

Prestazioni energetiche degli edifici

Parte 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva

---

Energy performance of buildings

Part 3: Evaluation of primary energy and system efficiencies for space cooling

---

ORGANO  
COMPETENTE

CTI - Comitato Termotecnico Italiano

---

CO-AUTORE

---

**SOMMARIO**      La specifica tecnica fornisce dati e metodi per la determinazione:

- dei rendimenti e dei fabbisogni di energia dei sistemi di climatizzazione estiva;
- dei fabbisogni di energia primaria per la climatizzazione estiva.

La specifica tecnica si applica unicamente ad impianti fissi di climatizzazione estiva con macchine frigorifere azionate elettricamente.

La specifica tecnica si applica a sistemi di nuova progettazione, ristrutturati o esistenti:

- per il solo raffrescamento;
- per la climatizzazione estiva.

La specifica tecnica non si applica ai singoli componenti dei sistemi di climatizzazione estiva per i quali rimanda invece alle specifiche norme di prodotto.

**Questo testo NON è una norma UNI, ma è un progetto di norma sottoposto alla fase di inchiesta pubblica, da utilizzare solo ed esclusivamente per fini informativi e per la formulazione di commenti. Il processo di elaborazione delle norme UNI prevede che i progetti vengano sottoposti all'inchiesta pubblica per raccogliere i commenti degli operatori: la norma UNI definitiva potrebbe quindi presentare differenze -anche sostanziali- rispetto al documento messo in inchiesta.**

**Questo documento perde qualsiasi valore al termine dell'inchiesta pubblica, cioè il:06-07-09**

**UNI non è responsabile delle conseguenze che possono derivare dall'uso improprio del testo dei progetti in inchiesta pubblica.**

---

RELAZIONI  
NAZIONALI

RELAZIONI  
INTERN.LI

## PREMESSA

La specifica tecnica viene riesaminata ogni tre anni.

Eventuali osservazioni sulla UNI/TS 11300-3 devono pervenire all'UNI entro mese anno.@@

La presente specifica tecnica è stata elaborata sotto la competenza dell'ente federato all'UNI @

CTI - Comitato Termotecnico Italiano@

@

La Commissione Centrale Tecnica dell'UNI ha dato la sua approvazione il giorno mese anno.

La determinazione delle prestazioni energetiche degli edifici richiede metodi di calcolo per:

- (1) il fabbisogno di energia termica per il riscaldamento e il raffrescamento ambiente;
- (2) il fabbisogno di energia termica per acqua calda sanitaria;
- (3) il rendimento e il fabbisogno di energia primaria degli impianti di climatizzazione invernale;
- (4) il rendimento e il fabbisogno di energia primaria per la produzione di acqua calda sanitaria;
- (5) il risparmio di energia primaria ottenibile utilizzando energie rinnovabili ed altri metodi di generazione per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria;
- (6) il rendimento e il fabbisogno di energia primaria degli impianti di climatizzazione estiva.

I suddetti metodi di calcolo sono descritti nelle seguenti specifiche tecniche:

UNI/TS 11300-1, Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale

UNI/TS 11300-2, Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria

UNI/TS 11300-3, Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva

UNI/TS 11300-4<sup>1</sup>, Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per riscaldamento di ambienti e preparazione acqua calda sanitaria

Questo documento è coerente con le norme elaborate dal CEN nell'ambito del mandato M/343 a supporto dei requisiti essenziali della Direttiva Europea 2002/91/CE sulla prestazione energetica degli edifici.

@

<sup>1</sup> In fase di elaborazione. @

VARIANTI  
NAZIONALI

---

## INTRODUZIONE

La prestazione energetica di un edificio esprime la quantità di energia primaria richiesta per la sua climatizzazione degli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria in condizioni di riferimento per quanto riguarda i dati climatici, le temperature interne ed il consumo di acqua calda sanitaria.

La determinazione della quantità di energia primaria richiesta per la climatizzazione estiva si basa sul valore del fabbisogno di energia termica utile  $Q_{C,nd}$  dell'edificio calcolato in condizioni ideali (temperatura uniforme in tutto il volume climatizzato) per la stagione estiva e prevede una procedura che porta ad individuare, su base mensile estesa a tutta la stagione di raffrescamento, le seguenti grandezze:

1. il coefficiente di prestazione medio mensile  $\eta_{mm}$  e stagionale  $\eta_{ms}$  del sistema di produzione dell'energia frigorifera
2. il fabbisogno di energia primaria  $Q_{C,P}$  necessaria per il raffrescamento dell'edificio (eventualmente maggiorata del fabbisogno di energia termica utile dovuto ai trattamenti dell'aria) in base al tipo e alle caratteristiche dell'impianto previsto o installato.

La metodologia di calcolo descritta nella presente specifica tecnica:

- include sia la valutazione delle perdite di distribuzione, regolazione ed emissione dell'impianto di climatizzazione estiva (rendimenti di distribuzione, regolazione ed emissione) sia gli eventuali risparmi dovuti a recuperi di calore, o altro;
- fa riferimento alla configurazione impiantistica adottata includendo nel calcolo anche il consumo energetico delle apparecchiature per la distribuzione dei fluidi termovettori (pompe e ventilatori) e l'eventuale presenza di altri accessori (post-riscaldatori elettrici, umidificatori, ventilatori per il ricambio igienico dell'aria, ecc.);
- valuta il fattore di carico per l'individuazione delle condizioni a carico parziale delle macchine in relazione al comportamento edificio-impianto.

---

## 1

### SCOPO E CAMPO DI APPLICAZIONE

La presente specifica tecnica fornisce dati e metodi per la determinazione:

- dei rendimenti e dei fabbisogni di energia dei sistemi di climatizzazione estiva;
- dei fabbisogni di energia primaria per la climatizzazione estiva.

La specifica tecnica si applica unicamente ad impianti fissi di climatizzazione estiva con macchine frigorifere azionate elettricamente.

La specifica tecnica si applica a sistemi di nuova progettazione, ristrutturati o esistenti:

- per il solo raffrescamento;
- per la climatizzazione estiva.

La specifica tecnica non si applica ai singoli componenti dei sistemi di climatizzazione estiva per i quali rimanda invece alle specifiche norme di prodotto.

La specifica tecnica può essere utilizzata per i seguenti scopi:

- valutare il rispetto di regolamenti espressi in termini di obiettivi energetici;
- confrontare le prestazioni energetiche di varie alternative impiantistiche;
- indicare un livello convenzionale di prestazione energetica in termini di consumo di energia primaria degli edifici;
- valutare il risparmio di energia conseguente ad interventi sugli impianti;
- valutare il risparmio di energia utilizzando energie rinnovabili o altri metodi di generazione;
- prevedere le esigenze future di risorse energetiche su scala nazionale calcolando i fabbisogni di energia primaria di tipici edifici rappresentativi del parco edilizio.

---

**2****RIFERIMENTI NORMATIVI**

La presente specifica tecnica rimanda, mediante riferimenti datati e non, a disposizioni contenute in altre pubblicazioni. Tali riferimenti normativi sono citati nei punti appropriati del testo e sono di seguito elencati. Per quanto riguarda i riferimenti datati, successive modifiche o revisioni apportate a dette pubblicazioni valgono unicamente se introdotte nella presente specifica tecnica come aggiornamento o revisione. Per i riferimenti non datati vale l'ultima edizione della pubblicazione alla quale si fa riferimento.

UNI 10349 Riscaldamento e raffrescamento degli edifici – Dati climatici

UNI EN ISO 13790 Prestazione energetica degli edifici - Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento e il raffrescamento

UNI EN 14511-2 Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti - Parte 2: Condizioni di prova

UNI EN 14511-3 Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti - Parte 3: Metodi di prova

UNI EN 14511-4 Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti - Parte 4: Requisiti

UNI EN 15242 Ventilazione degli edifici - Metodi di calcolo per la determinazione delle portate d'aria negli edifici, comprese le infiltrazioni

UNI/TS 11300-1:2008 Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale

UNI/TS 11300-2:2008 Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria

prEN 14825:2008 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling - Testing and rating at part load conditions

### 3 TERMINI E DEFINIZIONI

Ai fini del presente documento si utilizzano i termini e le definizioni della UNI/TS 11300-1:2008, della UNI/TS 11300-2:2008 e i termini e le definizioni seguenti:

**3.1 fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva:** Quantità annua di energia primaria effettivamente consumata o che si prevede possa essere necessaria per la climatizzazione estiva in condizioni climatiche e di uso di riferimento dell'edificio.

**3.2 rendimento globale medio stagionale:** Rapporto tra fabbisogno di energia termica utile e il corrispondente fabbisogno di energia primaria durante la stagione di climatizzazione estiva. Ciascuno dei sottosistemi che compongono il sistema ha un proprio rendimento secondo quanto di seguito specificato.

**3.3 coefficiente di prestazione medio:** Rapporto tra l'energia frigorifera fornita dalla macchina e l'energia necessaria per il suo funzionamento, valutati nell'ambito di un determinato periodo di tempo.

NOTA - Il coefficiente di prestazione può essere valutato su base mensile o stagionale.

**3.4 perdite di energia termica:** Perdite dei sottosistemi dell'impianto di climatizzazione che vanno ad aumentare il fabbisogno di energia termica dell'edificio per raffrescamento.

**3.5 energia termica recuperabile:** Sottrazioni gratuite di energia termica che possono essere utilizzate per diminuire il fabbisogno di energia termica dell'edificio per raffrescamento.

**3.6 fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per raffrescamento:** Quantità di calore che deve essere sottratta ad un ambiente climatizzato per mantenere le condizioni di temperatura desiderate durante un dato periodo di tempo, riferito a condizioni di temperatura dell'aria uniformi in tutto l'ambiente climatizzato.

NOTA - Nella presente specifica tecnica il termine fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per raffrescamento è abbreviato come fabbisogno ideale per raffrescamento.

**3.7 fabbisogno effettivo di energia termica dell'edificio per raffrescamento:** Fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per raffrescamento, aumentato delle perdite di emissione, regolazione, distribuzione, accumulo e diminuito della quantità di energia recuperata.

NOTA - Nella presente specifica tecnica il termine fabbisogno effettivo di energia termica dell'edificio per raffrescamento è abbreviato come fabbisogno effettivo per raffrescamento.

**3.8 fabbisogno di energia termica dell'edificio per trattamento dell'aria:** Quantità di calore che deve essere sottratta all'aria di rinnovo per mantenere le condizioni desiderate di umidità relativa e di qualità dell'aria in ambiente in un determinato periodo di tempo.

NOTA - Nella presente specifica tecnica il termine fabbisogno di energia termica dell'edificio per trattamento dell'aria è abbreviato come fabbisogno per trattamento dell'aria.

**3.9 impianto ad accumulo:** Impianto realizzato con vasche/serbatoi di stoccaggio di acqua o soluzione antigelo a temperatura variabile, al fine di razionalizzare il funzionamento dei gruppi di refrigerazione, mantenuto continuo, rispetto all'erogazione del freddo generato, intermittente.

**3.10 coefficiente di prestazione energetica (EER):** Coefficiente di prestazione di una macchina frigorifera in condizioni di riferimento.

**3.11 coefficiente di prestazione energetica stagionale (SEER):** Coefficiente di prestazione medio stagionale determinato in condizioni di riferimento, definite dal prEN 14825:2008.

## 4 SIMBOLI ED ABBREVIAZIONI

Ai fini della presente specifica tecnica si applicano i simboli e le abbreviazioni seguenti.

