,636
	5°C	0,961	0,913	0,817	0,722	0,622
	4°C	0,928	0,880	0,782	0,685	0,585

E.3 Macchine aria-aria

Prospetto E.9 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'aria interna per macchine aria-aria con funzionamento a pieno carico (100%)

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,634	1,457	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685
	18°C	1,720	1,518	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736
	19°C	1,756	1,534	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750
	20°C	1,782	1,569	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767
	22°C	1,834	1,639	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802

Prospetto E.10 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'aria interna per macchine aria-aria con funzionamento parzializzato al 75%

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,457	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685	0,585
	18°C	1,518	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736	0,636
	19°C	1,534	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750	0,650
	20°C	1,569	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767	0,667
	22°C	1,639	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802	0,700

Prospetto E.11 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'aria interna per macchine aria-aria con funzionamento parzializzato al 50%

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685	0,585	0,505
	18°C	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736	0,636	0,556
	19°C	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750	0,650	0,672
	20°C	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767	0,667	0,587
	22°C	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802	0,700	0,698

Prospetto E.12 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'aria interna per macchine aria-aria con funzionamento parzializzato al 25%

		Temperatura bulbo secco aria esterna							
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C	50°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,062	0,962	0,871	0,788	0,714	0,646	0,585	0,529
	18°C	1,083	0,981	0,888	0,804	0,728	0,659	0,596	0,540
	19°C	1,105	1,000	0,905	0,820	0,742	0,672	0,608	0,551
	20°C	1,126	1,020	0,923	0,836	0,757	0,685	0,620	0,561
	22°C	1,149	1,040	0,941	0,852	0,771	0,698	0,632	0,572

E.4 Macchine acqua-aria

Prospetto E.13 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'aria interna per macchine acqua-aria con funzionamento a pieno carico (100%)

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,351	1,210	1,070	0,928	0,880
	18°C	1,410	1,257	1,114	0,979	0,929
	19°C	1,427	1,266	1,124	1,000	0,948
	20°C	1,459	1,299	1,153	1,018	0,967
	22°C	1,522	1,366	1,210	1,054	1,003

Prospetto E.14 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'aria interna per macchine acqua-aria con funzionamento parzializzato al 75%

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,210	1,070	0,928	0,880	0,782
	18°C	1,257	1,114	0,979	0,929	0,831
	19°C	1,266	1,124	1,000	0,948	0,845
	20°C	1,299	1,153	1,018	0,967	0,864
	22°C	1,366	1,210	1,054	1,003	0,902

Prospetto E.15 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'aria interna per macchine acqua-aria con funzionamento parzializzato al 50%

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,070	0,928	0,880	0,782	0,685
	18°C	1,114	0,979	0,929	0,831	0,736
	19°C	1,124	1,000	0,948	0,845	0,750
	20°C	1,153	1,018	0,967	0,864	0,767
	22°C	1,210	1,054	1,003	0,902	0,802

Prospetto E.16 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'aria interna per macchine acqua-aria con funzionamento parzializzato al 25%

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	0,928	0,880	0,782	0,685	0,585
	18°C	0,979	0,929	0,831	0,736	0,636
	19°C	1,000	0,948	0,845	0,750	0,650
	20°C	1,018	0,967	0,864	0,767	0,667
	22°C	1,054	1,003	0,902	0,802	0,700

Prospetto E.17 - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'aria esterna per macchine acqua-aria con funzionamento al 100%

Temperatura aria esterna °C	Temperatura acqua in uscita °C [$\Delta\theta = 5$ K]			
	3,0	5,0	7,0	9,0
0	0,98	0,99	1,01	1,03
5	0,98	0,99	1,01	1,03
10	0,98	0,99	1,01	1,03
15	0,98	0,99	1,01	1,03
20	0,98	0,99	1,01	1,03
25	0,97	0,99	1,01	1,03
30	0,90	0,98	1,01	1,03
35	0,67	0,87	1,00	1,02
40	-	-	0,88	0,93
45	-	-	0,67	0,78

Prospetto E.18 - Valori del coefficiente correttivo C_d per considerare il funzionamento parzializzato delle macchine ad assorbimento modulanti

Coefficiente C_d per unità ad assorbimento modulanti										
F_K	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
C_d	0,72	0,81	0,88	0,93	0,97	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00

Prospetto E.19 - Valori del coefficiente correttivo C_d per considerare il funzionamento parzializzato delle macchine ad assorbimento "on-off"

Coefficiente C_d per unità ad assorbimento on - off										
F_K	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
C_d	0,68	0,77	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,99	1,00	1,00

Per refrigeratori ad assorbimento di tipo modulante o anche on-off gestiti in impianto con logica di inserimento "in cascata", il calcolo del coefficiente C_d viene effettuato con la formula (E.1):

$$C_d = \frac{N + (n \cdot C_d^*)}{N + n} \quad (E.1)$$

- C_d coefficiente correttivo dell'intero sistema di generazione "in cascata" alle condizioni considerate;
- C_d^* coefficiente correttivo delle unità ad assorbimento in condizioni di carico parziale;
- N numero di unità ad assorbimento previste in funzionamento a pieno carico;
- n numero di unità ad assorbimento previste in condizioni di carico parziale.

APPENDICE F **Calcolo dei coefficienti di correzione per l'adeguamento alle reali condizioni di funzionamento**

F.1 Macchine ad espansione diretta aria-aria (raffreddate ad aria)

Si tratta per esempio di unità monoblocco installate a finestra o attraverso la parete, sistemi split trasferibili, sistemi split fissi, armadi monoblocco, roof-top.

F.1.1. Coefficiente di correzione η_2 per tutte le unità

L'andamento del coefficiente di correzione η_2 in funzione della velocità del ventilatore unità interna (e quindi della portata d'aria, che influenza la temperatura/pressione di evaporazione) è riportato nel Prospetto F.1.

Prospetto F.1 - Coefficiente di correzione η_2 in funzione della velocità del ventilatore unità interna

Velocità ventilatore	η_2
Alta (nominale)	1,00
Media	0,99
Bassa	0,98

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_2 pari a 1.

F.1.2. Coefficiente di correzione η_3 per sistemi split con compressore a velocità fissa:

I valori del coefficiente di correzione η_3 in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di aspirazione per il collegamento fra unità interna ed unità esterna sono riportati nel Prospetto F.2.

Prospetto F.2 - Coefficiente di correzione η_3 in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di aspirazione per il collegamento fra unità interna ed unità esterna

Lunghezza [m]	3	7,5	10	15	20	30	40	50
η_3	1,04	1,00	0,975	0,955	0,94	0,915	0,875	0,81

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_3 pari a 1.

F.1.3. Coefficiente di correzione η_4 per unità o sistemi con sezione interna canalizzata

Oltre ai coefficienti correttivi dei prospetti sopra riportati occorre tener conto anche della variazione della portata d'aria rispetto a quella nominale, dovuta alle perdite di carico dei canali dell'unità interna. Nel Prospetto F.3 sono riportati i coefficienti di correzione η_4 in funzione della portata dei canali.

Prospetto F.3 - Coefficiente di correzione η_4 in funzione della portata dei canali dell'unità interna

Percentuale della portata nominale [%]	80	90	100	110	120
η_4	0,96	0,98	1,00	1,02	1,03

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_4 pari a 1.

F.1.4. Coefficiente di correzione η_5 per unità o sistemi con sezione esterna canalizzata, o insonorizzata

Oltre ai coefficienti correttivi dei prospetti sopra riportati occorre tener conto, introducendo il fattore di correzione η_5 descritto nel Prospetto F.4, anche della variazione della portata d'aria rispetto a quella nominale, dovuta alle perdite di carico dei canali dell'unità esterna o dei setti insonorizzanti.

Prospetto F.4 - Coefficiente di correzione η_5 in funzione della portata dei canali dell'unità esterna

Percentuale della portata nominale [%]	80	90	100	110	120
η_5	0,94	0,97	1,00	1,02	1,04

In caso di uso di setti insonorizzanti il coefficiente η_5 è pari a 0,93.

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_5 pari a 1.

F.2 Macchine ad espansione diretta acqua-aria (raffreddate ad acqua) con compressore a velocità fissa

F.2.1. Coefficiente di correzione η_2 per tutte le unità

I valori del coefficiente di correzione η_2 in funzione della velocità del ventilatore unità interna sono riportati nel Prospetto F.5.

Prospetto F.5 - Coefficiente di correzione η_2 in funzione della velocità del ventilatore unità interna

Velocità del ventilatore	η_2
Alta	1,00
Media	0,99
Bassa	0,98

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_2 pari a 1.

F.2.2. Coefficiente di correzione η_3 per sistemi split con compressore a velocità fissa

I coefficienti di correzione η_3 in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di aspirazione per il collegamento fra unità interna ed unità esterna sono riportati nel Prospetto F.6.

Prospetto F.6 - Coefficiente di correzione η_3 in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di aspirazione per il collegamento fra unità interna ed unità esterna

Lunghezza [m]	3	7,5	10	15	20	30	40	50
η_3	1,04	1,00	0,975	0,955	0,94	0,915	0,875	0,81

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_3 pari a 1.

F.2.3. Coefficiente di correzione η_4 per unità o sistemi con sezione interna canalizzata

Oltre ai coefficienti correttivi dei prospetti sopra riportati occorre tener conto, introducendo il coefficiente di correzione η_4 riportato nel Prospetto F.7 anche della variazione della portata d'aria rispetto a quella nominale, dovuta alle perdite di carico dei canali dell'unità interna.

Prospetto F.7 - Coefficiente di correzione η_4 in funzione della portata dei canali dell'unità interna

Percentuale della portata nominale [%]	80	90	100	110	120
η_4	0,96	0,98	1,00	1,02	1,03

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_4 pari a 1.

F.2.4. Coefficiente di correzione η_5 per unità con acqua a portata fissa e η_6 per variazione del fattore di sporramento

In caso non sia previsto il controllo (pressostatico o termostatico) della temperatura/pressione di condensazione, ma il flusso d'acqua sia costante (per esempio: uso di acqua di torre), si deve applicare il coefficiente correttivo η_5 che tenga conto della portata d'acqua diversa da quella di riferimento (Prospetto F.8) ed il coefficiente correttivo η_6 per la variazione del fattore di sporramento (Prospetto F.9).

