



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica e Nucleare
A.a. 2022/2023
Sessione di Laurea Luglio 2023**

Criteria di dimensionamento degli accumuli di acqua calda sanitaria

Relatore Accademico
Vincenzo Corrado

Candidato
Marco Aurelio Di Miceli

Correlatore
Gian Vincenzo Fracastoro

"Studia mentre gli altri dormono,
lavora mentre gli altri oziano,
preparati mentre gli altri giocano
e sogna mentre gli altri sperano."
-Willim Arthur Ward



Sommario

Una delle più difficili sfide col quale la società contemporanea deve confrontarsi è sicuramente la drastica riduzione delle emissioni di CO₂, e di gas serra in generale, in atmosfera al fine di contrastare gli effetti del cambiamento climatico che le comunità in tutto il Mondo subiscono. Una delle conseguenze più preoccupanti, oltre all'aumento globale della temperatura, è sicuramente la forte riduzione di acqua potabile. Essa, destinata per usi alimentari e igienici, è un bene primario per la sopravvivenza umana e per lo sviluppo socio-economico delle società. In un contesto storico, come quello odierno, la riduzione dei consumi energetici è di fondamentale importanza per raggiungere gli obiettivi riguardanti la riduzione di inquinamento a livello globale. Il consumo di acqua calda sanitaria (ACS) rappresenta una quota significativa del consumo energetico in diverse tipologie di edifici, per fornire un esempio nel settore residenziale la produzione di ACS rappresenta circa il 14 % del consumo totale di energia nell'Unione Europea. [1] In questo progetto di tesi si è andato prima di tutto a raccogliere alcuni dei criteri più utilizzati oggi dai progettisti e dagli installatori disponibili in letteratura nazionale ed internazionale e in un secondo momento è stato fatto un confronto con la norma italiana attualmente vigente. È stata posta anche l'attenzione sul pericolo batteriologico che potrebbe portare un accumulo che non opera in modo opportuno e sulle metodologie della disinfezione dell'acqua prima dell'uso. L'obiettivo ultimo è stato quello di evidenziare la differenza tra i risultati ottenuti utilizzando i differenti criteri di dimensionamento e di porre l'attenzione sulle possibili carenze presenti nella normativa italiana di riferimento. Un accumulo sottodimensionato causa disagi all'utenza che richiede volumi di acqua non disponibili mentre un accumulo sovradimensionato porta ad inutili sprechi energetici e possibile stagnazione di acqua con conseguente aumento di rischio batteriologico.

Indice

Elenco delle figure	5
Elenco delle tabelle	8
1 Introduzione	9
2 Caratteristiche dell'acqua e produzione di ACS	11
2.1 Le caratteristiche dell'acqua	12
2.1.1 La potabilizzazione dell'acqua	12
2.2 Produzione di ACS	16
2.2.1 Preparazione istantanea di acqua calda sanitaria	17
2.2.2 Preparazione in accumulo di acqua calda sanitaria	19
2.2.3 Produzione di ACS tramite vapore	37
3 Mmiscelazione e stratificazione dell'accumulo	41
3.1 Il fenomeno della stratificazione	42
3.2 Accumuli dal punto di vista matematico	50
3.2.1 Perfetta <i>miscelazione</i> e perfetta <i>stratificazione</i>	51
4 Metodi di dimensionamento	59
4.1 La norma UNI 9182	60
4.2 Metodo Mariotti-Gambelli	66
4.3 Metodo Caleffi	69
4.4 Standard danese DS 439	71
4.5 CIBSE	74
5 Legionella Pneumophila	77
5.1 Scoperta della <i>Legionella Pneumophila</i>	78
5.1.1 Scoperta	78
5.1.2 Legionella in Italia	80
5.2 Proliferazione della <i>Legionella Pneumophila</i> e sintomatologia	82
5.2.1 Proliferazione	82
5.2.2 Sintomatologia	82
5.3 Disinfezione dalla <i>Legionella Pneumophila</i>	83
5.3.1 Disinfezione mediante raggi UV	83
5.3.2 Disinfezione termica	83
5.3.3 Disinfezione chimica	85
6 Casi studio analizzati	87
6.1 Caso studio in ambito residenziale	88
6.2 Caso studio in ambito sanitario	94

7	Analisi critica della UNI:9182 e risultati	101
8	Conclusioni	111
8.1	Sviluppi futuri	113
9	Appendice	114
9.1	Plumbing Engineering Services Design- Domanda di acqua calda sanitaria	115
	Bibliografia	116
10	Ringraziamenti	120

Elenco delle figure

2.1	Rubinetto elettrico [2]	18
2.2	Mini-scaldacqua [3]	19
2.3	Scaldacqua a gas ad accumulo [4]	20
2.4	Schema scaldabagno elettrico [5]	21
2.5	Schema di funzionamento pompa di calore [6]	23
2.6	Ciclo frigorifero/a pompa di calore su diagramma entalpico [7]	23
2.7	Ciclo frigorifero/a pompa di calore su diagramma entropico [7]	24
2.8	Schema pompa di calore split per raffrescamento/riscaldamento [8]	25
2.9	Schema illustrativo di una pompa di calore monoblocco per ACS [9]	26
2.10	Schema illustrativo di una pompa di calore split per ACS [10]	26
2.11	Schema di uno scaldacqua a pompa di calore [11]	27
2.12	Esempio di collettori solari in copertura [12]	28
2.13	Schema illustrativo di un collettore solare vetrato [13]	29
2.14	Esempio di collettori solari scoperti [14]	29
2.15	Schema illustrativo di collettore solare sottovuoto [15]	30
2.16	Esempio di sottostazione di teleriscaldamento presente sul mercato [16]	32
2.17	Schemi di impianto di teleriscaldamento per acqua tecnica e sanitaria. Sopra produzione di ACS in serie con acqua per riscaldamento, sotto in parallelo [17]	32
2.18	Schema illustrativo di sistema ibrido per la produzione di ACS [18]	35
2.19	Schema illustrativo di sistema combinato solare termico-stufa a pellet per la produzione di ACS e riscaldamento [19]	35
2.20	Schema illustrativo di sistema combinato solare termico-pompa di calore per la produzione di ACS [20]	36
2.21	Schema semplificato del funzionamento di una caldaia a tubi d'acqua [21]	37
2.22	Schema semplificato del funzionamento di una caldaia a tubi di fumo [21]	38
2.23	Schema semplificato caldaia a due giri di fumo con inversione di fiamma. In questa tipologie di caldaie il bruciatore e il camino si trovano in posizioni opposte [22]	38
2.24	Schema semplificato caldaia a tre giri di fumo. In questa configurazione il bruciatore e il camino si trovano su lati opposti del corpo caldaia [23]	39
2.25	Schema semplificato caldaia a due giri di fumo senza inversione di fiamma. In questa configurazione bruciatore e camino sono disposti lungo lo stesso lato del corpo caldaia [24]	39