**Prospetto 1 - Simboli, grandezze ed unità di misura**

Simbolo	Grandezza	Unità di misura
$G$	Tempo	d
$h$	<b>Tempo</b>	h oppure s
$Q$	<b>Energia</b>	kWh
$\psi$	<b>Trasmittanza termica lineare</b>	W/(m×K)
$A$	<b>Area</b>	m <sup>2</sup>
$V$	<b>Volume</b>	m <sup>3</sup>
$D$	Lunghezza o diametro	m
$q$	Portata volumica	kg/s
$\Phi$	Potenza	kW
$\eta$	Rendimento, coefficiente di prestazione	-
$F$	<b>Fattore di carico</b>	%
$\theta$	<b>Temperatura</b>	°C
$\lambda$	<b>Conduttività</b>	W/(m×K)
$H$	<b>Entalpia</b>	kJ/kg

**Prospetto 2 - Pedici identificativi di sottosistema**

Sottosistema	Pedice
Emissione	e
Regolazione	rg
Distribuzione	d
Distribuzione d'aria	da
Distribuzione d'acqua	dw
Accumulo	s
Produzione	gn

**Prospetto 3 - Pedici identificativi dei rendimenti**

Rendimento/Coefficiente di prestazione	Pedice
Coefficiente medio stagionale di generazione	ms
Coefficiente medio mensile di generazione	mm
Rendimento globale medio stagionale	glo

**Prospetto 4 - Pedici identificativi delle quantità di energia**

Energia	Pedice
Energia termica utile per raffrescamento	c
Energia termica utile per trattamenti dell'aria	v
Energia primaria	p
Perdite di energia termica utile	l
Perdite di energia termica utile per trasmissione del calore	tr
Perdite di energia termica utile dovute a perdite di massa	m
Energia termica utile recuperata	rr
Energia termica utile recuperata da recuperatore di calore	rc
Energia termica utile recuperata da climatizzatori con recupero di calore	crc
Energia elettrica	el
Energia elettrica (o potenza elettrica) per ausiliari di sistema	aux

**Prospetto 5 - Fabbisogni di energia termica utile per climatizzazione estiva**

Fabbisogno	Simbolo
Fabbisogno ideale per raffrescamento	$Q_{C,nd}$
Fabbisogno effettivo per raffrescamento	$Q_{Cr}$
Fabbisogno per trattamento dell'aria	$Q_v$
Fabbisogno specifico orario medio per trattamento dell'aria	$Q_{v,m,h}$
Fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva	$Q_{C,P}$

## 5 PROCEDURA DI CALCOLO: FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA PER LA CLIMATIZZAZIONE ESTIVA $Q_{C,P}$ E RENDIMENTO GLOBALE MEDIO STAGIONALE

### 5.1 Generalità

La procedura di seguito riportata specifica un metodo per determinare il fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva di un edificio.

Il calcolo si articola nelle seguenti fasi:

- determinazione del fabbisogno ideale di raffrescamento  $Q_{C,nd}$ , secondo la UNI/TS 11300-1:2008 (vedere il punto 5.2.2);
- calcolo delle perdite di emissione, regolazione, distribuzione ed accumulo dell'impianto (vedere i punti da 5.2.3 a 5.2.5.1), e calcolo dell'energia eventualmente recuperata (vedere il punto 5.2.6);
- calcolo del fabbisogno per trattamento dell'aria  $Q_v$  (vedere il punto 5.3);
- calcolo del fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di climatizzazione  $Q_{aux}$  (vedere il punto 5.4);
- calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile  $\eta_{mm}$  delle macchine frigorifere, attraverso la valutazione di dati prestazionali di riferimento forniti dai costruttori (vedere il punto 5.5.2);
- calcolo del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva  $Q_{C,P}$ .

Il fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva si calcola con la seguente formula:

$$Q_{C,P} = \left( \sum_k Q_{aux,k} + \frac{Q_{Cr,k} + Q_{v,k}}{\eta_{mm,k}} \right) f_{p,el} \quad [\text{kWh}] \quad (1)$$

dove:

$Q_{aux}$  è il fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di climatizzazione [kWh];

$Q_{Cr}$  è il fabbisogno effettivo per raffrescamento [kWh];

$Q_v$  è il fabbisogno per trattamenti dell'aria [kWh];

$\eta_{mm}$  è il coefficiente di prestazione medio mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera;

$f_{p,el}$  è il fattore di conversione da energia elettrica ad energia primaria, determinato secondo la UNI/TS 11300-2:2008;

$k$  è il mese  $k$ -esimo della stagione di climatizzazione estiva, determinata secondo il punto 10 della UNI/TS 11300-1:2008.

Il rendimento globale medio stagionale  $\eta_{glo}$  del sistema edificio-impianto è quindi determinato da:

$$\eta_{glo} = \frac{\sum_k (Q_{C,nd,k} + Q_{v,k})}{Q_{C,P}} \quad (2)$$

dove:

$Q_{C,nd}$  è il fabbisogno ideale per raffrescamento [kWh];

$Q_v$  è il fabbisogno per trattamenti dell'aria [kWh];

$k$  è il mese  $k$ -esimo della stagione di climatizzazione estiva, determinata secondo il punto 10 della UNI/TS 11300-1:2008.

I risultati dei calcoli descritti nella presente specifica tecnica devono essere corredati di una relazione tecnica in cui si specificano i metodi adottati (metodi analitici o semplificati) e le fonti dei dati necessari al calcolo (valori di progetto, dichiarati dai costruttori o risultanti da prove di campo).

NOTA - Il consumo specifico dell'edificio per climatizzazione estiva [kWh/(m<sup>2</sup> anno)], si ottiene dal rapporto tra fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva  $Q_{C,P}$  e la superficie dell'edificio considerato.

Un esempio di applicazione dell'intera procedura di calcolo è riportata nell'appendice E.

## 5.2 Fabbisogno effettivo di energia termica dell'edificio per raffrescamento $Q_{Cr}$

### 5.2.1 Generalità

Per determinare il fabbisogno effettivo per raffrescamento si applica la seguente formula per ogni mese della stagione di climatizzazione estiva:

$$Q_{Cr,k} = Q_{C,nd,k} + Q_{l,e,k} + Q_{l,rg,k} + Q_{l,d,k} + Q_{l,d,s,k} - Q_{rr,k} \quad [\text{kWh}] \quad (3)$$

dove per il mese  $k$ -esimo:

- $Q_{C,nd,k}$  è il fabbisogno ideale dell'edificio [kWh];
- $Q_{l,e,k}$  sono le perdite totali di emissione [kWh];
- $Q_{l,rg,k}$  sono le perdite totali di regolazione [kWh];
- $Q_{l,d,k}$  sono le perdite totali di distribuzione [kWh];
- $Q_{l,d,s,k}$  sono le perdite totali dei serbatoi di accumulo inerziale [kWh];
- $Q_{rr,k}$  è l'energia termica recuperata [kWh].

Il fabbisogno ideale per raffrescamento viene determinato secondo la procedura di calcolo descritta nel punto 5.1 della UNI/TS 11300-1:2008, con particolare riferimento alla formula (2) della stessa.

Qualora sia presente un'unità di trattamento dell'aria, nella suddetta formula il valore di  $Q_{C,ve}$  deve essere posto uguale a zero<sup>1</sup>.

### 5.2.2 Fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per il raffrescamento $Q_{C,nd}$

Il fabbisogno ideale per raffrescamento viene determinato secondo la procedura di calcolo descritta nel punto 5.1 della UNI/TS 11300-1:2008, con particolare riferimento alla formula (2) della stessa.

Qualora sia presente un'unità di trattamento dell'aria, nella suddetta formula il valore di  $Q_{C,ve}$  deve essere posto uguale a zero<sup>2</sup>.

### 5.2.3 Perdite di emissione $Q_{l,e}$

Le perdite di emissione vengono calcolate applicando la seguente formula:

$$Q_{l,e,k} = \sum_i Q_{C,nd,k} \times \frac{1 - \eta_{e,i}}{\eta_{e,i}} \quad [\text{kWh}] \quad (4)$$

<sup>1</sup> Il valore di  $Q_{C,ve}$  viene posto uguale a zero in quanto, in caso sia presente un'unità di trattamento dell'aria, esso è incluso nel calcolo del  $Q_v$ , così come determinato nella presente specifica tecnica.

<sup>2</sup> Il valore di  $Q_{C,ve}$  viene posto uguale a zero in quanto, in caso sia presente un'unità di trattamento dell'aria, esso è incluso nel calcolo del  $Q_v$ , così come determinato nella presente specifica tecnica.



dove:

$Q_{C,nd,k}$  è il fabbisogno ideale per raffrescamento per il mese  $k$ -esimo [kWh];

$\eta_{e,i}$  è il rendimento di emissione del terminale di erogazione  $i$ -esimo, determinato in funzione della tipologia di terminale secondo il prospetto 6.

**Prospetto 6 - Rendimenti di emissione per diverse tipologie di terminali di erogazione**

Terminale di erogazione	Rendimento di emissione
Ventilconvettori idronici	0,95
Terminali ad espansione diretta, unità interne sistemi split, ecc.	0,94
Armadi autonomi, ventilconvettori industriali posti in ambiente, travi fredde	0,94
Bocchette in sistemi ad aria canalizzata, anemostati, diffusori lineari a soffitto, terminali sistemi a dislocamento	0,94
Pannelli isolati annegati a pavimento	0,98
Pannelli isolati annegati a soffitto	0,97

**5.2.4 Perdite di regolazione  $Q_{l,rg}$**

Le perdite del sottosistema di regolazione vengono calcolate applicando la seguente formula:

$$Q_{l,rg,k} = (Q_{C,nd,k} + Q_{l,e,k}) \times \sum_i \frac{1 - \eta_{rg,i}}{\eta_{rg,i}} \quad [\text{kWh}] \quad (5)$$

dove:

$Q_{C,nd,k}$  è il fabbisogno ideale per raffrescamento del mese  $k$ -esimo [kWh];

$Q_{l,e,k}$  sono le perdite totali di emissione del mese  $k$ -esimo [kWh];

$\eta_{rg,i}$  è il rendimento di regolazione associato al terminale  $i$ -esimo di erogazione.

I rendimenti di regolazione  $\eta_{rg}$  per varie tipologie di regolatori associati a diverse tipologie di terminali di erogazione sono riportati nel prospetto 7.

NOTA - La sola regolazione centrale non è idonea per assicurare un elevato rendimento di regolazione. Tuttavia si considera che, mediante frequenti interventi nell'esercizio dell'impianto, è possibile migliorare il rendimento risultante dal prospetto e mediare tra locali più favoriti e locali più sfavoriti.

I fabbisogni di energia primaria calcolati con i valori riportati nel prospetto 7 possono quindi risultare maggiori dei consumi effettivi conseguenti ad un innalzamento del rendimento di regolazione.

Per valutazioni di esercizio si possono assumere valori con coefficienti anche diversi che tengano conto delle effettive condizioni di esercizio, con un'appropriata documentazione a supporto delle assunzioni effettuate.

**Prospetto 7 - Rendimenti 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

**5.2.5 Perdite di distribuzione  $Q_{l,d}$** 

Per la determinazione delle perdite delle reti di distribuzione  $Q_{l,d}$  si devono utilizzare i metodi di calcolo riportati nell'appendice A.

**5.2.5.1 Perdite di accumulo  $Q_{l,d,s}$** 

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.

L'appendice B descrive le metodologie da applicare per il calcolo delle perdite di accumulo  $Q_{l,d,s}$ .

Nel caso di impianto ad accumulo, secondo la definizione 3.9, le perdite di calore da queste strutture devono essere calcolate in modo analitico.

**5.2.6 Energia termica recuperata  $Q_{rr}$** **5.2.6.1 Generalità**

L'energia termica recuperata è determinata dalla:

$$Q_{rr,k} = Q_{rc,k} + Q_{crc,k} \quad [\text{kWh}] \quad (6)$$

dove per il mese k-esimo:

$Q_{rc,k}$  è l'energia recuperata da recuperatori di calore [kWh];

$Q_{crc,k}$  è l'energia recuperata da climatizzatori con recupero di calore [kWh].

### 5.2.6.2 Energia recuperata da recuperatore di calore $Q_{rc}$

Gli eventuali guadagni energetici realizzati attraverso l'utilizzo di recuperatori di calore o entalpici vanno calcolati secondo quanto riportato nella UNI EN ISO 13790. Nel caso non si disponga dei dati necessari, l'energia recuperata può essere trascurata.