Prospetto F.8 - Coefficiente correttivo η_5 per la portata d'acqua (ovvero $\Delta\theta$) diversa da quelle di riferimento

Percentuale della portata rispetto alla nominale [%]	65	100	130
η_5	0,91	1,00	1,05

I valori riportati nel Prospetto F.8 si riferiscono alle seguenti condizioni:

- Temperatura di riferimento acqua in entrata condensatore: 30°C; in uscita: 35°C;

- Temperatura aria in ingresso evaporatore: 27°C bulbo secco / 19°C bulbo umido;
- Portata nominale acqua: $\Delta\theta = 5^\circ\text{C}$;
- Portata 65%: $\Delta\theta = 7,7^\circ\text{C}$;
- Portata 130% : $\Delta\theta = 3,85^\circ\text{C}$.

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_5 pari a 1.

Prospetto F.9 - Coefficiente correttivo η_6 per variazione del fattore di sporcamento

Fattore di sporcamento [(m ² ·K)/kW]	0,02202	0,04403	0,08806	0,17612	0,17612
η_6	1,006	1,00	0,961	0,934	0,907

Il valore di riferimento del fattore di sporcamento è 0,04403 [(m²K)/kW]; una sua variazione, eventualmente evidenziata dal progettista alla luce della qualità dell'acqua, per esempio di fiume piuttosto che di lago o mare, fa variare inversamente il coefficiente di scambio e quindi la temperatura di condensazione.

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_6 pari a 1.

F.2.5. Coefficiente di correzione η_7 per utilizzo di miscela incongelabile sul condensatore

L'utilizzo di miscele incongelabili sul condensatore (per esempio glicole etilenico) peggiora il coefficiente di scambio e quindi la temperatura di condensazione.

Nella Prospetto F.10 sono riportati i valori del coefficiente correttivo η_7 da utilizzare in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

Prospetto F.10 - Coefficiente correttivo η_7 in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua

Percentuale di glicole [%]	10	20	30
η_7	0,991	0,989	0,985

F.2.6. Unità con valvola pressostatica/termostatica

Per macchine dotate di valvola pressostatica o termostatica per ridurre il consumo di acqua la variazione di portata (in generale non calcolabile "dinamicamente, in continuo"), e quindi di $\Delta\theta$, ma anche il fattore di sporcamento, hanno un'influenza trascurabile. Si prende quindi in considerazione solo il valore di taratura "temperatura uscita acqua dal condensatore" (coefficienti η_1 , η_2 , η_3 e η_4), e si possono trascurare gli altri fattori correttivi legati al condensatore η_5 , η_6 , η_7 .

F.3 Sistemi idronici aria-acqua (gruppi di refrigerazione acqua raffreddati ad aria)

F.3.1. Coefficiente di correzione η_2 e η_3 per tutte le unità

Nel Prospetto F.11 e Prospetto F.12 sono riportati rispettivamente i valori del coefficiente correttivo η_2 in funzione del $\Delta\theta$ dell'acqua all'evaporatore e il coefficiente correttivo η_3 per tener conto del fattore di sporcamiento.

Prospetto F.11 - Coefficiente correttivo η_2 per il $\Delta\theta$ dell'acqua all'evaporatore diverso dal riferimento (variazione portata acqua)

$\Delta\theta$ [°C]	4	5	6	7
η_2	0,99	1,00	1,01	1,03

La differenza di temperatura di riferimento fra acqua in ingresso e uscita all'evaporatore è di 5°C. Una eventuale variazione di portata dell'acqua rispetto a quella nominale comporta uno scostamento del $\Delta\theta$, e di conseguenza una variazione della temperatura/pressione di evaporazione.

Prospetto F.12 - Coefficiente correttivo η_3 per tener conto del fattore di sporcamiento

Fattore di sporcamiento [(m ² ·K)/KW]	0,02202	0,04403	0,08806	0,17612	0,17612
η_3	1,007	1,00	0,986	0,974	0,950

Il valore di riferimento del fattore di sporcamiento è 0,04403 (m²·K)/kW. Una sua variazione, eventualmente evidenziata dal progettista alla luce della qualità dell'acqua, fa variare inversamente il coefficiente di scambio e quindi la temperatura di evaporazione.

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_3 pari a 1.

F.3.2. Coefficiente di correzione η_4 per utilizzo di miscela incongelabile

Nel Prospetto F.13 sono riportati i valori del coefficiente correttivo η_4 in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

Prospetto F.13 - Coefficiente correttivo η_4 in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua

Percentuale di glicole [%]	10	20	30
η_4	0,986	0,977	0,969

F.3.3. Coefficiente di correzione η_5 per unità o sistemi con sezione esterna canalizzata, o insonorizzata

Oltre ai coefficienti correttivi dei prospetti sopra riportati occorre tener conto anche della variazione della portata d'aria, rispetto a quella nominale, dovuta alle perdite di carico dei canali dell'unità esterna o ai setti insonorizzanti. Nel Prospetto F.14 sono indicati i valori del coefficiente di correzione per la variazione di portata d'aria.

Prospetto F.14 - Coefficiente di correzione η_5 per la variazione di portata d'aria

Percentuale della portata nominale [%]	80	90	100	110	120
η_5	0,96	0,98	1,00	1,02	1,03

In caso di uso di setti insonorizzanti si ponga η_5 pari a 0,93.

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_5 pari a 1.

F.3.4. Coefficiente di correzione η_6 per sistemi split (condensatore remoto)

Nel Prospetto F.15 sono indicati i fattori di correzione η_6 delle capacità in raffreddamento in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di mandata per il collegamento fra unità interna ed unità esterna.

Prospetto F.15 - Coefficienti di correzione η_6 delle capacità in raffreddamento in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di mandata per il collegamento fra unità interna ed unità esterna

Lunghezza tubazione [m]	10	15	20	30	40	50
η_6	0,974	0,953	0,937	0,908	0,866	0,801

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_6 pari a 1.

F.4 Sistemi idronici acqua-acqua (gruppi di refrigerazione acqua raffreddati ad acqua)

F.4.1. Coefficiente di correzione η_2 e η_3 per tutte le unità

Nel Prospetto F.16 e Prospetto F.17 sono indicati i coefficienti correttivi da utilizzare rispettivamente per il $\Delta\theta$ acqua all'evaporatore diverso da quello di riferimento e per la variazione del fattore di sporcamento.

Prospetto F.16 - Coefficiente correttivo η_2 da utilizzare per il $\Delta\theta$ acqua all'evaporatore diverso da quello di riferimento (variazione portata acqua)

$\Delta\theta$ [°C]	4	5	6	7
η_2	0,99	1,00	1,01	1,03

La differenza di temperatura di riferimento fra acqua in ingresso e uscita all'evaporatore è di 5 °C. Una eventuale variazione di portata dell'acqua rispetto a quella nominale comporta uno scostamento del $\Delta\theta$, e di conseguenza una variazione della temperatura/pressione di evaporazione.

Prospetto F.17 - Coefficiente correttivo η_3 per la variazione del fattore di sporramento

Fattore di sporamento [(m ² ·K)/kW]	0,02202	0,04403	0,08806	0,17612	0,17612
η_3	1,007	1,00	0,986	0,974	0,950

Il valore di riferimento del fattore di sporamento è 0,04403 [(m²K)/kW]; una sua variazione, eventualmente evidenziata dal progettista alla luce della qualità dell'acqua, fa variare inversamente il coefficiente di scambio e quindi la temperatura di evaporazione.

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_3 pari a 1.

F.4.2. Coefficiente di correzione η_4 per utilizzo di miscela incongelabile sull'evaporatore

Nel Prospetto F.18 sono riportati i valori del coefficiente correttivo da utilizzare in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

Prospetto F.18 - Coefficiente correttivo η_4 in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua

Percentuale di glicole [%]	10	20	30
η_4	0,986	0,977	0,969

F.4.3. Coefficiente di correzione η_5 e η_6 per unità con acqua di condensazione a portata fissa

In questo caso la differenza di temperatura di riferimento fra acqua in ingresso ed in uscita al condensatore è di 5 °C. Una eventuale variazione di portata dell'acqua rispetto a quella nominale comporta uno scostamento del $\Delta\theta$, e di conseguenza una variazione della temperatura/pressione di condensazione di cui bisogna tener conto attraverso il coefficiente correttivo η_5 (Prospetto F.19).

Prospetto F.19 - Coefficiente correttivo η_5 per $\Delta\theta$ (portata acqua) al condensatore diversi da quelli di riferimento

$\Delta\theta$ [°C]	3	4	5	6	7	8	9	10
η_5	1,047	1,021	1,00	0,966	0,956	0,929	0,907	0,880

Nel Prospetto F.20 sono riportati i valori del coefficiente correttivo per la variazione del fattore di sporamento.

Prospetto F.20 - Coefficiente correttivo η_6 per variazione del fattore di sporamento per unità con acqua di condensazione a portata fissa

Fattore di sporamento [(m ² ·K)/kW]	0,02202	0,04403	0,08806	0,17612	0,17612
η_6	1,006	1,00	0,961	0,934	0,907

Il valore di riferimento del fattore di sporamento è 0,04403 (m²·K)/kW. Una sua variazione, eventualmente evidenziata dal progettista alla luce della qualità dell'acqua, per esempio di fiume

piuttosto che di lago o mare, fa variare inversamente il coefficiente di scambio e quindi la temperatura di condensazione.

Ai fini della seguente procedura di calcolo si può assumere, in assenza di informazioni più precise, un valore di η_6 pari a 1.