3.1	Andamento della temperatura in funzione dell'altezza dell'accumulo. Dall'immagine è possibile distinguere la regione caratterizzata da un elevato gradiente termico che definisce il termoclino. [25]	42
3.2	Risultati della ricerca condotta da team formato da Castell, Medrano, Sol e Cabeza. In alto sono rappresentati gli andamenti della temperatura all'interno dell'accumulo in funzione di due portate (3,5 L/min e 8 L/min), delle posizioni della sonda termometrica dalla sommità dell'accumulo alla base e in funzione del tempo. In basso a sinistra è rappresentato il numero di Richardson per diverse portate di acqua in ingresso in funzione del tempo. In basso a destra è rappresentato il numero di Reynolds per diversi valori di portate e in funzione del tempo. [26]	45
3.3	Schematizzazione dei flussi energetici di un accumulo [27]	46
3.4	Schematizzazione dei flussi exergetici di un accumulo [27]	48
3.5	Schema accumulo	50
3.6	Fattore di riduzione del volume di accumulo V , in funzione della temperatura di stoccaggio, temperatura minima di erogazione pari a $45^{\circ}C$ e di reintegro pari a $10^{\circ}C$ nelle ipotesi di perfetta miscelazione	52
3.7	Schema accumulo con miscelazione di acqua di adduzione	52
3.8	Fattore di riduzione del volume di accumulo V , in funzione della temperatura di stoccaggio, temperatura minima di utilizzo pari a $45^{\circ}C$ e di reintegro pari a $10^{\circ}C$ nelle ipotesi di perfetta miscelazione e con valvola miscelatrice	53
3.9	Schema accumulo con miscelazione di acqua di adduzione	54
3.10	Fattore di riduzione del volume di accumulo V , in funzione della temperatura di stoccaggio, temperatura minima di utilizzo pari a $45^{\circ}C$ e di reintegro pari a $10^{\circ}C$ nelle ipotesi di perfetta stratificazione e valvola miscelatrice	55
4.1	Prospetto E1 norma UNI 9182- Acqua calda: fabbisogno pro-capite [28]	61
4.2	Prospetto E2 norma UNI 9182- Acqua calda: fabbisogno per apparecchio ad ogni utilizzo [28]	61
4.3	Prospetto F1 norma UNI 9182- Durata del periodo di punta dei consumi di acqua calda [28]	62
4.4	Prospetto F2 norma UNI 9182- Fattore di moltiplicazione del fabbisogno di acqua calda in litri/persona-giorno in funzione del numero di alloggi [28]	63
4.5	Prospetto F3 norma UNI 9182- Fattore di moltiplicazione del fabbisogno di acqua calda a $40^{\circ}C$ in litri/persona-giorno in funzione del numero di vani per ogni alloggio [28]	63
4.6	Prospetto F4 norma UNI 9182- Fattore di moltiplicazione del fabbisogno di acqua calda a $40^{\circ}C$ in litri/persona-giorno in funzione del tenore di vita degli utilizzatori [28]	63
4.7	Prospetto G1 norma UNI 9182- Parametri per la determinazione del volume lordo di un preparatore di accumulo [28]	65
4.8	Tabella 2- Dati per il calcolo dei bollitori estratta dalla rivista Idrraulica caleffi <i>Produzione di acqua calda ad accumulo, il pericolo Legionella</i> [29]	70
4.9	Tabella V-2.5.1 estratta dal prospetto 2.5.2.1.1 <i>Water heaters for one tapping point in permanent housing</i> dello standard danese DS 439 [30]	72