### 5.2.6.3 Energia recuperata da climatizzatori con recupero di calore (totale o parziale) $Q_{cr}$

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.

NOTA - Il computo dell'energia recuperata utilizzata per produzione di acqua calda sanitaria o altri usi diversi dalla climatizzazione estiva, è considerato nel progetto UNI/TS 11300-4.

## 5.3 Fabbisogno di energia termica dell'edificio per trattamenti dell'aria $Q_v$

Qualora sia presente un impianto di ventilazione meccanica il fabbisogno di energia termica dell'edificio per climatizzazione estiva è dato dalla somma di fabbisogno effettivo per raffrescamento  $Q_{Cr}$  e dal fabbisogno di energia termica per trattamento dell'aria  $Q_v$ .

Il calcolo dei fabbisogni per trattamento dell'aria  $Q_v$  - con riferimento alla configurazione classica di un'unità di trattamento aria a tre batterie con umidificazione di tipo adiabatico ed assumendo per le condizioni dell'ambiente interno una temperatura di 26 °C e 50% di umidità relativa nel funzionamento estivo - deve essere effettuato per ogni mese della stagione di climatizzazione estiva utilizzando la seguente formula:

$$Q_{v,k} = (Q_{v,m,h})_k \times q \times h_k \quad [\text{kWh}] \quad (7)$$

dove per il mese k-esimo:

$(Q_{v,m,h})_k$  è il fabbisogno specifico orario medio dovuto per trattamento dell'aria [kJ/kg];

$h_k$  è il numero di ore del mese;

$q$  è la portata dell'aria di ventilazione [kg/s] ricavata dalla UNI/TS 11300-1:2008.

Ai fini del calcolo di  $Q_{C,P}$  il fabbisogno orario medio per trattamento dell'aria  $Q_{v,m,h}$  è calcolato mediante la funzione:

$$(Q_{v,m,h})_k = 1,3615 \times H_k - 58,54 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (8)$$

dove  $H_k$  è l'entalpia dell'aria esterna per il mese k-esimo [kJ/kg].

I dati climatici della località sono riportati nella UNI 10349, riferiti al giorno medio mensile.

Nell'appendice F si riporta il metodo di calcolo dei fabbisogni per trattamento dell'aria in condizioni di funzionamento diverse da quelle di riferimento.

## 5.4 Fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di climatizzazione $Q_{aux}$

### 5.4.1 Generalità

Le definizioni dei termini non espressamente riportate nella presente specifica tecnica sono disponibili nella UNI/TS 11300-1:2008 e UNI/TS 11300-2:2008.

Il fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di climatizzazione è calcolato con la seguente formula:

$$Q_{aux,k} = Q_{aux,e,k} + Q_{aux,d,k} + Q_{aux,gn,k} \quad [\text{kWh}] \quad (9)$$

dove per il mese k-esimo:

$Q_{aux,e,k}$  è il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di emissione [kWh];  
 $Q_{aux,d,k}$  è il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di distribuzione [kWh];  
 $Q_{aux,gn,k}$  è il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di produzione [kWh].

### 5.4.2 Fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di emissione $Q_{aux,e}$

Nel caso di terminali di erogazione con ventilatore, il fabbisogno di energia elettrica nel periodo di tempo considerato si calcola come segue.

a) Unità con il ventilatore sempre in funzione:

$$Q_{aux,e,k} = \Phi_{\Sigma vn} \times h_k \quad [\text{kWh}] \quad (10)$$

dove:

$\Phi_{\Sigma vn}$  è la potenza nominale della somma dei ventilatori [kW];  
 $h_k$  è il numero di ore del mese k-esimo [h].

b) Unità con arresto del ventilatore al raggiungimento della temperatura prefissata:

$$Q_{aux,e,k} = \frac{(\theta_{e,k} - \theta_{int,set})}{(\theta_{des} - \theta_{int,set})} \times \Phi_{\Sigma vn} \times h_k \quad [\text{kWh}] \quad (11)$$

dove:

$\theta_{e,k}$  è la temperatura esterna media del mese k-esimo [°C];  
 $\theta_{int,set}$  è la temperatura interna di regolazione [°C];  
 $\theta_{des}$  è la temperatura di progetto, definita per il capoluogo di provincia dalla UNI 10349 [°C];  
 $\Phi_{\Sigma vn}$  è la potenza nominale della somma dei ventilatori [kW];  
 $h_k$  è il numero di ore del mese k-esimo [h].

Qualora le potenze dei terminali  $\Phi_{vn}$  non siano note si può fare riferimento ai valori riportati nel prospetto 8. Per portate d'aria maggiori di quelle indicate si devono ottenere i dati da progetto, rilievi o misure in campo.

**Prospetto 8 – 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 <sup>3</sup> /h]	Potenza elettrica [W]
		≤200	40
		200 - 400	50
		400 - 600	60
Unità canalizzabili	Unità pensili o a basamento – Roof top	1 500	180
		2 500	340
		3 000	500
		4 000	700
		6 000	1 400
		8 000	1 800

**5.4.3 Fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di distribuzione  $Q_{aux,d}$** 

Nei sistemi di climatizzazione estiva si possono avere, alternativamente o in combinazione, reti di distribuzione acqua e reti di distribuzione aria (vedere prospetto A.1). Pertanto, i fabbisogni di energia elettrica del sottosistema di distribuzione sono determinati come segue:

$$Q_{aux,d,k} = Q_{aux,PO,k} + Q_{aux,vn,k} \quad [\text{kWh}] \quad (12)$$

dove:

$Q_{aux,PO,k}$  sono i fabbisogni elettrici di pompe a servizio di tubazioni d'acqua per il mese k-esimo, determinati secondo la metodologia indicata dalla UNI/TS 11300-2:2008;

$Q_{aux,vn,k}$  sono i fabbisogni elettrici di ventilatori a servizio di reti di distribuzione d'aria, determinati attraverso la seguente formula:

$$Q_{aux,vn,k} = F_k \times \Phi_{\Sigma vn} \times h_k \quad [\text{kWh}] \quad (13)$$

dove:

$F_k$  è il fattore medio di carico della macchina frigorifera per il mese k-esimo (vedere punto 5.5.1);

$\Phi_{\Sigma vn}$  è la potenza nominale della somma dei ventilatori [kW];

$h_k$  è il numero di ore del mese k-esimo [h].

Le potenze elettriche delle elettropompe e degli elettroventilatori devono essere ottenute dal progetto, da rilievi o da misure in campo.

**5.4.4 Fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di produzione  $Q_{aux,gn}$** 

Ai fini del calcolo del fabbisogno di energia elettrica gli ausiliari del sottosistema di produzione devono essere distinti in:

- ausiliari integrati nella macchina, ovvero dispositivi montati dal fabbricante all'interno della macchina frigorifera, le cui potenze sono comprese nelle prestazioni generali della macchina stessa, descritte nel punto 5.5;
- 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 produzione  $Q_{aux,gn}$ .

Il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari di produzione si calcola come segue:

$$Q_{aux,gn,k} = F_k \times \Phi_{\Sigma aux,gn,n} \times h_k \quad [\text{kWh}] \quad (14)$$

dove:

$F_k$  è il fattore medio di carico della macchina frigorifera per il mese k-esimo (vedere punto 5.5.1);

$\Phi_{\Sigma aux,gn,n}$  è la potenza nominale della somma degli ausiliari esterni [kW];

$h_k$  è il numero di ore del mese k-esimo [h].

A seconda del tipo di condensatore della macchina frigorifera, i fabbisogni di energia elettrica degli ausiliari esterni  $Q_{aux,gn}$  sono dati:

- in unità di produzione con condensazione ad aria, dall'elettroventilatore del condensatore;
- in sistemi con condensazione ad acqua di falda od 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.

Qualora le potenze non siano note si può fare riferimento ai valori riportati nel prospetto 9.

### Prospetto 9 – Valori di default della potenza assorbita dagli ausiliari esterni del sottosistema di produzione, riferiti alla potenza termica del condensatore

Tipo di componente	Potenza elettrica specifica [W/kW]	
	Elettroventilatori	Elettropompe
Condensatori raffreddati ad aria <sup>a)</sup> :		
- 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 <sup>a)</sup> :	15 - 16	3,5 - 4
Torri di raffreddamento a circuito aperto <sup>b)</sup>	12 - 14	
Torri di raffreddamento a circuito chiuso <sup>b)</sup>	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.

## 5.5 Efficienza di generazione

### 5.5.1 Prestazioni delle macchine frigorifere ai carichi parziali

Le prestazioni delle macchine frigorifere dipendono non solo dai livelli termici operativi (condensazione ed evaporazione) e della configurazione impiantistica scelta, ma anche dall'andamento del fabbisogno dell'edificio. 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 al 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 10, sono relative alle temperature di esercizio ed ai fattori di carico  $F$ , che indicano il rapporto tra la quantità di energia termica erogata nel periodo considerato ed il valore massimo dell'energia erogabile dalla macchina frigorifera nello stesso periodo.

**Prospetto 10 - 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 di carico (F)	T aria esterna bulbo secco (°C)	T aria interna bulbo secco / bulbo umido (°C)	T acqua di condensazione in ingresso / in uscita della torre evaporativa (°C)	T aria interna bulbo secco / bulbo umido (°C)	T aria esterna bulbo secco (°C)	T acqua refrigerata in ingresso / in uscita dei ventilcon vettori (°C)	T acqua di condensazione in ingresso / in uscita della torre evaporativa (°C)	T acqua refrigerata in ingresso / in uscita dei ventilcon vettori (°C)
1	100%	35	27/19	30/35	27/19	35	12/7	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 a carichi parziali (figura 1), ovvero la curva che descrive l'andamento dei valori di EER di una macchina frigorifera in funzione del fattore di carico  $F$ . I valori di EER per fattori di carico inferiori al 25% vengono determinati come segue:

1. Unità Aria-aria e Acqua-aria:

- 20% EER4 = 0,94
- 15% EER4 = 0,85
- 10% EER4 = 0,73
- 5% EER4 = 0,50
- 2% EER4 = 0,26
- 1% EER4 = 0,14

2. Unità Aria-acqua e Acqua-acqua:

- 20% EER4 = 0,95
- 15% EER4 = 0,94
- 10% EER4 = 0,87
- 5% EER4 = 0,71
- 2% EER4 = 0,46
- 1% EER4 = 0,29

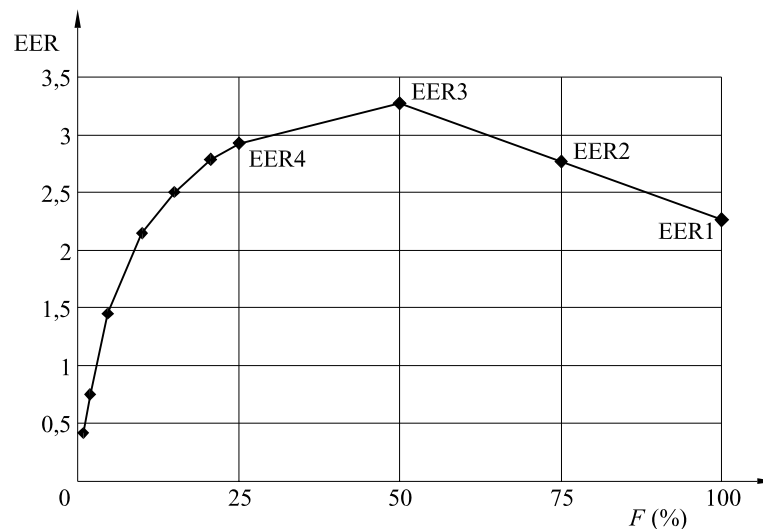
La curva così ottenuta è utilizzata per ottenere valori di EER corrispondenti a fattori di carico diversi da quelli di riferimento (100%, 75%, 50%, 25%), da utilizzare per il calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile  $\eta_{mm}$ .