F.4.4. Coefficiente di correzione η_7 per utilizzo di miscela incongelabile sul condensatore

Nel Prospetto F.21 sono indicati i valori del coefficiente correttivo in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

Prospetto F.21 - Coefficiente correttivo η_7 in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua

Percentuale di glicole [%]	10	20	30
η_7	0,991	0,989	0,985

F.4.5. Unità con valvola pressostatica/termostatica

Per macchine dotate di valvola pressostatica o termostatica per ridurre il consumo di acqua la variazione di portata (in generale non calcolabile “dinamicamente, in continuo”), e quindi di $\Delta\theta$, ma anche il fattore di sporcamento, hanno un’influenza trascurabile. Si prende quindi in considerazione solo il valore di taratura “temperatura uscita acqua dal condensatore” (coefficienti η_1 , η_2 , η_3 , e η_4), e si possono trascurare gli altri fattori correttivi legati al condensatore η_5 , η_6 , η_7 .

SEZIONE 2 METODOLOGIA DI CALCOLO SEMPLIFICATA

PARTE 1 INTRODUZIONE

I riferimenti normativi, la simbologia utilizzata, la descrizione degli indici di prestazione energetica e le impostazioni generali della metodologia semplificata non presentano differenze rispetto alla metodologia completa.

In assenza di uno o più impianti previsti dal calcolo, la metodologia semplificata utilizza, per la determinazione dei rendimenti e delle perdite, la stessa impostazione e i medesimi valori di default indicati nella metodologia completa.

PARTE 2 FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA UTILE PER CLIMATIZZAZIONE INVERNALE ED ESTIVA E PER PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA

2.1. Fabbisogno ideale di energia termica utile per climatizzazione invernale ed estiva

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.1. Scambio termico per trasmissione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.2. Temperatura interna di regolazione e temperatura dell'aria esterna

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.2.1. Climatizzazione invernale

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.2.2. Climatizzazione estiva

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.3. Coefficiente globale di scambio termico per trasmissione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.3.1. Scambio termico diretto verso l'esterno

Il calcolo dei coefficienti di scambio termico diretto per trasmissione verso l'esterno è effettuato in modo semplificato, tenendo conto dell'effetto dei ponti termici esclusivamente tramite i valori di maggiorazione percentuale forfettaria della trasmittanza dei componenti opachi, forniti nel Prospetto 28 della metodologia di calcolo completa.

2.1.3.2. Scambio termico verso il terreno

Il calcolo dei coefficienti di scambio termico diretto per trasmissione verso il terreno è effettuato in modo semplificato, utilizzando esclusivamente i fattori di correzione dello scambio termico tabulati, riportati nel Prospetto 14 della metodologia di calcolo completa.

2.1.3.3. Scambio termico verso ambienti confinanti non climatizzati

Il calcolo dei coefficienti di scambio termico diretto per trasmissione verso ambienti confinanti non climatizzati è effettuato in modo semplificato, utilizzando esclusivamente i fattori di correzione dello scambio termico tabulati, riportati nel Prospetto 15 della metodologia di calcolo completa.

2.1.3.4. Scambio termico verso ambienti climatizzati a temperatura diversa

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.3.5. Extra-flusso termico per radiazione infrarossa verso la volta celeste

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Il calcolo dei fattori di riduzione per ombreggiamento da ostruzioni esterne e per aggetti orizzontali e verticali è tuttavia semplificato.

In particolare, deve essere utilizzato un valore unico per i fattori di riduzione per aggetti ed ostruzioni esterne, da applicare a tutte le superfici opache e trasparenti di una medesima esposizione.

Pertanto, per ostruzioni esterne e per ogni esposizione:

- si considera, sia per le superfici opache che per quelle trasparenti, un unico valore dell'angolo sull'orizzonte α , valutato dal baricentro della parete, da determinare in funzione di orografia ed edifici prospicienti;
- in funzione dell'angolo α , si ricava il valore del fattore di ombreggiatura dal Prospetto 16 contenuto nella metodologia di calcolo completa.

Per aggetti orizzontali, per ogni esposizione:

- qualora una porzione superiore al 50% della superficie vetrata sia caratterizzata dalla presenza di un balcone soprastante, si utilizza il valore del fattore di ombreggiatura riportato nel Prospetto 17 contenuto nella metodologia di calcolo completa, per un angolo β pari a 60° ;

- qualora una porzione inferiore al 50% della superficie vetrata sia caratterizzata dalla presenza di un balcone soprastante, si utilizza il valore del fattore di ombreggiatura riportato nel Prospetto 17 della metodologia di calcolo completa, per un angolo β pari a 45° ;
- qualora una porzione superiore al 50% della superficie vetrata sia caratterizzata dalla presenza di un oggetto diverso da un balcone, si utilizza il valore del fattore di ombreggiatura riportato nel Prospetto 17 della metodologia di calcolo completa, per un angolo β pari a 30° ;
- in tutti gli altri casi si utilizza un valore del fattore di ombreggiatura pari a 1.

Per oggetti verticali, per ogni esposizione:

- qualora vi sia la presenza di edifici laterali sporgenti rispetto al filo della facciata considerata, si misura l'angolo γ rispetto al baricentro della stessa facciata e si ricava dal Prospetto 18 della metodologia di calcolo completa il valore del fattore di ombreggiatura corrispondente a tale angolo;
- qualora l'angolo γ , di cui al punto sopra, sia inferiore a 30° ma siano presenti oggetti laterali su più del 50% della superficie vetrata complessiva, si utilizza il valore di fattore di ombreggiatura riportato nel Prospetto 18 della metodologia di calcolo completa per un angolo di oggetto γ pari a 30° ;
- in tutti gli altri casi si utilizza un valore del fattore di ombreggiatura pari a 1.

2.1.4. Caratterizzazione termica dei componenti d'involucro

2.1.4.1. Componenti opachi

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.4.2. Componenti trasparenti

I valori di trasmittanza dei vetri, dei telai e dei serramenti sono tratti dai prospetti seguenti. La trasmittanza dipende dal tipo di vetro e dal tipo di telaio; il fattore telaio è posto pari a 0,8.

Trasmittanza termica di vetri singoli, doppi e tripli riempiti con aria o con gas

Tipo di vetro	Trasmittanza termica con intercapedine riempita d'aria [W/(m ² K)]	Trasmittanza termica con intercapedine riempita di gas (argon, krypton, SF ₆ , xenon ecc.) [W/(m ² K)]
Vetro singolo	5,7	
Vetro doppio	3,3	3,0
Vetro doppio basso-emissivo	2,7	2,3
Vetro triplo	2,3	2,1
Vetro triplo basso-emissivo	1,8	1,5

Trasmittanza termica di telai per finestre, porte e porte finestre

Tipo di telaio	Trasmittanza termica [W/(m ² K)]
Metallo senza taglio termico	7,0
Metallo con taglio termico	2,4
Poliuretano	2,8
PVC	2,2
Legno	2,1

Trasmittanza termica di finestre con fattore telaio pari a 0,8

		Trasmittanza termica del telaio [W/(m ² K)]				
		2,1	2,2	2,4	2,8	7,0
Trasmittanza termica del vetro [W/(m ² K)]	1,5	1,9	1,9	2,0	2,1	2,7
	1,8	2,2	2,2	2,3	2,3	3,0
	2,1	2,3	2,3	2,4	2,5	3,1
	2,3	2,5	2,5	2,6	2,7	3,3
	2,7	2,8	2,8	2,9	3,0	3,6
	3,0	3,1	3,1	3,1	3,2	3,9
	3,3	3,3	3,3	3,4	3,5	4,1
	5,7	5,0	5,0	5,1	5,2	6,0

In caso di doppio serramento, si usa la medesima formula riportata nella metodologia di calcolo completa, dove i valori di trasmittanza dei due serramenti sono ricavati in modo semplificato come riportato sopra, e si assegnano i seguenti valori ai rimanenti termini:

$$R_{s,int} = 0,13 \text{ m}^2\text{K/W}, \quad R_s = 0,16 \text{ m}^2\text{K/W}, \quad R_{s,e} = 0,04 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Non è possibile considerare l'effetto di chiusure oscuranti.

Ai cassonetti si assegna una trasmittanza termica di default pari a 6 W/(m²K) in assenza di isolamento e 1 W/(m²K) nel caso di cassonetti isolati.

2.1.4.3. Ponti termici

Si utilizza la valutazione semplificata dei ponti termici riportata nella metodologia completa, che prevede l'utilizzo di maggiorazioni percentuali forfettarie da applicare alla trasmittanza termica degli elementi opachi (Prospetto 28 della metodologia di calcolo completa).

2.1.5. Scambio termico per ventilazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.6. Coefficiente di scambio termico per ventilazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.6.1. Portata di ventilazione

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Sono tuttavia previste le seguenti semplificazioni:

- nel caso sia presente un recuperatore di calore, si utilizza un valore di default per l'efficienza di recupero η_{ve} pari a 0,5.
- il valore del coefficiente di contemporaneità di utilizzo delle bocchette aspiranti, k , è posto sempre pari a 1.

2.1.7. Calcolo degli apporti termici interni

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Peraltro non sono considerati gli apporti termici interni provenienti da ambienti confinanti non climatizzati.

2.1.7.1. Entità degli apporti termici interni

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.7.2. Apporti interni all'interno di ambienti confinanti non climatizzati

Non sono considerati.

2.1.7.3. Superficie utile climatizzata

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.8. Calcolo degli apporti solari

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Peraltro non sono considerati gli apporti solari in ambienti adiacenti non climatizzati.

2.1.8.1. Apporti solari diretti

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Il calcolo dei fattori di riduzione per la presenza di schermature mobili e del fattore di ombreggiamento dovuto ad ostruzioni esterne ed aggetti orizzontali e verticali è tuttavia semplificato, come indicato di seguito.

Apporti solari sui componenti opachi

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

Apporti solari sui componenti trasparenti

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

Trasmittanza di energia solare totale

Si utilizzano valori di trasmittanza solare tabulati riportati nel prospetto seguente.

Trasmittanza di energia solare totale $g_{gl,n}$ di alcuni tipi di vetro

Tipo di vetro	Trasmittanza solare
Vetro singolo normale	0,85
Vetro doppio normale	0,75
Vetro doppio basso-emissivo	0,67
Vetro triplo normale	0,70
Vetro triplo con doppio rivestimento basso-emissivo	0,50
Doppio serramento	0,75

Fattore telaio

Si utilizza sempre un valore di default pari a 0,8.