4.10	Figura V-2.5.1 estratta dal prospetto <i>2,5.2.1.2 b Dimensioning of hot water containers that supply all the tapping points in a single-family house</i> dello standard danese DS 439 [30]	73
4.11	Tabella 2.9 estratta dalla guida G del CIBSE- Accumuli di acqua sanitaria consigliato [31].	74
4.12	Tabella 2.10 estratta dalla guida G del CIBSE- Domanda di acqua calda sanitaria nel periodo di picco per specifiche applicazioni [31].	75
4.13	Tabella 2.13 estratta dalla guida G del CIBSE- Accumuli minimi di acqua calda sanitaria per usi domestici [31].	75
4.14	Tabella 2.11 estratta dalla guida G del CIBSE- Domanda giornaliera di acqua calda sanitaria [31].	76
5.1	the Daily Flick	78
5.2	Articoli del "The Washington post" del 4 e del 15 Agosto 1976 [32]	78
5.3	Pubblicazione scientifica del giornale europeo di microbiologia clinica e malattie infettive del 1997 [33]	80
5.4	Articolo de "La Repubblica" del 1995 [34]	81
5.5	Ciclo di vita della legionella in funzione della temperatura [35]	83
5.6	Calcare all'interno delle tubazioni [36]	84
5.7	Sezione di una tubazione soggetta a corrosione [37]	84
5.8	Schema del processo di umpolung [38]	85
5.9	Tubazione soggetta a corrosione galvanica [39]	85
6.1	Schermata 1 del tool di dimensionamento disponibile sul sito dell'azienda Caleffi	91
6.2	Schermata 2 del tool di dimensionamento disponibile sul sito dell'azienda Caleffi	91
6.3	Prospetto Presidio Ospedaliero San Giovanni Bosco	94
6.4	Vista aerea Presidio Ospedaliero San Giovanni Bosco	94
7.1	Configurazione impiantistica che è possibile selezionare nel tool messo a disposizione dell'AiCARR	105
7.2	Configurazione impiantistica che è possibile selezionare nel tool messo a disposizione dell'AiCARR	105
7.3	Tabella di inserimento dei dati di input nel tool di dimensionamento messo a disposizione dell'AiCARR	107
7.4	Schema di impianto con valori di input inseriti e valori di output di dimensionamento	107
7.5	Grafico dell'andamento della temperatura dell'acqua inviata alle utenze nell'ipotesi che permanga sempre la massima portata di ACS	107
7.6	Schema di impianto con valori di input inseriti e valori di output di dimensionamento nel caso di una tipica caldaia a condensazione	108
7.7	Tabella di inserimento dei dati di input nel tool di dimensionamento messo a disposizione dell'AiCARR nel caso di una tipica caldaia a condensazione	108
7.8	Tabella estratta dalla prima edizione della UNI 9182: consumi pro-capite di acqua calda sanitaria a 40°C [40]	109
7.9	Tabella estratta dalla prima edizione della UNI 9182: consumi per apparecchio ad ogni utilizzo di acqua calda sanitaria [40]	109
9.1	Tabella 2.6 estratta dalla guida Plumbing Engineering Services Design - Domanda di acqua calda sanitaria.	115

Elenco delle tabelle

6.1	Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo la UNI 9182	88
6.2	Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo il metodo Mariotti-Gambelli	89
6.3	Tabella riassuntiva dei dati di output conseguenti alla prima scarica secondo il metodo Mariotti-Gambelli	90
6.4	Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo il criterio di dimensionamento Caleffi	90
6.5	Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo lo standard danese DS 439	92
6.6	Tabella riassuntiva del dimensionamento secondo la guida G della CIBSE	93
6.7	Tabella riassuntiva dei generatori di calore in dotazione al Presidio Ospedaliero San Giovanni Bosco	95
6.8	Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo la UNI 9182	96
6.9	Dati di input utilizzati per l'applicazione del metodo proposto da Mariotti-Gambelli	97
6.10	Tabella riassuntiva dei dati di output conseguenti alla seconda scarica applicando il metodo Mariotti-Gambelli al caso studio P.O. Giovanni Bosco	98
6.11	Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo il criterio di dimensionamento Caleffi	99
6.12	Tabella riassuntiva di dimensionamento secondo la guida G del CIBSE al caso studio P.O. Giovanni Bosco	99
7.1	Tabella riassuntiva del dimensionamento dei bollitori	104
7.2	Tabella riassuntiva dei dati di input utilizzati per il dimensionamento con il tool messo a disposizione dall'AiCARR	106

Capitolo 1

Introduzione

Il problema del cambiamento climatico è noto già da tempo. Già nel 1896 Arrhenius scrisse un articolo sul nesso tra CO_2 prodotta dall'uso dei combustibili fossili e l'aumento della temperatura globale. Nel 1986 la compagnia petrolifera Shell condusse uno studio, allora secretato, che dimostrò la correlazione tra utilizzo di combustibili fossili e il riscaldamento globale. La scarsa attenzione e sensibilizzazione sul tema mostrata dai governi mondiali ha fatto sì che dal 1997, con il protocollo di Kyoto (entrato però in vigore nel 2005), ad oggi, con l'iniziativa Green Deal del 2018, c'è stata una corsa alla sensibilizzazione e alla ricerca di criteri per quantificare, controllare e ridurre i consumi energetici derivanti da fonti fossili. Per il raggiungimento degli obiettivi prefissati dalle Nazioni al 2030, e presto al 2050, oltre che alla transizione energetica dall'energia fossile a quella rinnovabile e al raggiungimento della carbon neutral, è necessario ridurre i consumi e gli sprechi energetici a tutti i livelli; dal settore industriale a quello terziario per arrivare al residenziale. Il ruolo degli accumuli energetici ha un ruolo cruciale nella transizione energetica in atto. L'utilizzo sempre più intensivo delle fonti di energia rinnovabile non programmabili rende necessario il disaccoppiamento tra la produzione di energia da tali sistemi e il suo uso finale. Tra le varie tipologie di accumulo (termico, chimico, elettrochimico, elettrico, meccanico, ecc..) quello termico è senza dubbio il più maturo dal punto di vista di costi e affidabilità e soprattutto è applicabile praticamente a tutte le scale. Gli accumuli termici sono dispositivi progettati per immagazzinare energia sotto forma di calore. Questo calore può essere generato da diverse fonti, come impianti di riscaldamento, energia solare termica o calore di scarto proveniente da processi industriali. Gli accumulatori termici possono essere utilizzati per fornire riscaldamento e acqua calda sanitaria nei momenti in cui la fonte di calore non è disponibile o non è sufficiente. Ad esempio, un sistema di riscaldamento a pannelli solari termici può immagazzinare il calore solare durante il giorno e rilasciarlo durante i periodi nel quale manca la fonte energetica. Per i sistemi a bassa temperatura, fino a 150°C l'acqua è il mezzo più performante per la sua capacità termica e il suo costo essenzialmente nullo. Negli ultimi decenni si stanno studiando materiali a cambiamento di fase (PCM) che permettono di sfruttare la quota di calore latente e che riescono a lavorare a temperatura pressoché costante. Con la crescente elettrificazione dei sistemi di condizionamento dell'aria, questi sistemi sono sempre più utilizzati nello sviluppo di programmi di gestione del carico elettrico, poiché consentono la gestione del carico di picco mediante lo spostamento del carico elettrico per il condizionamento ambientale, oltretutto per migliorare la flessibilità della rete in caso di elevata percentuale di elettricità da rinnovabili. In letteratura vi sono innumerevoli applicazioni di questo tipo per livellare o shiftare il carico elettrico di sistemi di