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 nel prEN 14825:2008. Alternativamente, in caso il calcolo non sia possibile per mancanza dei dati necessari, ai fini del calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile  $\eta_{mm}$  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  $\eta_7$  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  $\eta_{mm}$  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  $\eta_7$  descritti in seguito.

Nell'appendice G si riporta il metodo per calcolare il Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER), uno strumento utile per confrontare le prestazioni di diverse macchine frigorifere.

**Figura 1 - Esempio di andamento dei valori di EER di una macchina frigorifera in funzione del fattore di carico**



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 C) dove sono indicate le variazioni percentuali ( $\eta_1$ ) rispetto alle prestazioni nominali di riferimento per le quattro macro tipologie di macchine frigorifere (Aria-Acqua, Acqua-Acqua, Aria-Aria, Acqua-Aria).

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  $\eta_7$  ricavabili dai prospetti riportati nell'appendice D).

### 5.5.2 Coefficiente di prestazione medio mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera $\eta_{mm}$

Il coefficiente medio di prestazione mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera  $\eta_{mm}$  viene determinato applicando la seguente formula di calcolo, da ripetersi per tutti i mesi della stagione di climatizzazione estiva:

$$\eta_{mm,k} = EER(F_k) \times \eta_1(F_k) \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 \times \eta_5 \times \eta_6 \times \eta_7 \quad (15)$$

dove per il mese k-esimo:

$F_k$  è il fattore di carico medio mensile, calcolato come rapporto tra la quantità di energia termica richiesta per il raffreddamento e la ventilazione ( $Q_{Cr} + Q_v$ ) nel mese k-esimo ed il valore massimo dell'energia erogabile dalla macchina frigorifera nello stesso mese (ovvero:  $h \times \Phi_n$ , dove  $h$  è il numero di ore mensili e  $\Phi_n$  la potenza nominale della macchina frigorifera);

$EER(F_k)$  è il rapporto di efficienza energetica ottenuto in corrispondenza del fattore di carico  $F_k$ , e ricavabile per interpolazione dalle curve degli EER costruite secondo quanto indicato al punto 5.5.1;

$\eta_1(F_k)$  è il coefficiente correttivo ottenuto in corrispondenza del fattore di carico  $F_k$ , e ricavabile per doppia interpolazione dai prospetti nell'appendice C;

$\eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6, \eta_7$  sono i coefficienti correttivi ricavabili dai prospetti riportati nell'appendice D.

Nel caso di centrali frigorifere dotate di più di un gruppo frigorifero, il fattore di carico  $F_k$  ed il coefficiente di prestazione medio mensile  $\eta_{mm}$  devono essere calcolati in funzione della logica di inserimento dei gruppi.

Si conoscono a questo punto tutti gli elementi necessari per il calcolo del fabbisogno di energia primaria per climatizzazione estiva  $Q_{C,P}$ .



NOTA - Per fini diversi dal calcolo di  $Q_{C,P}$  può essere calcolato anche il coefficiente di prestazione medio stagionale di una macchina frigorifera  $\eta_{ms}$ , dato da:

$$\eta_{ms} = \frac{Q_{Cr} + Q_v}{Q_{el}} \quad (16)$$

dove:

$\eta_{ms}$  è il coefficiente di prestazione medio stagionale;

$Q_{el}$  è il fabbisogno di energia elettrica per climatizzazione estiva [kWh];

$Q_{Cr}$  è il fabbisogno effettivo per il raffrescamento [kWh];

$Q_v$  è il fabbisogno per trattamento dell'aria [kWh].

Il valore di  $Q_{el}$  è dato dalla somma dei fabbisogni di energia elettrica per ogni mese della stagione di climatizzazione estiva  $Q_{el,k}$ , ricavati con la seguente formula:

$$Q_{el,k} = \frac{Q_{Cr,k} + Q_{v,k}}{\eta_{mm,k}} \quad [\text{kWh}] \quad (17)$$

dove per il mese k-esimo:

$Q_{Cr,k}$  è il fabbisogno di energia termica effettiva per il raffrescamento [kWh];

$Q_{v,k}$  è il fabbisogno di energia termica per i trattamenti dell'aria [kWh];

$\eta_{mm,k}$  è il coefficiente di prestazione medio.

## APPENDICE A – Calcolo delle perdite di distribuzione

### (normativa)

#### A.1 Generalità

Ai fini della determinazione delle perdite delle reti di distribuzione i sistemi di climatizzazione estiva si considerano suddivisi come indicato nel prospetto A.1.

#### Prospetto A.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 climatizzati o all'esterno le perdite si calcolano secondo l'appendice A (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"> <li>- unità terminali in ambiente ad acqua refrigerata con o senza ventilatore;</li> <li>- unità centralizzata di trattamento termoigrometrico di aria primaria con distribuzione agli ambienti.</li> </ul> <p>2 sistemi costituiti da:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- unità centralizzata di trattamento aria e distribuzione centralizzata di aria;</li> <li>- unità di zona ad acqua.</li> </ul> <p>3 sistemi costituiti da:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- unità centralizzata di trattamento dell'aria alimentata ad acqua;</li> <li>- distribuzione canalizzata di aria trattata.</li> </ul> <p>4 sistemi costituiti da:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- pannelli integrati nelle murature alimentati ad acqua;</li> <li>- unità centralizzata di trattamento termoigrometro di aria primaria alimentata ad acqua con distribuzione di aria separata.</li> </ul> <p>5 sistemi costituiti da:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- elementi installati nello spazio climatizzato disaccoppiati termicamente dalle strutture (travi radianti) alimentati ad acqua;</li> <li>- rete di aria trattata con immissione diretta negli elementi stessi o separata.</li> </ul>	<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 l'appendice A.</p>

Come indicato nel prospetto A.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 sono date dalla somma delle perdite di tutti i circuiti di distribuzione di aria e di acqua, ossia:

$$Q_{l,d,k} = \sum_i Q_{l,da,k} + \sum_i Q_{l,dw,k} \quad [\text{kWh}] \quad (\text{A.1})$$

dove per il mese k-esimo:

$Q_{l,da,k}$  sono le perdite di distribuzione nelle canalizzazioni di aria trattata [kWh];

$Q_{l,dw,k}$  sono le perdite di distribuzione nelle tubazioni di acqua refrigerata [kWh].

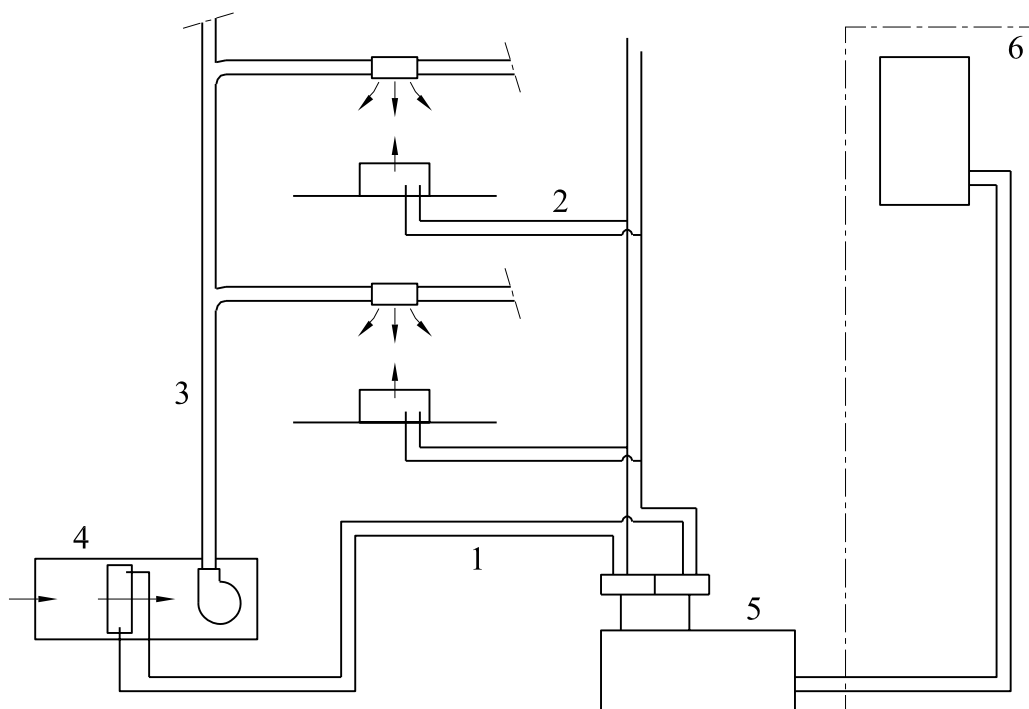
NOTA - A titolo di esempio si indica il caso di un impianto di climatizzazione con ventilconvettori e relativo circuito di distribuzione di acqua refrigerata e distribuzione di aria primaria trattata da apposita unità di trattamento. Nell'esempio si identificano tre circuiti:

- circuito 1: acqua refrigerata a temperatura (7-12) °C per alimentazione dell'unità trattamento aria;
- circuito 2: acqua refrigerata a temperatura (10-15) °C per alimentazione ventilconvettori;
- circuito 3: distribuzione aria primaria agli ambienti 24 °C.

**Figura A.1 – Esempio di circuito di distribuzione di acqua refrigerata e di aria primaria trattata**

#### Legenda

- 1 Circuito 1
- 2 Circuito 2
- 3 Circuito 3
- 4 Unità trattamento aria primaria (UTA)
- 5 Gruppo refrigeratore d'acqua
- 6 Torre evaporativa



Le perdite del circuito acqua della torre di raffreddamento sono trascurate ai fini della presente specifica tecnica.

## A.2 Perdite di distribuzione nelle canalizzazioni $Q_{l,da}$

### A.2.1 Generalità

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 perdite energetiche di massa, dovute al trafilaggio di aria dalle canalizzazioni, e sono determinate secondo la seguente formula:

$$Q_{l,d,k} = Q_{l,d,tr,k} + Q_{l,d,m,k} \quad [\text{kWh}] \quad (\text{A.2})$$

dove per il mese k-esimo:

$Q_{l,d,tr,k}$  sono le perdite di energia termica per trasmissione del calore [kWh];

$Q_{l,d,m,k}$  sono le perdite di energia termica dovute a perdite di massa, determinate secondo la UNI EN 15242 [kWh].

### A.2.2 Metodo analitico per il calcolo di $Q_{l,d,tr}$

La determinazione di  $Q_{l,d,tr,k}$  è effettuata con la seguente formula:

$$Q_{l,d,tr,k} = \sum \frac{U'}{1000} \times (\theta_{e,k} - \theta_{int,d}(F_k)) \times D_d \times h_k \quad [\text{kWh}] \quad (\text{A.3})$$

dove per il mese k-esimo:

$\theta_{int,d}(F_k)$  è la temperatura effettiva di mandata dell'aria, dipendente dal fattore di carico  $F_k$ , determinata secondo la (A.5) [°C];

$\theta_{e,k}$  è la temperatura del locale non riscaldato o del clima esterno [°C];

$D_d$  è la lunghezza dei canali di distribuzione dell'aria [m];

$h_k$  è il numero di ore del mese [h];

$U'$  è la trasmittanza lineare dei canali in aria, determinata secondo la (A.4) [W/(m×K)].

La trasmittanza lineare  $U'$  per canali in aria si determina come:

$$U' = \frac{\pi}{\frac{1}{2\lambda_d} \ln \frac{D_e}{D_{int}} + \frac{1}{\beta_e \cdot D_e}} \quad [\text{W}/(\text{m} \times \text{K})] \quad (\text{A.4})$$

dove:

$\lambda_d$  è la conduttività del materiale isolante del canale [W/(m×K)];

$\beta_e$  è l'adduttanza sulla superficie esterna del canale [W/(m<sup>2</sup>×K)];

$D_e$  è il diametro equivalente<sup>3</sup> esterno del canale [m];

$D_{int}$  è il diametro equivalente interno del canale [m].