Effetto di schermature mobili

Si utilizza un'impostazione semplificata, che prevede che, nel caso in cui più del 50% della superficie vetrata sia dotato di schermature mobili (di qualunque tipologia), si utilizzi un fattore di riduzione pari a 0,5; in caso contrario tale valore è posto pari a 0.

Gestione delle schermature mobili

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

Ombreggiatura

Si utilizza una procedura analoga a quella indicata per il calcolo dell'extra-flusso termico nella procedura semplificata, utilizzando i prospetti relativi ai fattori di ombreggiamento contenuti nell'Appendice B della metodologia di calcolo completa.

2.1.8.2. Apporti solari all'interno di ambienti confinanti non climatizzati

Non sono considerati

2.1.8.3. Apporti solari provenienti da eventuali serre solari

Gli apporti solari provenienti da eventuali serre solari non vengono considerati.

La serra solare è valutata come un normale ambiente confinante non climatizzato, con un fattore di riduzione dello scambio termico $b_{tr,U}$ pari a 0,4.

2.1.9. Parametri dinamici

2.1.9.1. Fattori di utilizzazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.1.9.2. Capacità termica interna

Si utilizza l'approccio semplificato indicato nella metodologia di calcolo completa, con riferimento ai valori di capacità termica areica tabulati nel Prospetto 35 della stessa.

È possibile trascurare, per il calcolo della superficie interna totale, il contributo delle partizioni interne.

2.1.9.3. Intermittenza e attenuazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.2. Fabbisogno di energia termica utile per produzione di acqua calda sanitaria

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

2.2.1. Volumi di acqua richiesti

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

PARTE 3 FABBISOGNO ANNUALE DI ENERGIA PRIMARIA

3.1. Calcolo del fabbisogno annuale di energia primaria

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Pertanto non è possibile valorizzare l'eventuale energia termica ed elettrica autoprodotta in eccesso rispetto al fabbisogno ed esportate.

3.2. Rendimento energetico del sistema edificio-impianto

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3. Fabbisogno di energia fornita per climatizzazione invernale e per produzione di acqua calda sanitaria

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Peraltro non sono considerati recuperi di energia termica dal sistema di produzione di acqua calda sanitaria e dagli ausiliari del sistema di climatizzazione invernale.

3.3.1. Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di produzione di acqua calda sanitaria

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Peraltro non sono considerati recuperi termici dal sistema di acqua calda sanitaria per la climatizzazione invernale.

3.3.1.1. Sottosistema di erogazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3.1.2. Sottosistema di distribuzione

Si utilizza il metodo di calcolo semplificato per gli impianti esistenti descritto nella metodologia di calcolo completa, differenziato a seconda che sia presente o meno, nella rete di distribuzione, un anello di ricircolo.

3.3.1.3. Sottosistema di accumulo

Si utilizzano valori di dispersione termica tabulati in funzione della dimensione dell'accumulo, come indicato nel Prospetto 42 della metodologia di calcolo completa.

Non si considerano perdite recuperate.

Perdite del circuito primario

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Si utilizza un valore di default per la temperatura dell'acqua del circuito primario pari a 60°C.

Non si considerano perdite recuperate.

3.3.1.4. Sottosistema di generazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3.2. Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione invernale

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3.2.1. Sottosistema di emissione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3.2.2. Sottosistema di regolazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3.2.3. Sottosistema di distribuzione

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Le perdite sono sempre determinate in base ai rendimenti tabulati nel Prospetto 47, Prospetto 48, Prospetto 49, Prospetto 50 e Prospetto 51 della procedura di calcolo completa, e corretti come indicato nel Prospetto 52 della stessa procedura di calcolo.

3.3.2.4. Sottosistema di accumulo

Si utilizzano i valori di dispersione termica tabulati in funzione della dimensione dell'accumulo, come indicato nel Prospetto 42 della metodologia di calcolo completa.

Per il calcolo delle perdite del circuito primario, si utilizza la procedura completa, con un valore di default per la temperatura dell'acqua del circuito pari a:

- 75°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo radiatori a temperatura costante;
- 65°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo radiatori a temperatura variabile;
- 55°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo ventilconvettori;
- 35°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo pannelli radianti.

Qualora il circuito primario alimenti anche l'impianto di distribuzione di acqua calda sanitaria, è necessario considerare la temperatura massima tra quella ricavata per l'impianto di climatizzazione invernale e 60°C di default per l'acqua calda sanitaria.

3.3.2.5. Sottosistema di generazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3.3. Fabbisogno di energia elettrica dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione invernale

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3.3.1. Ausiliari elettrici del sottosistema di emissione

Per ogni terminale di tipo ventilconvettore si utilizza il valore di 40 W di potenza elettrica assorbita, che è un valore medio conservativo per un ventilconvettore esistente di piccola taglia.

Non è previsto che si possa tenere conto del funzionamento con arresto al raggiungimento della temperatura prefissata.

3.3.3.2. Ausiliari elettrici del sottosistema di regolazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3.3.3. Ausiliari elettrici del sottosistema di distribuzione

Si considera una potenza della pompa di circolazione o dell'elettroventilatore pari a:

$$W_{po} = 100 + 2 \cdot \Phi_{cn} \quad [W]$$

$$W_{d,vn} = 100 + 2 \cdot \Phi_{cn} \quad [W]$$

dove Φ_{cn} è la potenza termica nominale del focolare del generatore, [kW].

Non è previsto che si possa tenere conto del funzionamento con arresto della pompa alla fermata del generatore. Se si hanno dati relativi al funzionamento a velocità variabile della pompa, è possibile utilizzare il fattore di riduzione del fabbisogno pari a 0,6.

Non si considerano recuperi termici.

3.3.3.4. Ausiliari elettrici del sottosistema di generazione

Per il calcolo delle perdite degli ausiliari del sottosistema di generazione si fa riferimento al paragrafo 3.3.4. Il calcolo delle perdite dipende dal tipo di generatore presente.

3.3.4. Calcolo delle perdite del sottosistema generazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3.4.1. Ripartizione della richiesta termica per sottosistemi multipli

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.3.4.2. Procedura di calcolo delle perdite del sottosistema di generazione per generatori tradizionali

Per i generatori di tipo tradizionale (generatore monostadio, multistadio o modulante e a condensazione) è definita una procedura semplificata rispetto al metodo analitico utilizzato nella procedura completa; tale procedura è elaborata a partire da quanto indicato nel paragrafo “Metodo di calcolo semplificato” contenuto nella specifica tecnica UNI/TS 11300-2:2008.

La procedura è descritta di seguito.

1. Si calcola la potenza media stagionale $\Phi_{gn,m}$ come:

$$\Phi_{gn,m} = \frac{\sum_i Q_{gn,out,i}}{t_{gn,tot}} \quad [\text{kW}]$$

dove:

$Q_{gn,out,i}$ energia termica fornita dal sottosistema di generazione per il mese i -esimo della stagione di riscaldamento [kWh]
 $t_{gn,tot}$ tempo di attivazione del generatore [h], calcolato come:

$$t_{gn,tot} = 24 \cdot G_H \quad [\text{h}]$$

dove G_H è il numero totale di giorni della stagione di riscaldamento.

La sommatoria è estesa a tutti i mesi della stagione di riscaldamento.

2. Si calcola la potenza media richiesta al generatore di calore Φ_{gn} in base al fabbisogno calcolato, pari a:

$$\Phi_{gn} = \frac{\Phi_{gn,m}}{FC_{clima}} \quad [\text{kW}]$$

dove FC_{clima} è il fattore climatico di carico medio stagionale della località considerata, definito come rapporto tra la differenza tra la temperatura interna di set-point per la climatizzazione invernale $\theta_{int,H}$ e la temperatura esterna media stagionale della stagione di riscaldamento e la differenza tra la temperatura interna di set-point per la climatizzazione invernale $\theta_{int,H}$ e la temperatura esterna di progetto $\theta_{e,des}$.

$$FC_{clima} = \frac{\theta_{int,H} - \theta_{ms}}{\theta_{int,H} - \theta_{e,des}} \quad [-]$$

3. Si calcola il fattore di carico medio del generatore come:

$$FC_{gn,u} = \frac{\Phi_{gn,m}}{\Phi_{cn}} \quad [-]$$

dove Φ_{cn} è la potenza termica nominale del focolare del generatore installato [kW].

4. Si determina il fattore di dimensionamento del generatore:

$$FI = \frac{\Phi_{pn}}{\Phi_{gn}} \quad [-]$$

5. Per ogni mese della stagione di riscaldamento, si determina il rendimento di generazione $\eta_{H,gn}$ in base ai Prospetti 23 della specifica tecnica UNI/TS 11300-2:2008, al fattore F1, calcolato con la formula (236 della procedura di calcolo completa, e agli altri fattori (F2, F3, ..., F7) relativi alle caratteristiche del sottosistema di generazione, come indicato nella medesima specifica.
6. Si calcolano le perdite mensili del sottosistema di generazione come:

$$Q_{ls,gn} = Q_{gn,out} \cdot \frac{1 - \eta_{H,gn}}{\eta_{H,gn}} \quad [\text{kWh}]$$

7. Si calcola la potenza elettrica degli ausiliari del generatore di calore:

$$W_{aux,gn} = G + H \cdot (\Phi_{cn})^n \quad [\text{W}]$$

dove G, H, n sono i parametri riportati nel Prospetto B4 della specifica tecnica UNI/TS 11300-2:2008, riferiti alla potenza Φ_{cn} .

8. Si calcola la potenza elettrica di un'eventuale pompa primaria

$$W_{gn,PO,pr} = 100 + 2 \cdot \Phi_{cn} \quad [\text{W}]$$

dove Φ_{cn} è la potenza termica nominale del focolare del generatore installato [kW].

9. Si calcola il fabbisogno mensile di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di generazione come:

$$E_{aux,gn} = (W_{aux,gn} + W_{gn,PO,pr}) \cdot FC_{gn,u} \cdot t_{gn} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kWh}]$$

3.3.4.3. Procedura di calcolo delle perdite del sottosistema di generazione per altri sistemi

Generatori di aria calda

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

Generatori a biomassa

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

Sistemi di cogenerazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

Sistemi di teleriscaldamento

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

con un valore di default della temperatura media del fluido termovettore pari a:

- 75°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo radiatori a temperatura costante;

- 65°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo radiatori a temperatura variabile;
- 55°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo ventilconvettori;
- 35°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo pannelli radianti.