condizionamento dell'aria, che coinvolgono anche pompe di calore elettriche reversibili, in cui l'accumulo di energia termica consente lo spostamento totale o parziale della domanda elettrica dalle ore di picco a quelle cosiddette off-peak, come le ore notturne, con riduzione dei costi operativi e delle apparecchiature per effetto del maggior funzionamento a pieno carico. Di contro, questi sistemi presentano costi di manutenzione più alti, gestione e controllo delle apparecchiature più complessi e maggiore ingombro. Un'altra applicazione riguarda la produzione e lo stoccaggio di acqua calda sanitaria per uso igienico sanitario. [41] Il lavoro che segue, frutto di un personale interesse per gli impianti idrico-sanitari, vuole dare un contributo riguardo al componente energeticamente più critico di un impianto termotecnico in quanto a sprechi energetici: l'accumulo di acqua calda sanitaria. È molto importante non solo utilizzare i giusti volumi di accumulo, al fine di soddisfare la domanda dell'utenza ed evitare un inutile dispendio energetico, ma anche individuare una corretta finestra di temperatura di esercizio per limitare la precipitazione di calcare e per fornire un'acqua sicura e priva di batteri potenzialmente pericolosi per l'uomo. Nei capitoli che seguono viene posta l'attenzione sul pericolo della proliferazione della legionella negli impianti idrico-sanitari e infine il confronto tra i criteri di dimensionamento degli accumuli sanitari forniti dalla norma UNI 9182 e i metodi disponibili in letteratura nazionale e internazionale. L'obiettivo ultimo è quello di fare chiarezza circa le metodologie più utilizzate dai progettisti e installatori e di indagare sulle cause che possono portare ad un dimensionamento molto differente tra i vari criteri utilizzati.

Capitolo 2

Caratteristiche dell'acqua e produzione di ACS



1859

2.1 Le caratteristiche dell'acqua

2.1.1 La potabilizzazione dell'acqua

L'acqua è un composto chimico formato da idrogeno e ossigeno (H_2O). In natura è possibile trovarla in tutti gli stati fisici: liquido (lago, fiumi, mari...), solido (ghiacciai) e aeriforme (vapore acqueo presente nell'aria).

Tale composto, specialmente sotto forma di liquido, non si trova perfettamente puro poiché in esso sono disciolte diverse altre sostanze. L'esempio più lampante è l'acqua marina nel quale, insieme a molti altri sali in differenti percentuali, è presente il cloruro di sodio ($NaCl$). Altri esempi caratteristici possono essere rappresentati dalle acque sorgive che contengono sali come magnesio e calcio o minerali come zinco e ferro. Il ciclo dell'acqua è costituito, come è noto, da quattro fasi principali: evaporazione, condensazione, precipitazione e infiltrazione. È proprio in quest'ultima fase che molte sostanze entrano in soluzione e determinano le caratteristiche chimico-fisiche dell'acqua.

Potabilità e classificazione dell'acqua naturale

L'acqua è definita potabile quando possiede determinate caratteristiche tali per cui la rendono utilizzabile per scopi igienici e alimentari senza conseguenze dannose per la salute. Per essere etichettata come potabile, senza entrare troppo nello specifico della trattazione, deve essere limpida, incolore, priva di cattivi odori e sapori e priva di sostanze chimiche, fisiche e batteriologiche indesiderate. A livello europeo, la direttiva che stabilisce i parametri per la potabilizzazione dell'acqua è la Direttiva Europea 98/33/CE recepita a livello nazionale con il Decreto Legislativo 31/2001. Le acque naturali possono essere classificate in molti modi e qui se ne propone una in base alla sua provenienza.

- Acque meteoriche;
- Acque superficiali di scorrimento (es. fiumi);
- Acque sorgive (sgorgano dal sottosuolo);
- Acque di falda freatica (non sgorgano spontaneamente e si trovano a bassa profondità. Sono alimentate da acque superficiali di scorrimento e da acque piovane);
- Acque sotterranee di profondità;
- Acque di falda artesiane (non sgorgano spontaneamente e si trovano in profondità).

In linea del tutto generale dovrebbero risultare potabili le acque sorgive, di falda artesiane, sotterranee di profondità e di scorrimento purchè ad alta quota. Per quanto riguarda l'acqua meteorica, di falda freatica, di scorrimento superficiale in pianura e di bacino non danno alcuna garanzia di possedere caratteristiche idonee per usi igienici e alimentari per cui il loro utilizzo richiede particolari processi di potabilizzazione. È doveroso specificare che la provenienza dell'acqua non è necessariamente sinonimo di potabilità in quanto le caratteristiche che la rendono tale possono cambiare a causa di eventi puntuali o periodici. Per tale motivo l'acqua che entra in un impianto di trattamento deve essere continuamente monitorata e sottoposta ad