<sup>3</sup> Nel caso di canali rettangolari si determina il diametro di un canale circolare equivalente, avente lo stesso perimetro esterno del canale rettangolare e quindi la stessa superficie disperdente.

La temperatura effettiva di mandata dell'aria  $\theta_{\text{int,d}}(F_k)$  dipende dal fattore di carico  $F_k$  tramite la relazione:

$$\theta_{\text{int,d}}(F_k) = \theta_{\text{int,set}} - (\theta_{\text{int,set}} - \theta_{\text{int,d,des}}) \times F_k \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{A.5})$$

dove per il mese k-esimo:

$\theta_{\text{int,set}}$  è la temperatura interna di regolazione dell'ambiente condizionato [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$\theta_{\text{int,des}}$  è la temperatura di mandata in condizioni di progetto [ $^{\circ}\text{C}$ ].

La dimensione del canale principale, che si ipotizza possa essere la parte disperdente verso zone non climatizzate, qualora non disponibile, viene stimata tramite la relazione:

$$D_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 \times q}{\pi \times 3600 \times v}} \quad [\text{m}] \quad (\text{A.6})$$

dove:

$q$  è la portata d'aria del canale principale [ $\text{m}^3/\text{h}$ ];

$v$  è la velocità media del canale [ $\text{m/s}$ ].

La temperatura esterna deve essere sostituita con la temperatura sole-aria della località di appartenenza.

Nel caso di canali esposti all'irraggiamento solare la temperatura esterna deve tener conto dell'effetto dell'irraggiamento. In questo caso, pertanto, il valore della temperatura esterna da utilizzare nella (A.3) è dato dalla media tra la temperatura media mensile sole-aria e la temperatura media mensile dell'aria<sup>4</sup>.

La temperatura sole-aria media mensile viene calcolata nella seguente modalità:

$$\theta_{\text{e,t}} = \theta_{\text{e}} + \alpha \times \frac{I_{\text{mm}}}{\beta_{\text{e}}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{A.7})$$

dove:

$\theta_{\text{e,t}}$  è la temperatura sole-aria [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$\theta_{\text{e}}$  è la temperatura aria esterna [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$\alpha$  è il coefficiente di assorbimento della superficie;

$I_{\text{mm}}$  è l'irradianza media mensile [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$\beta_{\text{e}}$  è l'adduttanza sulla superficie esterna del canale [ $\text{W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$ ].

L'irradianza media mensile è data dalla:

$$I_{\text{mm}} = \frac{H_{\text{gh}} \times 10^6}{86400} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (\text{A.8})$$

dove:

$H_{\text{gh}}$  è la irradiazione solare giornaliera media mensile (diretta-diffusa) su piano orizzontale, ricavabile dalla UNI 10349.

<sup>4</sup> Si considera la media tra le due temperature poiché difficilmente tutte le superfici del canale sono esposte al sole durante l'intero arco della giornata.

### A.2.3 Metodo semplificato per il calcolo di $Q_{l,d,tr}$

È possibile calcolare le perdite per scambio di calore con la seguente formula:

$$Q_{l,d,tr,k} = \left( \Phi_{l,d,k} \times D_d \times h_k \times \frac{1}{1000} \right) \text{ [kWh]} \quad (\text{A.9})$$

dove per il mese k-esimo:

$\Phi_{l,d,k}$  è la potenza frigorifera persa per scambio termico per ogni metro di canale, ottenuto per interpolazione dai prospetti A.3, A.4, A.5 e A.6 [W/m];

$D_d$  è la lunghezza dei canali di distribuzione dell'aria [m];

$h_k$  è il numero di ore del mese [h].

In caso di condizioni di temperatura esterna non compresa tra i limiti riportati nei prospetti i valori di  $\Phi_{l,d}$  devono essere ricavati per estrapolazione.

NOTA - La coibentazione dei canali percorsi da aria fredda ha non solo lo scopo di ridurre i guadagni di calore (e quindi le perdite di potenza frigorifera) ma anche quello di evitare la condensazione di vapor d'acqua sulla superficie esterna del canale.

Nel prospetto A.2 sono indicate le differenze di temperatura ammesse tra aria esterna e superficie del canale per evitare la condensazione per diverse temperature e umidità relative dell'aria esterna al canale.

#### Prospetto A.2 - Differenza di temperatura tra superficie esterna del canale e temperatura dell'aria tale da evitare la condensazione sulla superficie del canale

Temperatura aria esterna $\theta_e$ [°C]	Umidità relativa dell'aria [%]					
	50	60	70	80	90	95
26	11,2	8,4	5,8	3,7	1,8	0,9
28	11,4	8,5	6,0	3,8	1,8	0,9
30	11,6	8,6	6,1	3,8	1,8	0,9
32	11,8	8,8	6,2	3,9	1,8	0,9

#### Prospetto A.3 - Emissioni verso locale interno non climatizzato – Altezza del locale: 3 m

		Temperatura media aria esterna al canale nel periodo di funzionamento $\theta_e$ [°C]			
		26	28	30	32
Diametro equivalente medio canali principali $D$ [m]	Trasmittanza lineare canale $\psi$ [W/(m×K)]	Potenza frigorifera persa dalla rete			
		$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [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 A.4 - Emissioni verso locale interno non climatizzato – Altezza del locale: 6 m**

		Temperatura media aria esterna al canale nel periodo di funzionamento $\theta_e$ [°C]			
		26	28	30	32
Diametro equivalente medio canali principali	Trasmittanza lineare canale	Potenza frigorifera persa dalla rete			
$D$ [m]	$\psi$ [W/(m×K)]	$\Phi_{i,d}$ [W/m]	$\Phi_{i,d}$ [W/m]	$\Phi_{i,d}$ [W/m]	$\Phi_{i,d}$ [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 A.5 - Emissioni verso l'esterno con rivestimento canali protetti dal sole – Altezza del locale: 3 m**

		Temperatura media aria esterna al canale $\theta_e$ [°C]				
		25	24	23,5	21,5	16
Diametro equivalente medio canali principali	Trasmittanza lineare canale	Potenza frigorifera persa dalla rete				
$D$ [m]	$\psi$ [W/(m×K)]	$\Phi_{i,d}$ [W/m]	$\Phi_{i,d}$ [W/m]	$\Phi_{i,d}$ [W/m]	$\Phi_{i,d}$ [W/m]	$\Phi_{i,d}$ [W/m]
0,376	1,8	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	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	13,1	10,1	0	0
1,407	6,39	20,5	14,1	10,9	0	0

**Prospetto A.6 - Emissioni verso l'esterno con rivestimento canali esposti al sole – Altezza del locale: 3 m**

		Temperatura media aria esterna al canale $\theta_e$ [°C]				
		28	27	26,5	24	18
Diametro equivalente medio canali principali	Trasmittanza lineare canale	Potenza frigorifera persa dalla rete				
$D$ [m]	$\psi$ [W/(m×K)]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]
0,376	1,8	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

NOTA - Per fini diversi dal calcolo del  $Q_{C,P}$  è possibile calcolare  $Q_{l,d}$  in condizioni di funzionamento non continuo utilizzando i prospetti A.7 e A.8.

**Prospetto A.7 - Emissioni verso l'esterno con rivestimento canali protetti dal sole – Altezza del locale: 3 m; funzionamento 10 h dalle ore 8.00 alle ore 18.00 del giorno per 900 h annue**

		Temperatura media aria esterna al canale $\theta_e$ [°C]				
		28	27	26,5	25	19,5
Diametro equivalente medio canali principali	Trasmittanza lineare canale	Potenza frigorifera persa dalla rete				
$D$ [m]	$\psi$ [W/(m×K)]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]
0,376	1,8	11,1	9,3	8,4	5,8	0
0,461	2,18	13,4	11,3	10,2	7,0	0
0,532	2,49	15,4	13,0	11,8	8,0	0
0,651	3,03	18,8	15,8	14,2	9,7	0
0,752	3,47	21,6	18,1	16,3	11,1	0
0,841	3,87	24,0	20,1	18,2	12,3	0
0,921	4,23	26,2	22,0	19,9	13,6	0
0,995	4,56	28,2	23,7	21,4	14,6	0
1,064	4,86	30,1	25,2	22,9	15,6	0
1,128	5,15	31,9	26,8	24,2	16,4	0
1,189	5,42	33,6	28,2	25,4	17,3	0
1,303	5,92	36,8	30,8	27,9	19,0	0
1,407	6,39	39,7	33,2	30,0	20,4	0



**Prospetto A.8 - Emissioni verso l'esterno con rivestimento canali esposti al sole – Altezza del locale: 3 m; funzionamento 10 h dalle ore 8.00 alle ore 18.00 del giorno per 900 h annue**

		Temperatura media aria esterna al canale $\theta_e$ [°C]				
		28	27	26,5	25	19,5
Diametro equivalente medio canali principali	Trasmittanza lineare canale	Potenza frigorifera persa dalla rete				
$D$ [m]	$\psi$ [W/(m×K)]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]	$\Phi_{l,d}$ [W/m]
0,376	1,8	22,0	21,1	20,2	15,7	4,9
0,461	2,18	26,6	25,4	24,3	18,9	5,9
0,532	2,49	30,4	29,2	27,9	21,7	6,8
0,651	3,03	36,9	35,4	33,9	26,3	8,2
0,752	3,47	42,4	40,7	38,9	30,2	9,3
0,841	3,87	47,2	45,3	43,3	33,7	10,4
0,921	4,23	51,6	49,4	47,3	36,8	11,4
0,995	4,56	55,6	53,3	51,0	39,7	12,3
1,064	4,86	59,3	56,9	54,4	42,3	13,1
1,128	5,15	62,8	60,2	57,7	44,8	13,9
1,189	5,42	66,1	63,4	60,7	47,1	14,7
1,303	5,92	72,3	69,3	66,3	51,6	16,0
1,407	6,39	78,0	74,8	71,6	55,6	17,2

### A.3 Perdite di distribuzione nelle tubazioni $Q_{l,dw}$

Le perdite di distribuzione delle tubazioni sono determinate con il metodo riportato nell'appendice A alla UNI/TS 11300-2:2008. Nel fare riferimento a tale appendice si deve tenere presente che, come nel caso dei canali percorsi da aria fredda, anche nel caso di tubazioni di acqua refrigerata la coibentazione deve assicurare una temperatura superficiale tale da evitare la condensazione di vapor d'acqua in relazione alla temperatura e umidità relativa dell'aria esterna alla tubazione.

Ai fini del calcolo si considerano due casi:

1. Reti di tubazioni che alimentano unità terminali ad acqua (ventiloconvettori, pannelli, ecc.). Qualora non siano disponibili i dati necessari per il calcolo analitico, le perdite di distribuzione si possono determinare utilizzando la seguente formula.

$$Q_{l,dw} = (Q_{C,nd,k} + Q_{l,e,k} + Q_{l,rg,k}) \times \frac{1 - \eta_{dw}}{\eta_{dw}} \quad [\text{kWh}] \quad (\text{A.10})$$

dove:

$Q_{C,nd,k}$  è il fabbisogno ideale per raffrescamento del mese k-esimo [kWh];

$Q_{l,e,k}$  sono le perdite totali di emissione del mese k-esimo [kWh];

$Q_{l,rg,k}$  sono le perdite di regolazione del mese k-esimo [kWh];

$\eta_{dw}$  è il rendimento di distribuzione, ricavato utilizzando i valori precalcolati del prospetto A.9.

2. Circuiti che alimentano scambiatori acqua refrigerata/aria in unità di trattamento aria. In questo caso deve essere effettuato il calcolo dettagliato secondo l'appendice A della UNI/TS 11300-2:2008, in base alle caratteristiche del circuito, delle temperature dell'acqua e dell'ambiente esterno.

Ai fini del calcolo mensile delle perdite di distribuzione si deve distinguere tra:

- reti a temperatura costante;
- reti a temperatura variabile nei vari mesi in base ai fattori di carico e alle modalità di regolazione.