Qualora il sistema di teleriscaldamento alimenti anche l'impianto di distribuzione di acqua calda sanitaria, è necessario considerare la temperatura massima tra quella ricavata per l'impianto di climatizzazione invernale e 60°C di default per l'acqua calda sanitaria.

Pompe di calore

L'impostazione è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa, con valori di COP e di temperatura del pozzo caldo e freddo in condizioni standard che possono essere ricavati, se non noti, dal Prospetto 75 presente nella metodologia di calcolo completa (nel caso di assenza di dati più precisi), e sono differenziati per tipologia di impianto.

3.4. Fabbisogno di energia fornita per climatizzazione estiva

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.4.1. Procedura di calcolo

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.4.2. Rendimenti e perdite dei sottosistemi degli impianti di climatizzazione estiva

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.4.2.1. Generalità

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.4.2.2. Sottosistema di emissione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.4.2.3. Sottosistema di regolazione

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.4.2.4. Sottosistema di distribuzione

Si utilizza un approccio semplificato, considerando, per qualunque tipo di sottosistema di distribuzione, i valori di rendimento tabulati nel Prospetto D.6 dell'Appendice D della metodologia di calcolo completa.

3.4.2.5. Sottosistema di accumulo

Si utilizzano i valori di dispersione termica tabulati nel Prospetto 78 in funzione della dimensione dell'accumulo.

3.4.2.6. Energia recuperata

Non è considerata.

3.4.3. Fabbisogno di energia termica per trattamenti dell'aria

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.4.4. Fabbisogno di energia elettrica per gli ausiliari degli impianti di climatizzazione estiva

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Le potenze elettriche degli ausiliari sono determinate con i valori di default e le procedure semplificate indicati di seguito.

3.4.4.1. Ausiliari elettrici del sottosistema di emissione

Per ogni terminale di tipo ventilconvettore si utilizza il valore di 40 W di potenza elettrica assorbita, che è un valore medio conservativo per un ventilconvettore esistente di piccola taglia.

Non è previsto che si possa tenere conto del funzionamento con arresto al raggiungimento della temperatura prefissata.

3.4.4.2. Ausiliari elettrici del sottosistema di distribuzione

Il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di distribuzione è calcolato secondo le modalità indicate nella metodologia di calcolo completa, utilizzando in ogni caso i valori stabiliti per il caso di assenza di impianto di climatizzazione estiva.

Non è previsto che si possa tenere conto del funzionamento con arresto della pompa alla fermata del generatore.

3.4.4.3. Ausiliari elettrici del sottosistema di generazione

Non sono considerati.

3.4.5. Sottosistema di generazione

Si utilizzano in ogni caso i valori di EER/GUE nominali, senza poter considerare un funzionamento del generatore a carico parziale. Qualora non siano disponibili dati relativi all'EER/GUE nominale

della macchina (dati che devono essere comprensivi del contributo degli ausiliari interni), è possibile utilizzare i valori di default riportati nel Prospetto 83 della metodologia di calcolo completa.

3.4.5.1. Rendimento delle macchine frigorifere ai carichi parziali

Non è considerato.

3.4.5.2. Coefficiente di prestazione medio mensile del sottosistema di generazione

Tutti i coefficienti moltiplicativi η_i e C_d sono posti pari a 1.

3.5. Fabbisogno di energia elettrica per illuminazione artificiale

Non è previsto il calcolo per destinazioni d'uso residenziali.

3.6. Energia fornita da fonti rinnovabili

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.6.1. Solare termico

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa, con un valore di default della temperatura di set-point per climatizzazione invernale pari a:

- 75°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo radiatori a temperatura costante;
- 65°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo radiatori a temperatura variabile;
- 55°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo ventilconvettori;
- 35°C per impianti di climatizzazione invernale con terminali di emissioni di tipo pannelli radianti.

Qualora l'impianto solare termico alimenti anche l'impianto di distribuzione di acqua calda sanitaria, è necessario considerare la temperatura massima tra quella ricavata per l'impianto di climatizzazione invernale e 60°C di default per l'acqua calda sanitaria.

3.6.2. Biomasse

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.6.3. Fotovoltaico

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.6.4. Mini-eolico

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

3.6.5. Mini-idroelettrico

La metodologia di calcolo semplificata non presenta differenze rispetto alla metodologia di calcolo completa.

PARTE 4 CALCOLO DELLE EMISSIONI DI CO₂

L'impostazione utilizzata per il calcolo è la medesima descritta nella metodologia di calcolo completa.

Pertanto non è possibile valorizzare l'eventuale energia termica ed elettrica autoprodotta in eccesso rispetto al fabbisogno ed esportate.

APPENDICI

Per quanto necessario, si fa riferimento alle appendici della metodologia di calcolo completa.

SEZIONE 3 CALCOLO DELLA PRESTAZIONE IGROTERMICA DI COMPONENTI ED ELEMENTI EDILIZI (UNI EN ISO 13788:2003)

1. Dati necessari per il calcolo

1.1. Proprietà dei materiali e dei prodotti

Per i calcoli devono essere utilizzati valori di progetto. Possono essere utilizzati i valori di progetto riportati nelle specifiche su prodotti o materiali, o quelli tabulati forniti nelle norme indicate nel Prospetto 1.

Prospetto 1 - Proprietà dei materiali

Proprietà	Simbolo	Valori di progetto
Conduktività termica Resistenza termica	λ R	Ottenuti dalla UNI EN 12524 o determinati in accordo con la UNI EN ISO 10456
Fattore di resistenza al vapore Spessore equivalente di aria	μ s_d	Ottenuti dalla UNI EN 12524 o determinati in accordo con la UNI EN ISO 10456

La conduttività termica λ e il fattore di resistenza al vapore μ , sono applicabili per materiali omogenei mentre la resistenza termica R e lo spessore equivalente di aria per la diffusione al vapore s_d soprattutto per prodotti compositi o di spessore non ben definito. Per strati d'aria, R è desunta dalla norma UNI EN ISO 6946; s_d è assunto pari a 0,01 m, indipendentemente dallo spessore dello strato d'aria e dalla sua inclinazione.

1.2. Condizioni climatiche

1.2.1. Dati climatici

Per il calcolo dei fenomeni di condensazione superficiale ed interstiziale per i diversi elementi di involucro si fa riferimento a dati di temperatura dell'aria, di pressione parziale del vapore d'acqua e di pressione parziale del vapore d'acqua in condizioni di saturazione, valutate all'interno e all'esterno dell'ambiente oggetto della verifica di cui alla presente appendice.

1.2.2. Temperature

Per i calcoli devono essere utilizzate le seguenti temperature:

- temperatura dell'aria esterna: temperatura media mensile dell'aria esterna (θ_e), come specificato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento;
- temperatura minima dell'aria esterna: temperatura esterna di progetto invernale ($\theta_{e,des}$), come specificato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento;
- temperatura del terreno adiacente al componente edilizio: temperatura media annuale dell'aria esterna (θ_{me}), come specificato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento;

- temperatura dell'aria interna: temperatura interna di regolazione (θ_{int}), come specificato nel Paragrafo 2.1.2 della sezione 1 relativa alla metodologia di calcolo completa.

1.2.3. Condizioni igrometriche

Per i calcoli devono essere utilizzate i seguenti valori di pressione parziale e pressione parziale in condizioni di saturazione del vapore d'acqua:

- pressione parziale del vapore d'acqua all'esterno: pressione parziale del vapore d'acqua contenuto nell'aria esterna ($p_{v,e}$), come specificato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento.
- pressione parziale del vapore d'acqua in condizioni di saturazione all'esterno: pressione parziale in condizioni di saturazione del vapore d'acqua contenuto nell'aria esterna ($p_{v,e,s}$), calcolata come specificato negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento.
- pressione parziale del vapore d'acqua in condizioni di saturazione all'interno: pressione parziale in condizioni di saturazione del vapore d'acqua contenuto nell'aria interna ($p_{v,i,s}$), calcolata con le medesime formule riportate all'interno degli indicatori climatici, di cui all'Allegato B del presente documento, con riferimento alla temperatura interna di regolazione (θ_{int});
- umidità relativa del terreno: si assumono condizioni di saturazione ($\varphi_G = 1$).
- umidità relativa dell'aria interna φ_{int} :
 - 0,65 in assenza di un sistema di controllo dell'umidità relativa interna, per tutte le destinazioni d'uso salvo E.6(1) – Piscine, saune ed assimilabili, per le quali si considera un valore pari a 0,80;
 - valore pari a quello di progetto quando l'umidità relativa interna è mantenuta costante da un impianto di controllo delle condizioni igrometriche interne (per prevedere un margine di sicurezza, tale valore deve essere aumentato di 0,05).

A partire dai valori indicati al punti precedenti, si calcola il valore di pressione parziale del vapore d'acqua dell'ambiente interno climatizzato, $p_{v,i}$, come:

$$p_{v,i} = \varphi_{int} \cdot p_{v,i,s} \quad [\text{Pa}] \quad (1)$$

1.2.4. Dati climatici da utilizzare nelle diverse valutazioni

Per la valutazione del rischio di condensazione interstiziale nelle strutture devono essere utilizzati i valori medi mensili di temperatura esterna e pressione di vapore esterna.

Per la valutazione del rischio di condensazione superficiale su elementi a bassa inerzia termica, come ad esempio finestre e telai, deve essere utilizzata la temperatura esterna di progetto.

Per la valutazione del rischio di condensazione superficiale su elementi di involucro diversi dai precedenti devono essere utilizzati valori medi mensili di temperatura esterna

1.3. Resistenze superficiali

1.3.1. Trasmissione del calore

Per la valutazione della condensazione interstiziale si devono utilizzare i valori di R_{si} e R_{se} riportati nel Prospetto 2.