esami fisici, chimici e batteriologici. Gli esami fisici servono principalmente a stabilirne limpidezza, odore e sapore nonché pH, temperatura, durezza e il quantitativo di ossigeno e anidride carbonica in essa disciolti. Gli esami chimici permettono di conoscere le concentrazioni di alcune sostanze nocive, se presenti, come: antimonio, piombo, cadmio, selenio, vanadio, arsenico, berillio, cromo, cobalto, mercurio, nichel, antiparassitari ed erbicidi, cianuri e policiclici aromatici. La presenza di tali sostanze è spesso determinata dall'infiltrazione nel suolo di scarichi industriali, terreni trattati con fertilizzanti chimici o zootecnici e/o con pesticidi. Altre sostanze, anche se non tossiche, di cui è necessario conoscere le concentrazioni sono: ferro, oli minerali, composti fenolici, zinco, cloruri, magnesio, manganese e rame. Anche se non nocive, se presenti ad elevate concentrazioni, queste sostanze alterano il sapore, odore e limpidezza o, come per esempio, i sali di calcio e magnesio ne influenzano la durezza e quindi la precipitazione di calcare e formazione di incrostazioni o ancora alte concentrazioni di cloruri ne influenzano le proprietà corrosive. Inoltre è importante prestare particolarmente attenzione alla presenza di sostanze biologiche o biologicamente inquinanti come azoto ammoniacale, nitrico e nitroso (indici di sostanze organiche in decomposizione). I processi di potabilizzazione si rendono quindi necessari per eliminare o ridurre le concentrazioni di alcune sostanze non gradite e dannose per la salute e/o per il corretto funzionamento degli impianti idraulici. Tali processi possono essere più o meno complessi in funzione delle sostanze su cui si intende agire e constano di una successione di sotto processi "elementari".

Filtrazione

Usando appositi filtri ed eliminando le particelle solide in sospensione si ottiene la chiarificazione dell'acqua. Il processo di filtrazione è adatto per trattare portate modeste o per quelle acque che non presentano troppe particelle solide altrimenti i filtri si occluderebbero frequentemente e il processo di chiarificazione sarebbe troppo discontinuo a causa dei lavaggi dei filtri stessi.

Decantazione

La decantazione è un altro processo utilizzato per la chiarificazione dell'acqua. Il principio fisico alla base è quello della precipitazione delle particelle solide in sospensione. L'acqua viene raccolta in recipienti sufficientemente alti e voluminosi e per un tempo sufficientemente lungo affinché le particelle solide precipitino nella parte bassa. Il tempo di permanenza è funzione del diametro e della densità media delle particelle solide sospese, della viscosità dinamica e densità dell'acqua ed è possibile calcolarlo attraverso la legge di Stokes in forma semplificata (vedere equazione 2.1):

$$\omega = \frac{(\rho_s - \rho)gd^2}{18\mu} \quad (2.1)$$

Dove:

- ω : velocità di sedimentazione [$\frac{m}{s}$];
- ρ : densità dell'acqua [$\frac{kg}{m^3}$];
- ρ_s : densità della particolare specie di particelle solide [$\frac{kg}{m^3}$];
- d : diametro medio della particolare specie di particelle solide [$\frac{kg}{m^3}$];
- g : accelerazione di gravità [$\frac{m}{s^2}$];

- μ : viscosità dinamica dell'acqua $[\frac{Ns}{m^2}]$.

Coagulazione

Tale processo permette di velocizzare il processo di decantazione e filtrazione. Vengono immesse nell'acqua delle sostanze in grado di aggregarsi alle particelle più piccole che impiegherebbero molto tempo a precipitare (l'equazione 2.1 mostra infatti come la velocità col quale precipitano le particelle di una specifica sostanza è direttamente proporzionale al quadrato del diametro delle particelle stesse) o sarebbero difficili da filtrare. Il processo di coagulazione può essere accoppiato al processo di flocculazione ovvero un procedimento, operato per mezzo di altri additivi chimici, che permettono l'agglomerazione delle particelle colloidali derivate dal processo di coagulazione in particelle ancora più grosse (e quindi che precipitano più velocemente).

Ossidazione

Tale processo permette di eliminare le sostanze organiche dell'acqua mediante l'immissione nell'acqua di ossigeno, cloro (Cl) o ozono (O_3). Il cloro può essere utilizzato puro (Cl) o come un suo ossido (ClO_n) mentre l'ossigeno può essere introdotto puro (O_2), in miscela con altri gas (aria atmosferica) o come permanganato di potassio ($KMnO_4$).

Adsorbimento

Sfrutta le proprietà *adsorbenti* di alcune sostanze. Queste permettono di fissare selettivamente su se stesse altre particelle permettendone così la separazione. Tale processo viene molto usato per la chiarificazione dell'acqua.

Disinfezione

È un processo battericida che permette di eliminare dall'acqua contaminanti microbiologici. Viene operato mediante agenti chimici quali cloro puro (Cl) o suoi ossidi (ClO_n) e/o ozono (O_3).

Correzione del pH

Il pH indica, in quattordicesimi, il grado di acidità (da 1 a 6), di basicità (da 8 a 14) o neutralità (pH=7) di una soluzione. A causa delle diverse sostanze, viste nei precedenti sotto paragrafi, che possono essere presenti nell'acqua essa può assumere caratteristiche acide, e quindi avere potere corrosivo, o basiche, e quindi avere potere incrostante. Al fine di ottenere un pH il più vicino possibile alla neutralità è necessario attuare dei procedimenti in grado di correggere tale valore. L'acidità, nel caso dell'acqua, deriva dall'eccessivo tenore di anidride carbonica (CO_2) disciolta. Per ridurne il contenuto si può insufflare aria compressa o in genere operare un processo di aerazione, utilizzare una sostanza alcalina come soda caustica ($NaOH$), calce ($Ca(OH)_2$) o bicarbonato di sodio ($NaHCO_3$) oppure è possibile filtrare l'acqua attraverso un letto di sostanze alcalino-terrose come carbonato di calcio ($CaCO_3$) o magnesio (Mg). La basicità invece può essere corretta introducendo anidride carbonica (CO_2) o opportune quantità di acidi forti.