Nel caso di utilizzo di valori precalcolati si considerano perdite costanti per tutti i mesi di attivazione dell'impianto di climatizzazione.

**Prospetto A.9 – 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 di distribuzione di una rete a distribuzione orizzontale di piano
1	0,975	0,98
2	0,98	0,98
3	0,985	0,98
4	0,99	0,99
5	0,99	0,99
>5	0,99	0,99

I valori si riferiscono a reti interne a temperatura compresa tra 10 °C e 15 °C isolate per evitare la condensazione e con barriera di vapore.

## APPENDICE B – Metodi per il calcolo delle perdite di accumulo (normativa)

Le perdite di accumulo  $Q_{l,d,s}$  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.

$$Q_{l,d,s,k} = \frac{A_s}{D_s} \times (\theta_s - \theta_e) \times h_k \times \lambda_s \times \frac{1}{1\,000} \quad [\text{kWh}] \quad (\text{B.1})$$

dove:

$A_s$  è la superficie esterna dell'accumulo [ $\text{m}^2$ ];

$D_s$  è lo spessore dello strato isolante [m];

$\lambda_s$  è la conduttività dello strato isolante [ $\text{W}/(\text{m} \times \text{K})$ ];

$h_k$  è il numero di ore del mese k-esimo [h];

$\theta_s$  è la temperatura media nell'accumulo [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$\theta_e$  è la temperatura ambiente del locale di installazione dell'accumulo nel mese k-esimo [ $^{\circ}\text{C}$ ].

In mancanza dei dati sopra elencati, le perdite di accumulo possono essere calcolate con la seguente formula semplificata:

$$Q_{l,d,s,k} = h_k \times \Phi_{l,d,s} \quad [\text{kWh}] \quad (\text{B.2})$$

dove  $\Phi_{l,d,s}$  si ricava dal prospetto B.1.

### Prospetto B.1 - Valori di $\Phi_{l,d,s}$ in funzione del volume dell'accumulo

Volume di accumulo [l]	$\Phi_{l,d,s}$ [kW]
10-50	0,03
51-200	0,06
201-1 500	0,12
1 500-10 000	0,5
Oltre 10 000	0,9

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 al punto 5.1.4.

## APPENDICE C - Calcolo del coefficiente correttivo $\eta_1$ per macchine con funzionamento in condizioni diverse da quelle nominali (normativa)

I dati forniti dal costruttore o dall'ente di prova forniscono i valori di EER in condizioni di temperatura di riferimento. 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  $\eta_1$ . Nei prospetti della presente appendice si indicano i valori di  $\eta_1$  per le diverse tipologie di macchine, nelle condizioni di funzionamento con fattore di carico pari a 100%, 75%, 50% e 25%. Per ciascun prospetto, in corrispondenza delle condizioni di temperatura di riferimento (evidenziate nei prospetti seguenti)  $\eta_1$  assume naturalmente valore pari a 1. Il valore di  $\eta_1$  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  $\eta_1$  relativi al funzionamento con fattore di carico pari a 25%.

I valori ricavati tramite i coefficienti dei prospetti sono da ritenersi di "default". Nel caso siano resi disponibili dal costruttore per le singole macchine valori migliori o differenti, questi ultimi possono essere usati dal progettista del sistema edificio/impianto per il calcolo dei consumi 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.

### Prospetto C.1 – Valori del coefficiente correttivo $\eta_1$ 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	50 °C
Temperatura acqua in uscita ( $\Delta\theta = 5$ °C)	10 °C	2,053	1,770	1,511	1,293	1,073	0,925	0,797	0,687
	9 °C	2,006	1,728	1,475	1,263	1,048	0,903	0,779	0,671
	8 °C	1,959	1,688	1,441	1,233	1,024	0,882	0,760	0,655
	7 °C	1,913	1,649	1,407	1,204	1,000	0,862	0,743	0,640
	6 °C	1,869	1,610	1,375	1,176	0,977	0,842	0,725	0,625
	5 °C	1,825	1,573	1,343	1,149	0,954	0,822	0,709	0,611
	4 °C	1,782	1,536	1,311	1,122	0,932	0,803	0,692	0,596

### Prospetto C.2 – Valori del coefficiente correttivo $\eta_1$ 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	50 °C
Temperatura acqua in uscita ( $\Delta\theta = 3,75$ °C)	10 °C	1,621	1,397	1,252	1,073	0,892	0,769	0,663	0,571
	9 °C	1,584	1,365	1,223	1,048	0,871	0,751	0,647	0,558
	8 °C	1,547	1,333	1,195	1,024	0,851	0,733	0,632	0,545
	7 °C	1,511	1,302	1,167	1,000	0,831	0,716	0,617	0,532
	6 °C	1,475	1,272	1,140	0,977	0,812	0,700	0,603	0,520
	5 °C	1,441	1,242	1,113	0,954	0,793	0,683	0,589	0,508
	4 °C	1,408	1,213	1,087	0,932	0,774	0,667	0,575	0,496

Prospetto C.3 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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	50 °C
Temperatura acqua in uscita – ( $\Delta\theta = 2,5$ °C)	10 °C	1,389	1,197	1,073	0,920	0,766	0,660	0,569	0,490
	9 °C	1,356	1,169	1,048	0,899	0,748	0,645	0,556	0,479
	8 °C	1,325	1,142	1,024	0,878	0,731	0,630	0,543	0,468
	7 °C	1,294	1,115	1,000	0,858	0,714	0,615	0,530	0,457
	6 °C	1,264	1,089	0,977	0,838	0,697	0,601	0,518	0,446
	5 °C	1,234	1,064	0,954	0,818	0,681	0,587	0,506	0,436
	4 °C	1,206	1,039	0,932	0,799	0,665	0,573	0,494	0,426

Prospetto C.4 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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	50 °C
Temperatura acqua in uscita – ( $\Delta\theta = 1,25$ °C)	10 °C	1,245	1,073	0,843	0,766	0,633	0,545	0,47	0,405
	9 °C	1,216	1,048	0,824	0,749	0,618	0,533	0,459	0,396
	8 °C	1,188	1,024	0,805	0,731	0,604	0,52	0,4483	0,386
	7 °C	1,160	1,000	0,786	0,714	0,59	0,508	0,4379	0,377
	6 °C	1,133	0,977	0,768	0,697	0,576	0,496	0,428	0,369
	5 °C	1,107	0,954	0,750	0,681	0,562	0,485	0,418	0,360
	4 °C	1,081	0,932	0,732	0,665	0,549	0,473	0,408	0,352

Prospetto C.5 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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 evaporatore – ( $\Delta\theta = 5$ °C)	10 °C	1,366	1,260	1,163	1,073	0,955
	9 °C	1,334	1,231	1,136	1,048	0,933
	8 °C	1,303	1,202	1,110	1,024	0,911
	7 °C	1,273	1,174	1,084	1,000	0,890
	6 °C	1,243	1,147	1,058	0,977	0,869
	5 °C	1,214	1,120	1,034	0,954	0,849
	4 °C	1,186	1,094	1,010	0,932	0,829

Prospetto C.6 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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 evaporatore – ( $\Delta\theta = 3,75$ °C)	10 °C	1,260	1,163	1,073	0,990	0,881
	9 °C	1,231	1,136	1,048	0,967	0,861
	8 °C	1,202	1,110	1,024	0,945	0,841
	7 °C	1,174	1,084	1,000	0,923	0,821
	6 °C	1,147	1,058	0,977	0,901	0,802
	5 °C	1,120	1,034	0,954	0,880	0,783
	4 °C	1,094	1,010	0,932	0,860	0,765

Prospetto C.7 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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 evaporatore – ( $\Delta\theta = 2,5$ °C)	10 °C	1,163	1,073	0,990	0,914	0,813
	9 °C	1,136	1,048	0,967	0,893	0,794
	8 °C	1,110	1,024	0,945	0,872	0,776
	7 °C	1,084	1,000	0,923	0,852	0,758
	6 °C	1,058	0,977	0,901	0,832	0,740
	5 °C	1,034	0,954	0,880	0,812	0,723
	4 °C	1,010	0,932	0,860	0,793	0,706

Prospetto C.8 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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 evaporatore – ( $\Delta\theta = 1,25$ °C)	10 °C	1,073	0,990	0,914	0,843	0,750
	9 °C	1,048	0,967	0,893	0,824	0,733
	8 °C	1,024	0,945	0,872	0,805	0,716
	7 °C	1,000	0,923	0,852	0,786	0,699
	6 °C	0,977	0,901	0,832	0,767	0,683
	5 °C	0,954	0,880	0,812	0,750	0,667
	4 °C	0,932	0,860	0,793	0,732	0,651

Prospetto C.9 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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	50 °C
Temperatura bulbo umido aria ambiente interno	16 °C	1,432	1,296	1,173	1,062	0,962	0,871	0,788	0,714
	18 °C	1,460	1,322	1,197	1,083	0,981	0,888	0,804	0,728
	19 °C	1,489	1,348	1,220	1,105	1,000	0,905	0,820	0,742
	20 °C	1,518	1,374	1,244	1,126	1,020	0,923	0,836	0,757
	22 °C	1,548	1,401	1,269	1,149	1,040	0,941	0,852	0,771

**Prospetto C.10 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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	50 °C
Temperatura bulbo umido aria ambiente interno	16 °C	1,296	1,173	1,062	0,962	0,871	0,788	0,714	0,646
	18 °C	1,322	1,197	1,083	0,981	0,888	0,804	0,728	0,659
	19 °C	1,348	1,220	1,105	<b>1,000</b>	0,905	0,820	0,742	0,672
	20 °C	1,374	1,244	1,126	1,020	0,923	0,836	0,757	0,685
	22 °C	1,401	1,269	1,149	1,040	0,941	0,852	0,771	0,698

**Prospetto C.11 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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	50 °C
Temperatura bulbo umido aria ambiente interno	16 °C	1,173	1,062	0,962	0,871	0,788	0,714	0,646	0,585
	18 °C	1,197	1,083	0,981	0,888	0,804	0,728	0,659	0,596
	19 °C	1,220	1,105	<b>1,000</b>	0,905	0,820	0,742	0,672	0,608
	20 °C	1,244	1,126	1,020	0,923	0,836	0,757	0,685	0,620
	22 °C	1,269	1,149	1,040	0,941	0,852	0,771	0,698	0,632

**Prospetto C.12 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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 bulbo umido 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	<b>1,000</b>	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

**Prospetto C.13 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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 bulbo umido aria ambiente interno	16 °C	1,224	1,129	1,042	0,962	0,856
	18 °C	1,248	1,152	1,063	0,981	0,872
	19 °C	1,273	1,174	1,084	<b>1,000</b>	0,890
	20 °C	1,298	1,198	1,105	1,020	0,907
	22 °C	1,323	1,221	1,127	1,040	0,925

Prospetto C.14 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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 bulbo umido aria ambiente interno	16 °C	1,129	1,042	0,962	0,887	0,790
	18 °C	1,152	1,063	0,981	0,905	0,805
	19 °C	1,174	1,084	<b>1,000</b>	0,923	0,821
	20 °C	1,198	1,105	1,020	0,941	0,837
	22 °C	1,221	1,127	1,040	0,960	0,854

Prospetto C.15 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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 bulbo umido aria ambiente interno	16 °C	1,042	0,962	0,887	0,819	0,729
	18 °C	1,063	0,981	0,905	0,835	0,743
	19 °C	1,084	<b>1,000</b>	0,923	0,852	0,758
	20 °C	1,105	1,020	0,941	0,868	0,772
	22 °C	1,127	1,040	0,960	0,885	0,788

Prospetto C.16 – Valori del coefficiente correttivo  $\eta_1$  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 bulbo umido aria ambiente interno	16 °C	0,962	0,887	0,819	0,756	0,672
	18 °C	0,981	0,905	0,835	0,771	0,686
	19 °C	<b>1,000</b>	0,923	0,852	0,786	0,699
	20 °C	1,020	0,941	0,868	0,801	0,713
	22 °C	1,040	0,960	0,885	0,817	0,727



## APPENDICE D - Coefficienti di correzione per l'adeguamento alle reali condizioni di funzionamento (normativa)

La presente appendice illustra i metodi di calcolo per i coefficienti  $\eta_2$ ,  $\eta_3$ ,  $\eta_4$ ,  $\eta_5$ ,  $\eta_6$  ed  $\eta_7$  in funzione della tipologia di macchina. È possibile interpolare, ma non estrapolare, i coefficienti riportati nei prospetti.