Prospetto 2 - Resistenze termiche superficiali

	Resistenza [m²·K/W]
Resistenza termica superficiale esterna R_{se}	0,04
Resistenza termica superficiale esterna R_{si}	
Per vetri e telai	0,13
Per tutte le altre superfici interne	0,25
NOTA Si considera una resistenza superficiale interna di 0,25 m ² K/W come caso più sfavorevole di rischio di condensazione in un angolo	

1.3.2. Trasporto di vapore acqueo

Nei calcoli descritti nella presente procedura le resistenze superficiali al passaggio di vapore acqueo sono considerate trascurabili.

2. Calcolo della temperatura superficiale, per evitare fenomeni di condensazione superficiale

2.1. Generalità

Questo paragrafo descrive un metodo per progettare l'involucro edilizio in modo da prevenire i fenomeni di condensazione superficiale.

La condensazione superficiale può provocare il degrado dei materiali edilizi non protetti che siano sensibili all'umidità. Essa può essere accettata temporaneamente e in piccole quantità, per esempio sulle finestre e sulle piastrelle nei bagni, se la superficie è impermeabile all'umidità e sono assunte misure adeguate per prevenirne il contatto con materiali adiacenti sensibili.

2.2. Parametri fondamentali

Oltre alle condizioni climatiche esterne (temperatura di progetto invernale), altri due elementi influiscono sulla formazione di condensazione superficiale:

- la "qualità termica" di ogni elemento dell'involucro edilizio, rappresentata dalla resistenza termica, dai ponti termici, dalla geometria e dalla resistenza termica superficiale interna. La qualità termica può essere caratterizzata dal fattore di temperatura sulla superficie interna, f_{Rsi} ;
- la temperatura dell'aria interna e il sistema di climatizzazione invernale.

2.3. Progettazione per evitare i fenomeni di condensazione superficiale

Per evitare fenomeni di condensazione superficiale, l'umidità relativa in corrispondenza delle superfici non deve mai essere maggiore di 1.

Per ciascuno dei mesi dell'anno occorre eseguire i seguenti passi:

1. ricavare la temperatura media mensile dell'aria esterna θ_e ;
2. ricavare la temperatura interna di progetto θ_{int} ;
3. determinare il valore di pressione parziale del vapore d'acqua all'interno $p_{v,i}$ come indicato nel Paragrafo 1.2.3;
4. con un valore di umidità relativa in corrispondenza della superficie $\phi_{si} = 1$ calcolare il valore minimo accettabile della pressione di saturazione sulla medesima superficie, $p_{vi,s}$;

$$p_{vi,s}(\theta_{si}) = p_{v,i} \quad [\text{Pa}] \quad (2)$$

5. determinare la temperatura superficiale minima accettabile, $\theta_{si,min}$, a partire dall'umidità volumica a saturazione minima accettabile, dalle formule:

$$\theta_{si,min} = \frac{237,3 \cdot \log_e \left(\frac{p_{vi,s}}{610,5} \right)}{17,269 - \log_e \left(\frac{p_{vi,s}}{610,5} \right)} \quad [^\circ\text{C}] \quad \text{per } p_{vi,s} \geq 610,5 \text{ Pa} \quad (3)$$

$$\theta_{si,min} = \frac{265,5 \cdot \log_e \left(\frac{p_{vi,s}}{610,5} \right)}{21,875 - \log_e \left(\frac{p_{vi,s}}{610,5} \right)} \quad [^\circ\text{C}] \quad \text{per } p_{vi,s} < 610,5 \text{ Pa} \quad (4)$$

6. dalla temperatura superficiale minima accettabile, $\theta_{si,min}$, dalla temperatura dell'aria interna, θ_{int} , e dalla temperatura esterna, θ_e , calcolare il fattore di temperatura minimo, $f_{Rsi,min}$, secondo la seguente relazione:

$$f_{Rsi,min} = \frac{\theta_{si,min} - \theta_e}{\theta_{int} - \theta_e} \quad [-] \quad (5)$$

Si definisce mese critico quello con il più alto valore richiesto di $f_{Rsi,min}$. Il fattore di temperatura per questo mese viene indicato con $f_{Rsi,max}$ e il componente edilizio deve essere progettato in modo tale da avere un fattore f_{Rsi} sempre maggiore di $f_{Rsi,max}$, ovvero $f_{Rsi} > f_{Rsi,max}$.

I valori effettivi di f_{Rsi} possono essere ottenuti come segue:

- per elementi piani,

$$f_{R,si} = \frac{(U^{-1} - R_{si})}{U^{-1}} \quad [-] \quad (6)$$

- per trasmissione del calore in geometria non monodimensionale, sono calcolati tramite programma agli elementi finiti o simile in accordo con la norma ISO 10221 - Thermal bridges in building construction - Calculation of heat flows and surface temperatures - General methods, oppure Parte 2: Linear thermal bridges.

2.4. Progettazione per evitare condensazione superficiale su strutture leggere

Nel caso di strutture leggere, che rispondono a variazioni di temperatura in tempi molto inferiori a un giorno, deve essere utilizzata la seguente procedura:

1. ricavare la temperatura esterna di progetto invernale $\theta_{e,des}$;
2. ricavare la temperatura interna di regolazione θ_{int} ;
3. determinare il valore di pressione parziale del vapore d'acqua all'interno $p_{v,i}$ come indicato nel Paragrafo 1.2.3;
4. con un valore di umidità relativa in corrispondenza della superficie $\phi_{si} = 1$ calcolare il valore minimo accettabile della pressione di saturazione sulla medesima superficie, $p_{vi,s}$;

$$p_{vi,s}(\theta_{si}) = p_{v,i} \quad [\text{Pa}] \quad (7)$$

5. determinare la temperatura superficiale minima accettabile, $\theta_{si,min}$, a partire dall'umidità volumica a saturazione minima accettabile, dalle formule:

$$\theta_{si,min} = \frac{237,3 \cdot \log_e \left(\frac{p_{vi,s}}{610,5} \right)}{17,269 - \log_e \left(\frac{p_{vi,s}}{610,5} \right)} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad \text{per } p_{vi,s} \geq 610,5 \text{ Pa} \quad (8)$$

$$\theta_{si,min} = \frac{265,5 \cdot \log_e \left(\frac{p_{vi,s}}{610,5} \right)}{21,875 - \log_e \left(\frac{p_{vi,s}}{610,5} \right)} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad \text{per } p_{vi,s} < 610,5 \text{ Pa} \quad (9)$$

6. dalla temperatura superficiale minima accettabile, $\theta_{si,min}$, dalla temperatura dell'aria interna, θ_{int} , e dalla temperatura esterna, θ_e , calcolare il fattore di temperatura minimo, $f_{Rsi,min}$, secondo la seguente relazione:

$$f_{Rsi,min} = \frac{\theta_{si,min} - \theta_{e,des}}{\theta_{int} - \theta_{e,des}} \quad [-] \quad (10)$$

Il componente edilizio deve essere progettato in modo tale da avere un fattore f_{Rsi} sempre maggiore di $f_{Rsi,max}$, ovvero $f_{Rsi} > f_{Rsi,max}$.

3. Calcolo della condensa interstiziale

3.1. Generalità

Questo paragrafo fornisce un metodo per calcolare il bilancio di vapore d'acqua annuale e la massima quantità di umidità accumulata a causa della condensazione interstiziale. Il metodo assume che l'umidità di costruzione sia rievaporata.

Il metodo dovrebbe essere considerato come uno strumento di valutazione semplificata piuttosto che di previsione accurata. Esso permette di confrontare soluzioni costruttive diverse e di verificare gli effetti delle modifiche apportate alla struttura. Esso non fornisce una previsione accurata delle condizioni igrometriche all'interno della struttura in opera e non è adatto per il calcolo dell'evaporazione dell'umidità di costruzione.

3.2. Principio

A partire dal primo mese in cui è prevista condensazione, vengono considerate le condizioni medie mensili esterne per calcolare la quantità di acqua condensata o evaporata in ciascuno dei dodici mesi dell'anno. La quantità di acqua condensata accumulata alla fine di quei mesi in cui è avvenuta condensazione viene confrontata con quella evaporata complessivamente durante il resto dell'anno. Si assumono condizioni stazionarie e geometria monodimensionale. Non si considerano moti dell'aria attraverso o all'interno degli elementi edilizi.

Per ogni strato componente un elemento dell'involucro, il trasporto dell'umidità è assunto come relativo alla sola diffusione del vapore acqueo, descritta dalla seguente relazione:

$$g = \frac{\delta_o \Delta p}{\mu \Delta x} = \delta_o \cdot \frac{\Delta p}{s_d} \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (11)$$

dove:

- δ_o dipende dalla temperatura e dalla pressione atmosferica; ai fini della presente procedura tali influenze sono trascurate e δ_o è assunto pari a $2 \cdot 10^{-10} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{Pa})$;
- Δp differenza di pressione tra le due facce dello strato considerato [Pa];
- μ fattore di resistenza al vapore d'acqua [-]
- Δx spessore dello strato [m]
- s_d spessore d'aria equivalente per la diffusione del vapore [m].

Il flusso termico specifico attraverso uno strato, q , è dato da:

$$q = \frac{\Delta \theta}{R} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (12)$$

dove:

$\Delta\theta$ differenza di temperatura tra le due facce dello strato considerato [$^{\circ}\text{C}$];
R resistenza termica dello strato considerato [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$].

La conduttività termica λ e la resistenza termica R sono assunte costanti e la capacità termica specifica dei materiali si ritiene non rilevante. Per materiali omogenei a facce piane parallele $R = d/\lambda$ e di conseguenza

$$q = \lambda \cdot \frac{\Delta\vartheta}{d} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (13)$$

Si trascurano l'apporto o la sottrazione di calore dovuti a passaggio di fase.