Demineralizzazione

Tale processo serve per ridurre la concentrazione di determinati sali. Può essere condotto in tre modi:

- **Distillazione:** Processo di evaporazione dell'acqua e successiva condensazione del vapore. Viene utilizzato principalmente per la desalinizzazione dell'acqua marina.
- **Elettrodialisi:** Processo contemporaneo di dialisi ed elettrolisi con l'utilizzo di membrane semi-impermeabili che catturano i sali. Questo processo è adatto per acqua con concentrazioni basse di sali.
- **Osmosi inversa:** Processo di osmosi sottopressione mediante l'uso di membrane a permeabilità selettiva che permettono di "catturare" determinati sali.

Eliminazione di cloruri e solfati

per l'eliminazione di tali sostanze vengono utilizzati i processi di osmosi inversa ed elettrodialisi descritti precedentemente.

Eliminazione della silice

La silice viene rimossa mediante l'aggiunta di cloruro ferrico ($FeCl_3$) e alluminato sodico ($NaAlO_2$) che legandosi ad essa formano silico-alluminato di ferro o di calcio sottoforma di precipitato.

Eliminazione dei nitrati

L'eliminazione dei nitrati può avvenire in modo biologico facendo scorrere l'acqua su un letto dove sono presenti dei batteri autotrofi ed eterotrofi oppure per via chimico-fisico con osmosi inversa, elettrodialisi o con resine a scambio ionico.

Correzione della durezza

Le sostanze che influenzano la durezza dell'acqua sono i sali di calcio e magnesio presenti in soluzione e vengono rimossi mediante l'utilizzo di resine a scambio ionico.

2.2 Produzione di ACS

Esistono diverse metodologie per produrre ACS (Acqua Calda Sanitaria) caratterizzati sia in funzione del tipo di fonte energetica impiegata che per le caratteristiche delle apparecchiature utilizzate. È possibile infatti produrre ACS a partire dall'energia elettrica, da un combustibile liquido, solido o gassoso, dall'energia solare o attraverso cicli termodinamici. Inoltre la produzione sanitaria può avvenire istantaneamente all'occorrenza oppure tramite uno stoccaggio in un accumulo per una singola utenza o per un gruppo di utenze. Il sistema di produzione di ACS può essere indipendente o abbinato a un sistema di riscaldamento. In via generale è possibile affermare che la produzione di ACS per via elettrica, pur essendo molto comoda, è limitato agli impianti autonomi con accumulo e separati dall'impianto di riscaldamento. La produzione istantanea non è tipicamente possibile a livello di appartamento per via delle modeste potenze elettriche contrattuali civili; tuttavia, anche se poco comuni, esistono dei preparatori elettrici istantanei nei singoli punti di erogazione (alcuni esempi più comuni si riscontrano nei preparatori elettrici istantanei montati nei lavelli delle cucine). Al contrario la generazione di ACS per mezzo delle resistenze elettriche abbinata ad un serbatoio di accumulo è molto utilizzata. Il gas combustibile è molto indicato per la produzione di acqua calda sanitaria in volumi ragguardevoli con sistemi ad accumulo. A livello civile è molto comune trovare impianti autonomi, e non solo, con produzione istantanea in abbinamento al sistema di riscaldamento. Non è invece adatto alla produzione istantanea al punto di erogazione in quanto sarebbe assai arduo prevedere un efficace controllo della fiamma. Le altre tipologie di combustibile come legna, gasolio, e carbone si prestano bene per impianti collettivi (come quelli condominiali) dove il sistema di riscaldamento lavora in tandem con quello di produzione di acqua calda sanitaria. Uno dei problemi principali dell'utilizzo di questi combustibili è che con l'elevata temperatura di combustione si generano condense acide (se ne limita la produzione controllando la temperatura di caldaia) che compromettono, col passare dei cicli di accensione-spegnimento, il funzionamento dell'impianto. L'utilizzo di pompe di calore e di energia solare sta avendo una fortissima impennata grazie agli incentivi statali e locali. Sono sistemi rinnovabili, nel caso di pannelli solari, o accoppiabili ad un sistema elettrico alimentato da fonti rinnovabili e per questo fondamentali nel processo di decarbonizzazione e nella lotta contro l'inquinamento da combustibili fossili. Va notato comunque che a causa della natura discontinua della fonte energetica (raggi solari, vento...) e per la bassa efficienza energetica dei sistemi utilizzati (pannelli fotovoltaici, microeolico...) devono essere accoppiati ad impianti che lavorano a bassa temperatura e dotati di accumuli di acqua capienti. Inoltre a causa della non affidabilità delle fonti energetiche in questione tali sistemi sono progettati in modo da poter funzionare anche con altre fonti energetiche come energia elettrica per gli impianti autonomi o combustibili fossili per gli impianti centralizzati di taglie medio-grandi. La scelta di una particolare modalità di produzione di ACS va fatta vagliando, di volta in volta, i punti di forza e di debolezza di ogni sistema ed in particolare:

- il costo dell'energia impiegata;
- disponibilità della fonte energetica utilizzata;
- costo di installazione;
- disponibilità di eventuali detrazioni fiscali;

- comodità di utilizzo e prestazioni richieste;
- volumi di ingombro disponibili.