NOTA - L'uso di batterie con alette pre-rivestite con film anticorrosione comporta un degrado delle prestazioni trascurabile e pertanto non viene preso in considerazione come fattore di correzione.

### D.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.

#### D.1.1 Per tutte le unità

L'andamento del coefficiente di correzione  $\eta_2$  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 D.1.

#### Prospetto D.1 - Coefficiente di correzione $\eta_2$ in funzione della velocità del ventilatore unità interna

Velocità ventilatore	$\eta_2$
Alta (nominale)	1,00
Media	0,99
Bassa	0,98

#### D.1.2 Sistemi split con compressore a velocità fissa

I valori del coefficiente di correzione  $\eta_3$  in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di aspirazione per il collegamento fra unità interna ed unità esterna sono riportati nel prospetto D.2.

#### Prospetto D.2 - Coefficiente di correzione $\eta_3$ 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
$\eta_3$	1,04	1,00	0,975	0,955	0,94	0,915	0,875	0,81

#### D.1.3 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 D.3 sono riportati i coefficienti di correzione  $\eta_4$  in funzione della portata dei canali.

#### Prospetto D.3 - Coefficiente di correzione $\eta_4$ in funzione della portata dei canali dell'unità interna

Percentuale della portata nominale [%]	80	90	100	110	120
$\eta_4$	0,96	0,98	1,00	1,02	1,03

### D.1.4 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  $\eta_5$  (il cui andamento è descritto nel prospetto D.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 D.4 - Coefficiente di correzione $\eta_5$ in funzione della portata dei canali dell'unità esterna

Percentuale della portata nominale [%]	80	90	100	110	120
$\eta_5$	0,94	0,97	1,00	1,02	1,04

In caso di uso di setti insonorizzanti il coefficiente  $\eta_5$  è pari a 0,93.

## D.2 Macchine ad espansione diretta “acqua-aria” (raffreddate ad acqua) con compressore a velocità fissa

### D.2.1 Per tutte le unità

I valori del coefficiente di correzione  $\eta_2$  in funzione della velocità del ventilatore unità interna sono riportati nel prospetto D.5.

#### Prospetto D.5 - Coefficiente di correzione $\eta_2$ in funzione della velocità del ventilatore unità interna

Velocità del ventilatore	$\eta_2$
Alta	1,00
Media	0,99
Bassa	0,98

### D.2.2 Sistemi split con compressore a velocità fissa

I coefficienti di correzione  $\eta_3$  in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di aspirazione per il collegamento fra unità interna ed unità esterna sono riportati nel prospetto D.6.

#### Prospetto D.6 - Coefficiente di correzione $\eta_3$ 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
$\eta_3$	1,04	1,00	0,975	0,955	0,94	0,915	0,875	0,81

### D.2.3 Unità o sistemi con sezione interna canalizzata

Oltre ai coefficienti correttivi dei prospetti sopra riportati occorre tener conto, introducendo il coefficiente di correzione  $\eta_4$  (il cui andamento è riportato nel prospetto D.7) anche della variazione della portata d'aria rispetto a quella nominale, dovuta alle perdite di carico dei canali dell'unità interna.

#### Prospetto D.7 - Coefficiente di correzione $\eta_4$ in funzione della portata dei canali dell'unità interna

Percentuale della portata nominale [%]	80	90	100	110	120
$\eta_4$	0,96	0,98	1,00	1,02	1,03

## D.2.4 Unità con acqua a portata fissa

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  $\eta_5$  che tenga conto della portata d'acqua diversa da quella di riferimento (prospetto D.8) ed il coefficiente correttivo  $\eta_6$  per la variazione del fattore di sporco (prospetto D.9).

### Prospetto D.8 – Coefficiente correttivo $\eta_5$ per la portata d'acqua (ovvero $\Delta\theta$ ) diversa da quelle di riferimento

Percentuale portata acqua rispetto alla nominale [%]	65	100	130
$\eta_5$	0,91	1,00	1,05

#### NOTA

- 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:  $\Delta\theta = 5$  °C
- Portata 65%:  $\Delta\theta = 7,7$  °C
- Portata 130% :  $\Delta\theta = 3,85$  °C

### Prospetto D.9 - Coefficiente correttivo $\eta_6$ per variazione del fattore di sporco

Fattore di sporco [(m <sup>2</sup> ×K)/kW]	0,02202	0,04403	0,08806	0,13209	0,17612
$\eta_6$	1,006	1,00	0,961	0,934	0,907

NOTA - Il valore di riferimento del fattore di sporco è 0,04403 (m<sup>2</sup>×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.

## D.2.5 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.

Nel prospetto D.10 sono riportati i valori del coefficiente correttivo  $\eta_7$  da utilizzare in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

### Prospetto D.10 - Coefficiente correttivo $\eta_7$ in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua

Percentuale di glicole [%]	10	20	30
$\eta_7$	0,991	0,989	0,985

## D.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 sporco, hanno un'influenza trascurabile. Si prende quindi in considerazione solo il valore di taratura "temperatura uscita acqua dal condensatore" (coefficiente 1, 2 3 e 4), e si possono trascurare gli altri fattori correttivi legati al condensatore  $\eta_5$ ,  $\eta_6$ ,  $\eta_7$ .

## D.3 Sistemi idronici "aria-acqua" (gruppi di refrigerazione acqua raffreddati ad aria)

### D.3.1 Per tutte le unità

Nei prospetti D.11 ed D.12 sono riportati rispettivamente i valori del coefficiente correttivo  $\eta_2$  in funzione del  $\Delta\theta$  dell'acqua all'evaporatore e il coefficiente correttivo  $\eta_3$  per tener conto del fattore di sporco.

**Prospetto D.11 - Coefficiente correttivo  $\eta_2$  per il  $\Delta\theta$  dell'acqua all'evaporatore diverso dal riferimento (variazione portata acqua)**

$\Delta\theta$ [°C]	4	5	6	7
$\eta_2$	0,99	1,00	1,01	1,03

NOTA - 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 D.12 - Coefficiente correttivo  $\eta_3$  per tener conto del fattore di sporcamiento**

Fattore di sporcamiento [(m <sup>2</sup> ×K)/kW]	0,02202	0,04403	0,08806	0,13209	0,17612
$\eta_3$	1,007	1,00	0,986	0,974	0,950

NOTA - Il valore di riferimento del fattore di sporcamiento è 0,04403 (m<sup>2</sup>×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.

**D.3.2 Utilizzo di miscela incongelabile**

Nel prospetto D.13 sono riportati i valori del coefficiente correttivo  $\eta_4$  in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

**Prospetto D.13 - Coefficiente correttivo  $\eta_4$  in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua**

Percentuale di glicole [%]	10	20	30
$\eta_4$	0,986	0,977	0,969

**D.3.3 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 D.14 sono indicati i valori del coefficiente di correzione per la variazione di portata d'aria.

**Prospetto D.14 - Coefficiente di correzione  $\eta_5$  per la variazione di portata d'aria**

Percentuale della portata nominale [%]	80	90	100	110	120
$\eta_5$	0,96	0,98	1,00	1,02	1,03

In caso di uso di setti insonorizzanti si ponga  $\eta_5$  pari a 0,93.

**D.3.4 Sistemi split (condensatore remoto)**

Nel prospetto D.15 sono indicati i fattori di correzione  $\eta_6$  delle capacità in raffreddamento in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di mandata per il collegamento fra unità interna ed unità esterna.

**Prospetto D.15 - Coefficienti di correzione  $\eta_6$  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
$\eta_6$	0,974	0,953	0,937	0,908	0,866	0,801

## D.4 Sistemi idronici “acqua-acqua” (gruppi di refrigerazione acqua raffreddati ad acqua)

### D.4.1 Per tutte le unità

Nei prospetti D.16 ed D.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 D.16 - Coefficiente correttivo  $\eta_2$  da utilizzare per il  $\Delta\theta$  acqua all'evaporatore diverso da quello di riferimento (variazione portata acqua)**

$\Delta\theta$ [°C]	4	5	6	7
$\eta_2$	0,99	1,00	1,01	1,03

NOTA - 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 D.17 - Coefficiente correttivo  $\eta_3$  per la variazione del fattore di sporcamento**

Fattore di sporcamento [(m <sup>2</sup> ×K)/kW]	0,02202	0,04403	0,08806	0,13209	0,17612
$\eta_3$	1,007	1,00	0,986	0,974	0,950

NOTA - Il valore di riferimento del fattore di sporcamento è 0,04403 (m<sup>2</sup>×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.

### D.4.2 Utilizzo di miscela incongelabile sull'evaporatore

Nel prospetto D.18 sono riportati i valori del coefficiente correttivo da utilizzare in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

**Prospetto D.18 - Coefficiente correttivo  $\eta_4$  in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua**

Percentuale di glicole [%]	10	20	30
$\eta_4$	0,986	0,977	0,969

### D.4.3 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  $\eta_5$  (prospetto D.19).

**Prospetto D.19 - Coefficiente correttivo  $\eta_5$  per  $\Delta\theta$  (portata acqua) al condensatore diversi da quelli di riferimento**

$\Delta\theta$ [°C]	3	4	5	6	7	8	9	10
$\eta_5$	1,047	1,021	1,00	0,966	0,956	0,929	0,907	0,880

Nel prospetto D.20 sono riportati i valori del coefficiente correttivo per la variazione del fattore di sporcamento.

**Prospetto D.20 – Coefficiente correttivo  $\eta_6$  per variazione del fattore di sporramento per unità con acqua di condensazione a portata fissa**

Fattore di sporramento [(m <sup>2</sup> ×K)/kW]	0,02202	0,04403	0,08806	0,13209	0,17612
$\eta_6$	1,006	1,00	0,961	0,934	0,907

NOTA - Il valore di riferimento del fattore di sporramento è 0,04403 (m<sup>2</sup>×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.

**D.4.4 Utilizzo di miscela incongelabile sul condensatore**

Nel prospetto D.21 sono indicati i valori del coefficiente correttivo in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

**Prospetto D.21 - Coefficiente correttivo  $\eta_7$  in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua**

Percentuale di glicole [%]	10	20	30
$\eta_7$	0,991	0,989	0,985

**D.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 sporramento, hanno un'influenza trascurabile. Si prende quindi in considerazione solo il valore di taratura "temperatura uscita acqua dal condensatore" (coefficiente 1, 2, 3 e 4), e si possono trascurare gli altri fattori correttivi legati al condensatore  $\eta_5$ ,  $\eta_6$ ,  $\eta_7$ .

## APPENDICE E - Esempio di calcolo dell'energia primaria per la climatizzazione (informativa) estiva

La presente appendice contiene un esempio di applicazione della metodologia di calcolo del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva di un edificio, illustrata nella presente specifica tecnica.

Si ipotizza una macchina frigorifera condensata ad aria della potenza nominale di 11,99 kW frigoriferi a 35 °C di aria esterna e (7 – 12) °C di salto termico dell'acqua refrigerata.