3.3. Limitazioni e fonti di errore

Diverse sono le fonti di errore causate dalle semplificazioni descritte nel paragrafo precedente:

- a. la conduttività termica dipende dal contenuto di umidità nei materiali, e nel processo di condensazione/evaporazione viene ceduta/assorbita una certa quantità di calore. Questo modifica la distribuzione delle temperature e i valori a saturazione, condizionando quindi la quantità di acqua condensata o evaporata;
- b. l'impiego di proprietà costanti dei materiali costituisce un'approssimazione;
- c. in molti materiali si può verificare assorbimento capillare e trasporto di acqua liquida, che possono cambiare la distribuzione dell'umidità;
- d. i movimenti dell'aria attraverso fessure o intercapedini d'aria possono cambiare la distribuzione dell'umidità per trasporto convettivo del vapore; anche la pioggia o l'acqua prodotta dalla fusione della neve possono influenzare le condizioni igrometriche;
- e. le reali condizioni al contorno non sono costanti nel periodo mensile;
- f. la maggior parte dei materiali è almeno in parte igroscopica e può assorbire vapore d'acqua;
- g. si assume che il trasporto di vapore sia monodimensionale;
- h. sono trascurati gli effetti delle radiazioni termiche e con lunghezza d'onda elevata.

3.4. Calcolo

3.4.1. Proprietà dei materiali

Si divide l'elemento edilizio in una serie di strati omogenei con facce piane parallele, e si definiscono le proprietà del materiale per ciascuno di essi e i coefficienti superficiali in base ai Paragrafi 1.1 e 1.3.

Ogni singolo strato di componenti o prodotti multistrato, inclusi quelli con finiture o coperture superficiali, deve essere trattato individualmente, considerando per ciascuno separatamente le proprietà di trasmissione del calore e del vapore. Si calcola la resistenza termica, R, e lo spessore equivalente di aria per la diffusione del vapore, s_d , di ogni singolo strato dell'elemento edilizio. Si suddividono gli elementi ad alta resistenza termica, come gli isolanti, in un numero di strati caratterizzati ciascuno da una resistenza termica non maggiore di $0,25 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$; ciascuno di questi deve essere considerato come singolo strato di materiale in tutti i calcoli.

Alcuni materiali, come i fogli metallici, impediscono efficacemente la trasmissione del vapore e perciò hanno un valore infinito di μ . Tuttavia, dato che nella procedura di calcolo è richiesto un valore finito di μ , dovrebbe essere assunto, per questi materiali, un valore pari a 100.000. Questo può portare a predire quantità, seppure minime, di acqua condensata, che dovrebbe essere trascurata, considerandola dovuta alle inaccuratezze del metodo di calcolo.

Si calcolano i valori cumulati della resistenza termica e dello spessore equivalente di aria per la diffusione del vapore, tra l'esterno e ciascuna interfaccia n:

$$R'_n = R_{se} + \sum_{j=1}^n R_j \quad [m^2K/W] \quad (14)$$

$$S'_{d,n} = \sum_{j=1}^n S_{d,j} \quad [m] \quad (15)$$

La resistenza termica totale ed il totale spessore equivalente di aria per la diffusione del vapore sono forniti dalle seguenti formule:

$$R'_T = R_{si} + \sum_{j=1}^T R_j + R_{se} \quad [m^2K/W] \quad (16)$$

$$S'_{d,T} = \sum_{j=1}^T S_{d,j} \quad [m] \quad (17)$$

3.5. Condizioni al contorno

Si definiscono temperature e umidità interna ed esterna secondo il Paragrafo 1.2.

A partire da un qualsiasi mese dell'anno (mese di tentativo), si calcola la distribuzione della temperatura, della pressione di saturazione e della distribuzione di vapore attraverso il componente, come specificato nei paragrafi successivi.

Quindi si determina se è prevista condensazione.

Se non è prevista alcuna condensazione nel mese di tentativo, si ripete il calcolo con i mesi seguenti in successione, fino a che:

- a. non si trova condensazione in nessuno dei dodici mesi, ed allora si assume che il componente sia esente da fenomeni di condensazione interstiziale;
- b. si individua un mese con condensazione, che viene considerato il mese di partenza.

Se si prevede condensazione nel mese di tentativo, si ripete il calcolo con i successivi mesi precedenti a ritroso, fino a che:

- a. si prevede condensazione in tutti i dodici mesi, ed allora, a partire da un mese qualunque, calcolare la condensa accumulata complessivamente nell'anno, come specificato nei paragrafi successivi;oppure
- b. si individua un mese senza condensazione e si considera quindi il mese seguente come mese di partenza.

Si può individuare rapidamente il mese di partenza, scegliendo il mese di tentativo uno o due mesi prima del periodo più freddo dell'anno.

Se è stato determinato un mese di partenza, si procede con i calcoli indicati nei paragrafi successivi per ciascun mese dell'anno, a partire dal mese di partenza.

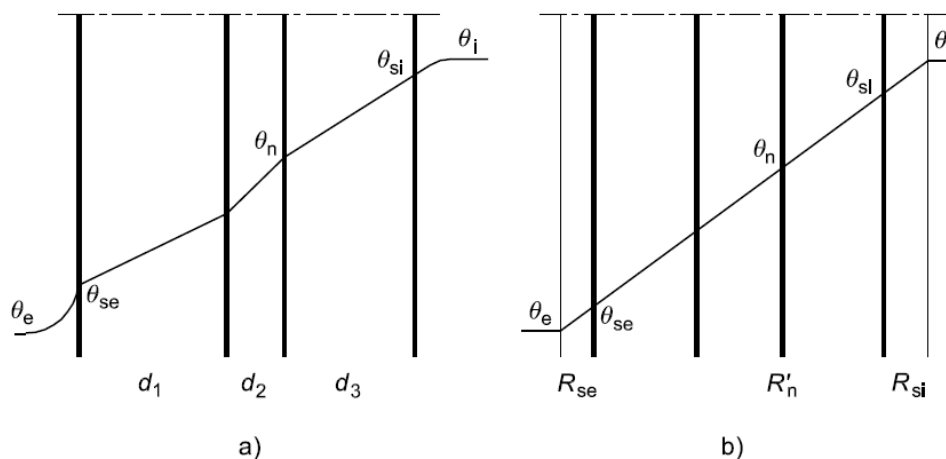
3.6. Distribuzione della temperatura e della pressione di saturazione del vapore

Si calcola la temperatura in corrispondenza ad ogni interfaccia tra materiali, in base a:

$$\theta_n = \theta_e + \frac{R_n}{R_T} \cdot (\theta_{int} - \theta_e) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (18)$$

Assumendo condizioni stazionarie, la distribuzione di temperatura è assunta lineare in ogni strato, come indicato in Figura 1.

Figura 1 - Distribuzione di temperatura in un elemento edilizio multistrato (a) in funzione dello spessore di ogni strato e (b) in funzione della resistenza termica di ogni strato



Si calcola la pressione del vapore di saturazione a partire dalla temperatura in ciascuna interfaccia tra gli strati di materiale. Per il calcolo della pressione del vapore a saturazione in funzione della temperatura si faccia riferimento alle espressioni riportate negli indicatori climatici di cui all'Allegato B del presente documento, nella sezione relativa al calcolo della pressione di vapore d'acqua.

3.7. Distribuzione della pressione parziale del vapore

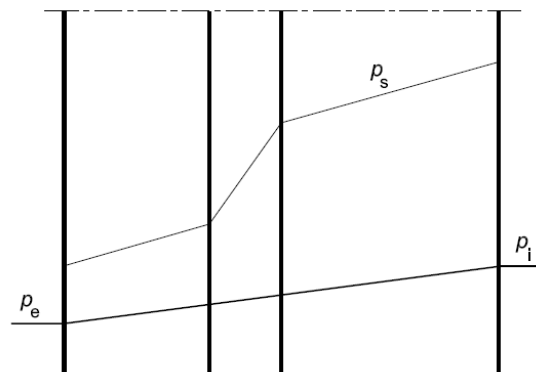
Si rappresenta una sezione trasversale dell'elemento edilizio, riportando gli spessori di ciascuno strato d'aria equivalente per la diffusione del vapore, s_d , come indicato in Figura 2. Si tracciano

segmenti di retta che uniscono i valori della pressione di saturazione del vapore in corrispondenza di ogni interfaccia tra gli strati. Se non c'è condensa accumulata nel mese precedente, si traccia il profilo della pressione parziale del vapore come un segmento di retta tra la pressione parziale del vapore interna e quella esterna ($p_{v,i}$ e $p_{v,e}$). Se questo segmento di retta non supera l'andamento della pressione di saturazione in corrispondenza di nessuna interfaccia, non si ha condensazione; come indicato in Figura 2, nella quale la pressione parziale del vapore nel componente edilizio è sempre minore di quella di saturazione. Il flusso specifico di vapore attraverso l'elemento edilizio può essere calcolato come:

$$g = \delta_o \cdot \frac{p_{v,i} - p_{v,e}}{s'_{d,T}} \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$$

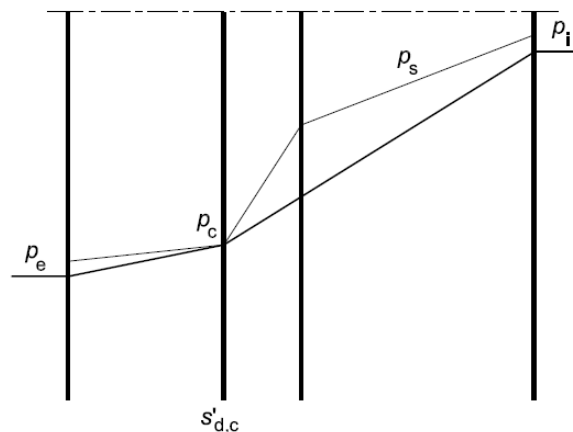
(19)

Figura 2 - Diffusione del vapore attraverso un elemento edilizio multistrato in cui non si verifica condensazione interstiziale



Se la pressione parziale del vapore supera in una qualsiasi interfaccia la pressione di saturazione, ritracciare la pressione parziale del vapore come segmenti di retta tangenti al profilo della pressione di saturazione del vapore, senza oltrepassarla, vedere esempi in Figura 3 e Figura 4. I punti di contatto rappresentano le interfacce di condensazione.