Per esempio:

- i bollitori elettrici comportano maggiori costi di esercizio ma, rispetto a quelli a gas, richiedono meno oneri per manutenzione e a livello progettuale danno meno preoccupazione sul piano della sicurezza (nel caso del gas va posta attenzione al tema delle fughe, dell'aerazione dei locali e scarico fumi).
- Se lo spazio di installazione è molto limitato, e la tipologia di utenza lo permette, si possono prendere in considerazione gli scambiatori per la produzione istantanea di ACS. Questi al contrario degli accumuli hanno dimensioni assai ridotte e possono essere installati anche in prossimità del punto di prelievo (come per esempio i moduli satellite) e non necessariamente in un locale tecnico.
- Nel caso di un impianto centralizzato per la produzione di acqua calda sanitaria e tecnica bisogna prestare attenzione al rendimento del generatore di calore che può essere notevolmente differente nel caso estivo (la sola produzione di ACS) e nel caso invernale (produzione di ACS e di acqua tecnica per il riscaldamento). Può verificarsi il caso in cui sarebbe più conveniente installare un nuovo generatore termico che funzioni nel caso estivo e che produca esclusivamente acqua calda sanitaria. [42]

2.2.1 Preparazione istantanea di acqua calda sanitaria

Questa metodologia ha il vantaggio di essere in grado di produrre una quantità di ACS potenzialmente illimitata. È largamente diffusa sia in ambito residenziale che terziario e industriale. Nelle abitazioni civili, nel quale la produzione di acqua calda sanitaria è demandata ai singoli condomini, il generatore di calore viene generalmente installato in prossimità dei punti di prelievo al fine di limitare il più possibile le inevitabili dispersioni lungo la rete idraulica di distribuzione.

Preparatori istantanei a gas

Sono caratterizzati da un elevato rendimento e possono essere alimentati a metano, GPL o gas manifatturato. La grandezza che definisce la taglia dell'apparecchio è la *potenza termica nominale* (Q). Questa rappresenta la quantità di calore sviluppata al focolare nell'unità di tempo ottenuta moltiplicando la portata di gas bruciato per il potere calorifico inferiore (PCI) ed è espressa in chilowatt (kW) o chilocalorie ora ($kcal/h$). È possibile determinare la portata d'acqua messa a disposizione dal preparatore istantaneo in funzione della potenza termica nominale e del salto termico imposto all'acqua mediante la seguente formula:

$$q = \frac{Q}{c} * (t_c - t_f) \quad (2.2)$$

Dove:

- q : portata d'acqua ottenuta alla temperatura voluta [$\frac{kg}{s}$];
- t_c : temperatura di uscita voluta dal preparatore [$^{\circ}C$];
- t_f : temperatura di ingresso al preparatore [$^{\circ}C$];

- c : calore specifico dell'acqua $[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$.

I componenti principali dei riscaldatori istantanei a gas sono:

- camera di combustione dove risiede il bruciatore (tipicamente atmosferico) del combustibile;
- scambiatore di calore dove i prodotti di combustione cedono parte del loro calore all'acqua;
- sistema di accensione della fiamma. Può avvenire mediante una fiamma pilota o una scarica elettrica.

Per ovvi motivi di sicurezza è fondamentale impedire l'ingresso di combustibile in camera di combustione (eccetto per le fasi di lavaggio della camera stessa) quando la fiamma pilota è spenta. A questo scopo si utilizza una termocoppia che consente di rilevare se la fiamma pilota è accesa o spenta e di comandare l'eventuale chiusura di una valvola per fermare l'adduzione del gas combustibile. Se il sistema invece è elettronico, e quindi non è presente una fiamma pilota, l'interruzione del flusso è operato mediante un controllo a ionizzazione di fiamma.

Preparatori istantanei elettrici

Come già anticipato all'inizio del paragrafo, questa tipologia di apparecchi non è molto comune da riscontrare a causa delle ridotte potenze contrattuali installate nelle abitazioni civili. Per tale motivo trovano applicazione direttamente nei punti di prelievo (rubinetti, docce...). Per dare l'idea delle potenze in gioco si può fare un rapido calcolo. Per scaldare un litro di acqua da una temperatura di 7°C a 40°C sono necessari:

$$1 \cdot (40 - 7) = 43 \text{ kcal}$$

Poichè 1kWh equivale a 860kcal , si avrà che $43/860 = 0,05\text{kWh}$. Se il medesimo litro d'acqua lo si desidera avere per un minuto, sarebbe necessaria una potenza di $0,05 \times 60 = 3\text{kW}$ ovvero circa la potenza contrattuale di un appartamento; comunemente di $3,5\text{kW}$. L'installazione di questa tipologia di scaldacqua risulta conveniente quando si desidera decentralizzare la produzione di acqua calda sanitaria nelle singole utilizzazioni a frequente prelievo, a patto che i volumi in gioco siano piccoli.



Figura 2.1. Rubinetto elettrico [2]



Figura 2.2. Mini-scaldacqua [3]

L'installazione di questi apparecchi permette di eliminare le perdite di calore tramite le tubazioni che arrivano ai singoli punti di prelievo. In commercio è possibile trovare due tipologie di apparecchi elettrici istantanei: i "*rubinetti scaldanti*" come quello proposto in figura 2.1 o i "*mini-scaldacqua*" come quello proposto in figura 2.2. La differenza tra i due sistemi è che mentre il primo (in figura 2.1) è un rubinetto al quale è stato integrato un sistema elettrico per la produzione di acqua calda sanitaria, il secondo (in figura 2.2) è apparecchio non dotato di terminale e che quindi necessita di essere collegato al rubinetto stesso.

2.2.2 Preparazione in accumulo di acqua calda sanitaria

I preparatori di acqua calda sanitaria in accumulo si classificano in quattro principali categorie:

- a combustione;
- elettrici;
- a pompa di calore;
- ad energia solare.

Nei successivi sotto-paragrafi sarà descritta brevemente ogni categoria.