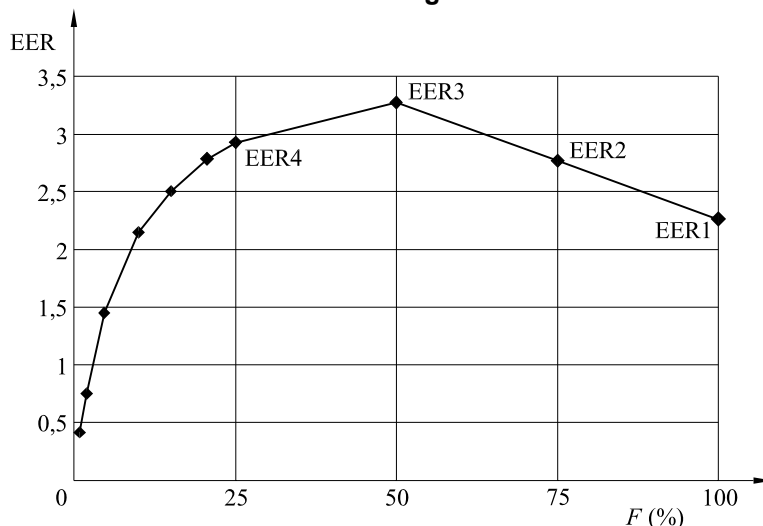
Si valutano i valori di EER e di  $\eta_1$  per un funzionamento reale nel mese di giugno a Milano con temperature dell'acqua sempre pari a (7 – 12) °C.

I dati di EERi riportati nel prospetto E.1 e nella figura E.1 sono forniti dal costruttore della macchina.

### Prospetto E.1 - Dati forniti dal costruttore della macchina frigorifera

	Fattore di carico (F)	$\theta_{\text{acqua}}$ , di condensazione [°C]	EERi
EER1	100%	35	2,35
EER2	75%	30	2,68
EER3	50%	25	2,94
EER4	25%	20	2,83

Figura E.1 - Dati forniti dal costruttore della macchina frigorifera



Ai dati del prospetto E.1 è necessario aggiungere il punto corrispondente a  $F = 0$  ( $EER = 0$ ).

Con i valori tabellati è possibile sviluppare i calcoli per individuare il fattore di carico  $F$ .

Il calcolo si riferisce ai dati climatici di Milano, un periodo di funzionamento della macchina di 24 h giornaliere per i 30 d del mese di giugno, un fabbisogno complessivo dell'edificio ( $Q_{Cr} + Q_v$ ) per il mese di giugno pari a 4 800 kWh.

Lo sviluppo dei calcoli è riportato nel prospetto E.2.

**Prospetto E.2 - Sviluppo dei calcoli**

1	2	3	4	5	6	7	8
Mese	$\theta_e$ [°C]	G [d]	$Q_{Cr}+Q_v$ [kWh]	$\Phi_n$ [kW]	$Q_{max}$ [kWh]	F [%]	EER mensile
Giugno	22,5	30	4 800	11,99	8 632	56	2,88

dove:

$\theta_e$  è la temperatura media mensile dell'aria esterna di Milano indicata nella UNI 10349 [°C];

G sono i giorni del mese di giugno [d];

$Q_{Cr}+Q_v$  rappresenta il fabbisogno energetico dell'edificio, dato dalla somma del fabbisogno effettivo per raffrescamento ed il fabbisogno per trattamento dell'aria [kWh];

$\Phi_n$  è la potenza nominale della macchina [kW];

$Q_{max}$  è la massima energia che la macchina può fornire in condizioni nominali e si ottiene dalla potenza nominale della macchina moltiplicandola per il numero di ore giornaliere di funzionamento e per i giorni del mese [kWh];

F è il fattore di carico che si ottiene come rapporto tra il fabbisogno energetico dell'edificio, già corretto con i rendimenti di emissione, distribuzione e regolazione, e la massima energia che la macchina può fornire in condizioni nominali [%];

EER per il mese considerato assume un valore determinato per interpolazione lineare tra i valori del prospetto E.1 o del grafico in figura E.1.

Per un fattore di carico del 56%, è possibile ricavare il prospetto E.3 ottenuto per interpolazione tra i prospetti relativi ai fattori di carico 75% e 50% per macchine aria-acqua, riportati nell'appendice C.

**Prospetto E.3 – Valori di  $\eta_1$  per un fattore di carico pari al 56%, a condizioni di temperatura di riferimento**

		Temperatura bulbo secco aria esterna							
		15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C
Temperatura acqua in uscita	10 °C	1,445	1,245	1,116	0,957	0,796	0,686	0,591	0,510
	9 °C	1,411	1,216	1,090	0,935	0,778	0,670	0,578	0,498
	8 °C	1,378	1,188	1,065	0,913	0,760	0,655	0,564	0,486
	7 °C	1,346	1,160	1,040	0,892	0,742	0,639	0,551	0,475
	6 °C	1,315	1,133	1,016	0,871	0,725	0,624	0,538	0,464
	5 °C	1,284	1,107	0,992	0,851	0,708	0,610	0,526	0,453
	4 °C	1,254	1,081	0,969	0,831	0,691	0,596	0,513	0,442

Interpolando ulteriormente tra i valori relativi alle reali temperature (acqua in uscita 7 °C e temperatura aria esterna pari a 22,5 °C) viene individuato il valore  $\eta_1$  per il periodo considerato:

$$\eta_1 = 1,100$$

Ipotizzando un impianto con:

$$\eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_6 \eta_7 = 1$$

si ottiene, per il mese considerato di giugno:

$$\eta_{mm} = EER(F) \eta_1(F) \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_6 \eta_7 = 2,88 \times 1,1 \times 1 = 3,168$$

Con tale valore è possibile quindi calcolare, per il mese considerato di giugno, il fabbisogno di energia elettrica per climatizzazione estiva  $Q_{el}$ , e – considerando l'intera stagione estiva e l'apporto degli ausiliari - il fabbisogno di energia primaria  $Q_{C,p}$  per la climatizzazione estiva.

Nel mese di giugno, in particolare, si ha:

$$Q_{el,k} = \left( \frac{Q_{Cr,k} + Q_{v,k}}{\eta_{mm,k}} \right) = \frac{4800}{3,168} = 1515,152 \quad [\text{kWh}]$$

Per il calcolo di  $Q_{C,p}$  si ripete il procedimento sopra descritto per tutti i mesi della stagione di climatizzazione estiva e si inseriscono i risultati nella formula (1).



## APPENDICE F - Calcolo del fabbisogno per trattamento dell'aria in condizioni (informativa) diverse da quelle di riferimento

Per scopi diversi dalla determinazione del  $Q_{C,P}$  in condizioni di riferimento il calcolo dei fabbisogni per trattamento dell'aria  $Q_v$  può essere effettuato per ogni mese della stagione di climatizzazione estiva utilizzando la seguente formula:

$$Q_{v,k} = (Q_{v,m,h})_k \times q_k \times h_k \times G_k \quad [\text{kWh}] \quad (\text{F.1})$$

dove per il mese k-esimo:

$(Q_{v,m,h})_k$  è il fabbisogno specifico orario medio dovuto per trattamento dell'aria per la condizione di funzionamento individuata [kJ/kg];

$h_k$  è il numero di ore di accensione giornaliera;

$G_k$  è il numero di giorni di funzionamento;

$q_k$  è la portata dell'aria di ventilazione ed i relativi valori devono essere coerenti con quanto riportato nella UNI/TS 11300-1:2008 [kg/s].

Il fabbisogno orario medio dovuto per trattamento dell'aria  $Q_{v,m,h}$  viene calcolato mediante le funzioni riportate nel prospetto F.1 per diverse possibili condizioni di funzionamento.

### Prospetto F.1 - Formulazione semplificata del fabbisogno per trattamento dell'aria in funzione dell'entalpia dell'aria esterna

Ore di accensione ( $h_k$ )	Intervallo orario di accensione	Fabbisogno orario medio $(Q_{v,m,h})_k$ [kJ/kg]
24	0 ÷ 24	$(Q_{v,m,h})_k = 1,3615 \times H_k - 58,54$
12	7 ÷ 18	$(Q_{v,m,h})_k = 1,5187 \times H_k - 63,438$
10	8 ÷ 17	$(Q_{v,m,h})_k = 1,5338 \times H_k - 63,519$
8	9 ÷ 16	$(Q_{v,m,h})_k = 1,5853 \times H_k - 65,492$
6	10 ÷ 15	$(Q_{v,m,h})_k = 1,5807 \times H_k - 64,751$

NOTA - Le funzioni descritte nel prospetto F.1 sono frutto di uno studio statistico che si è posto l'obiettivo di fornire uno strumento semplificato per la valutazione dei fabbisogni connessi ai trattamenti dell'aria di ventilazione. Costruendo queste funzioni semplici, lo studio permette di collegare i dati a disposizione di ogni progettista, nella normativa vigente (UNI 10349), ai dati climatici reali, ricostruiti sulla base di archivi storici.

## APPENDICE G -Calcolo del Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER) (informativa)

L'indice SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) di riferimento consiste nella media pesata dei valori dei singoli EER a diverse condizioni operative, essendo i pesi i relativi tempi di funzionamento definiti convenzionalmente secondo il prospetto G.1 in funzione della tipologia della macchina.

### Prospetto G.1 - Tempi di funzionamento convenzionali per i carichi parziali delle macchine frigorifere

Prova	Carico parziale	Tipologia			
		Aria-aria	Acqua-aria	Aria-acqua	Acqua-acqua
a	100%	4%	4%	3%	3%
b	75%	26%	26%	33%	33%
c	50%	40%	40%	41%	41%
d	25%	30%	30%	23%	23%

In base alla tipologia di macchina considerata, l'indice SEER viene calcolato applicando la seguente formula:

$$SEER = \frac{1}{\frac{a}{EER1} + \frac{b}{EER2} + \frac{c}{EER3} + \frac{d}{EER4}} \quad (G.1)$$

dove:

$a, b, c, d$  sono i tempi di funzionamento convenzionalmente fissati per i diversi carichi della macchina frigorifera;

$EER1, EER2, EER3, EER4$  sono gli indici di efficienza misurati alle condizioni operative 1, 2, 3 e 4.

Il SEER di riferimento calcolato è un utile strumento per il confronto energetico tra macchine diverse o per una prima valutazione approssimativa dei consumi di energia in mancanza di dati più dettagliati sulle richieste di energia frigorifera da parte dell'utenza.

## Bibliografia

UNI 10963	Condizionatori d'aria, refrigeratori d'acqua e pompe di calore - Determinazione delle prestazioni a potenza ridotta
UNI 11135	Condizionatori d'aria, refrigeratori d'acqua e pompe di calore - Calcolo dell'efficienza stagionale
UNI EN 15217	Prestazione energetica degli edifici - Metodi per esprimere la prestazione energetica e per la certificazione energetica degli edifici
UNI EN 15243	Ventilazione degli edifici – calcolo delle temperature dei locali, del carico termico e dell'energia per edifici dotati di impianto di climatizzazione degli ambienti
UNI EN 13779	Ventilazione degli edifici non residenziali - Requisiti di prestazione per i sistemi di ventilazione e di climatizzazione
UNI EN 15239	Ventilazione degli edifici - Prestazione energetica degli edifici - Linee guida per l'ispezione dei sistemi di ventilazione
UNI EN 15240	Ventilazione degli edifici - Prestazione energetica degli edifici - Linee guida per l'ispezione degli impianti di climatizzazione
UNI EN 15241	Ventilazione degli edifici - Metodi di calcolo delle perdite di energia dovute alla ventilazione e alle infiltrazioni in edifici commerciali
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 15316-2-3	Impianti di riscaldamento degli 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 15316-3-1	Impianti di riscaldamento degli edifici - Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell'impianto - Parte 3-1: Impianti per la produzione di acqua calda sanitaria, caratterizzazione dei fabbisogni (fabbisogni di erogazione)
UNI EN 15665	Ventilazione degli edifici - Determinazione dei criteri di prestazione per i sistemi di ventilazione residenziali

### Copyright

Riproduzione vietata. Tutti i diritti sono riservati. Nessuna parte del presente documento può essere riprodotta o diffusa con un mezzo qualsiasi, fotocopie, microfilm o altro, senza il consenso scritto dell'UNI.