Figura 3 - Diffusione del vapore con condensazione interstiziale in un singolo piano di interfaccia



3.8. Portata di acqua condensata

Il flusso specifico di vapore che condensa è rappresentato dalla differenza tra la quantità di vapore che giunge all'interfaccia di condensazione e quella trasportata oltre questa:

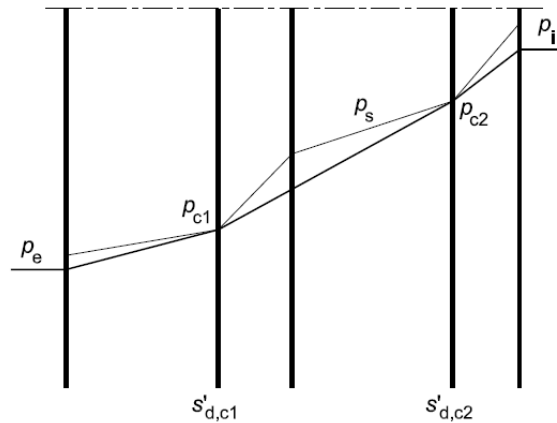
$$g_c = \delta_o \cdot \left(\frac{p_{v,i} - p_c}{s'_{d,T} - s'_{d,c}} - \frac{p_c - p_{v,e}}{s'_{d,c}} \right) \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (20)$$

dove:

p_c pressione parziale di vapore d'acqua alla quale avviene la condensazione [Pa]

Se in un componente edilizio si verifica condensazione in più di un'interfaccia, conservare una registrazione della quantità di condensa separatamente in ciascuna interfaccia.

Figura 4 - Diffusione del vapore acqueo con condensazione interstiziale in due piani di interfaccia



Il flusso specifico di condensato viene calcolato per ogni interfaccia di condensazione dalla differenza di pendenza tra due successivi segmenti di retta e cioè, nel caso di due interfacce di condensazione (come in Figura 4).

Interfaccia c1:

$$g_{c1} = \delta_o \cdot \left(\frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} - \frac{p_{c1} - p_{v,e}}{s'_{d,c1}} \right) \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (21)$$

Interfaccia c2:

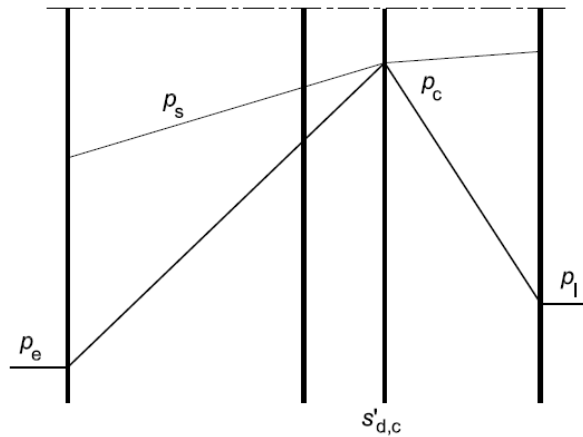
$$g_{c2} = \delta_o \cdot \left(\frac{p_{v,i} - p_{c2}}{s'_{d,T} - s'_{d,c2}} - \frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} \right) \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (22)$$

3.9. Evaporazione

In presenza di condensa, accumulata nei mesi precedenti, in una o più interfacce, la pressione parziale del vapore deve essere uguale a quella di saturazione e il profilo della pressione parziale del

vapore deve essere tracciato con segmenti di retta tra la pressione parziale del vapore interna, quella in corrispondenza dell'interfaccia di condensazione, quella del vapore esterna, come in Figura 5. Se il profilo di pressione parziale del vapore supera in un'interfaccia quello della pressione di saturazione, ritracciare la pressione del vapore con segmenti di retta nel modo indicato al Paragrafo 3.6.

Figura 5 - Evaporazione da un'interfaccia nel componente edilizio



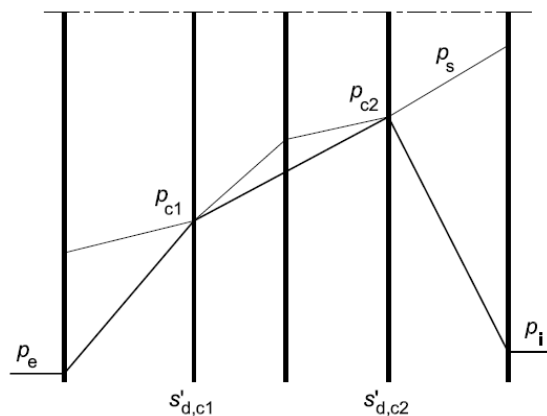
Il flusso specifico di evaporazione è calcolato come:

$$g_{ev} = \delta_o \cdot \left(\frac{p_{v,i} - p_c}{s'_{d,T} - s'_{d,c}} - \frac{p_c - p_{v,e}}{s'_{d,c}} \right) \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (23)$$

Si noti che le espressioni per il flusso specifico di evaporazione e condensazione sono le stesse. Per convenzione si ha condensazione se il risultato dell'espressione è positivo, e, se è negativo, si ha evaporazione.

In un componente edilizio con più di un'interfaccia di condensazione, il flusso specifico di acqua evaporata è calcolato separatamente per ogni interfaccia, come in Figura 6.

Figura 6 - Evaporazione da un componente edilizio nel caso in cui si sia verificata condensazione in due interfacce



I flussi specifici di evaporazione per le due interfacce di evaporazione sono calcolati come indicato in Figura 6:

Interfaccia c1:

$$g_{ev1} = \delta_o \cdot \left(\frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} - \frac{p_{c1} - p_{v,e}}{s'_{d,c1}} \right) \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (24)$$

Interfaccia c2:

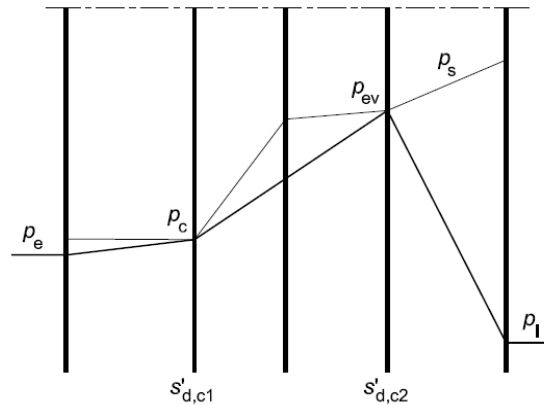
$$g_{ev2} = \delta_o \cdot \left(\frac{p_{v,i} - p_{c2}}{s'_{d,T} - s'_{d,c2}} - \frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} \right) \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (25)$$

Se la quantità di condensa accumulata in un'interfaccia alla fine del mese ha segno negativo si pone pari a zero.

3.10. Evaporazione e condensazione

Per un componente edilizio con più di un'interfaccia di condensazione, ci potrebbero essere mesi con condensazione in un'interfaccia ed evaporazione in un'altra, come in Figura 7.

Figura 7 - Evaporazione in un'interfaccia e condensazione in un'altra in un componente edilizio dove si è verificata condensazione in due interfacce



Il flusso di condensazione, g_c , o evaporazione, g_{ev} , per unità di superficie è calcolato separatamente per ogni interfaccia:

Condensazione all'interfaccia c1:

$$g_c = \delta_o \cdot \left(\frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} - \frac{p_{c1} - p_{v,e}}{s'_{d,c1}} \right) \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (26)$$

Evaporazione all'interfaccia c2:

$$g_{ev} = \delta_o \cdot \left(\frac{p_{v,i} - p_{c2}}{s'_{d,T} - s'_{d,c2}} - \frac{p_{c2} - p_{c1}}{s'_{d,c2} - s'_{d,c1}} \right) \quad [\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})] \quad (27)$$

4. Criteri utilizzati per valutare le strutture

Riportare i risultati dei calcoli secondo i punti a, b o c a seconda di quale è applicabile.

- a. Non si verifica condensazione in nessuna interfaccia per nessun mese. In questo caso dichiarare la struttura esente da condensazione interstiziale.
- b. La condensazione avviene in una o più interfacce ma, per ogni interfaccia coinvolta, si prevede che tutta l'acqua condensata evapori nei mesi estivi. In questo caso riportare la massima quantità di condensazione che si verifica in ogni interfaccia e il mese in cui si ha il massimo. Inoltre deve essere considerato il rischio di degrado dei materiali edilizi e il deterioramento delle prestazioni termiche come conseguenza della massima quantità calcolata di condensa accumulata, in accordo con requisiti regolamentari e altre indicazioni riportate nelle norme di prodotto.
- c. La condensazione avviene in una o più interfacce e non evapora completamente nei mesi estivi. In questo caso riportare che la struttura non ha superato la verifica e indicare la massima quantità di condensa che si è verificata in corrispondenza di ogni interfaccia insieme alla quantità di condensa che rimane dopo dodici mesi in ogni interfaccia.

4.1. Quantità limite di condensa ammissibile alla fine del periodo di condensazione

La quantità ammissibile di condensa presente in un elemento alla fine del periodo di condensazione è riportata nel Prospetto 3.

In ogni caso la quantità di condensa non può superare 500 g/m^2 .

Tutta la condensa formatasi all'interno di un elemento al termine della stagione di riscaldamento dovrà sempre evaporare prima dell'inizio della successiva stagione di riscaldamento.

Prospetto 3 - Quantità limite di condensa ammissibile alla fine del periodo di condensazione

Materiale	Densità [kg/m^3]	$Q_{\text{amm}}[\text{g/m}^2]$
Laterizi	600 - 2000	≤ 500
Calcestruzzi	400 - 2400	≤ 500
Legnami e derivati	500 - 800	$\leq 30 \rho d$
Intonaci e malte	600 - 2000	$\leq 30 \rho d$
Fibre di natura organica: - con collanti resistenti all'acqua - con collanti non resistenti all'acqua	300 - 700 300 - 700	$\leq 20 \rho d$ $\leq 5 \rho d$
Fibre minerali	10 - 150	$\leq 5000 \rho d [M(1 - 1,7\lambda)]$
Materie plastiche cellulari	10 - 80	$\leq 5000 \rho d [M(1 - 1,7\lambda)]$
NOTA d è espresso in [m] e ρ in [kg/m^3].		