Accumulatori di ACS a gas

In questo sotto paragrafo si tratteranno i preparatori a gas poiché di gran lunga più comuni soprattutto per sistemi autonomi e indipendenti dal sistema di riscaldamento. Gli apparecchi che utilizzano combustibili liquidi sono impiegati perlopiù nella produzione di vapore come fluido termovettore per la preparazione dell'ACS; di questo se ne farà un accenno nei sotto paragrafi successivi. Quelli che invece utilizzano combustibili solidi, a parte qualche applicazione con stufe a pellet o legna, sono inusuali. Gli accumulatori a gas sono costituiti, come per quelli elettrici, da un recipiente cilindrico isolato termicamente verso l'esterno. Le taglie disponibili in commercio sono molteplici e vanno da 75 litri fino agli oltre i 1000 litri.

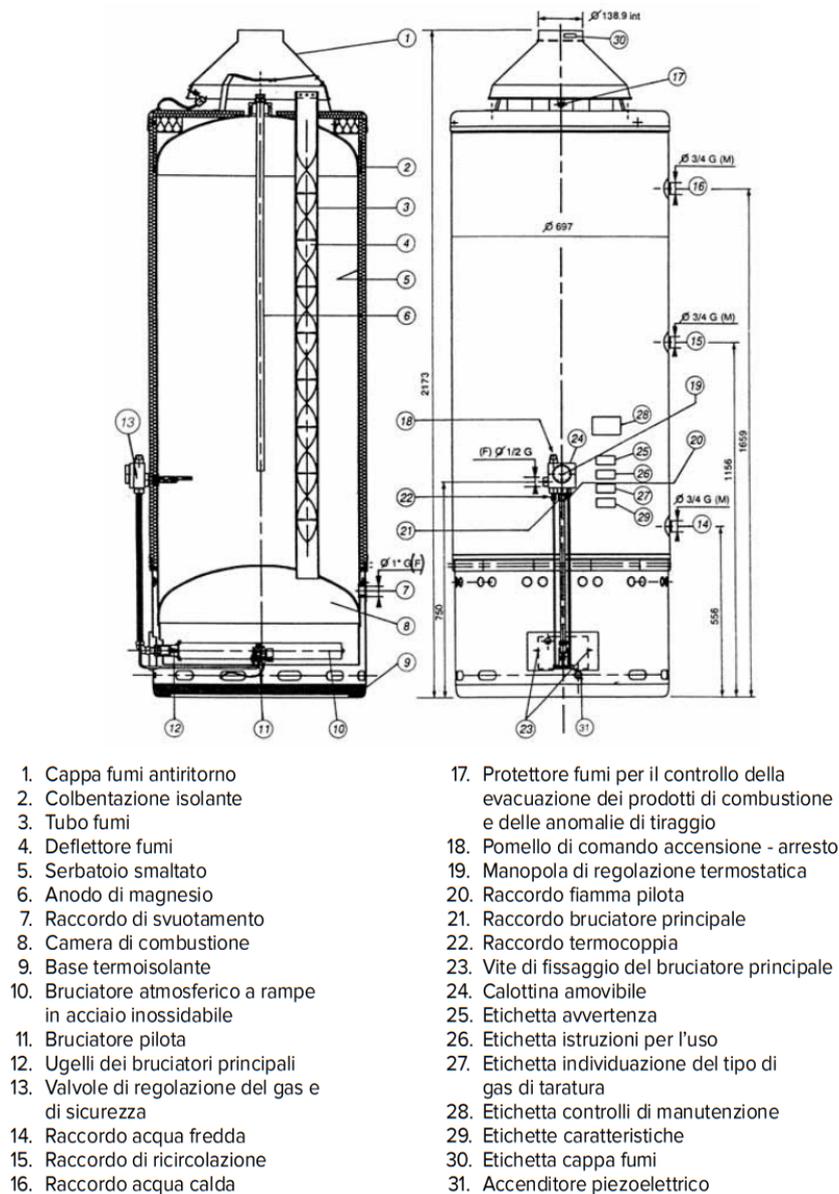


Figura 2.3. Scaldacqua a gas ad accumulo [4]

Come si può vedere in figura 2.3 nella parte bassa è alloggiata la camera di combustione con il bruciatore atmosferico e quello della fiamma pilota. I gas combustibili vengono convogliati all'interno di uno, come nel caso dell'immagine 2.3, o più tubi da fumo per poi essere espulsi tramite la cappa antiritorno. Durante il loro percorso i fumi cedono calore all'acqua circostante che inizia a scaldarsi. Per aumentare lo scambio termico tra acqua e fumi, il moto di questi ultimi viene reso più turbolento tramite i deflettori. Dalla sommità dell'accumulo viene prelevata l'acqua scaldata mentre il reintegro avviene tramite un raccordo situato più in basso. Ciò è necessario per evitare cortocircuiti termici che comprometterebbero il corretto funzionamento dell'apparecchio. L'accensione del gas avviene tramite un dispositivo piezoelettrico e controllata tramite una termocoppia. A protezione dalle incrostazioni all'interno dell'accumulo è immerso un anodo sacrificale in magnesio mentre a protezione delle sovrappressioni è presente una valvola di sicurezza in grado di espellere all'esterno parte del contenuto dell'accumulo qualora si verificassero condizioni anomale di funzionamento. Per quanto riguarda la regolazione essa è attuata tramite un termostato sul quale viene impostata la temperatura di set-point.

Grandezze di interesse degli apparecchi ad accumulo sono il *tempo di preriscaldamento*, ovvero il tempo impiegato dalla macchina per portare un volume d'acqua pari a quello dell'accumulo dalla temperatura di adduzione dell'acqua a quella di set-point, e la *potenza termica nominale*. Si riportano nella seguente tabella dei valori di tempi di preriscaldamento in funzione della dimensione dell'accumulo (i dati sono quelli relativi a uno specifico apparecchio venduto, in differenti taglie, da una nota azienda operante nel settore).

Capacità nominale di accumulo [litri]	Tempo di preriscaldamento [minuti]	Potenza termica nominale/utile	
		[kW]	[Kcal]
48	51	5/4,3	4300/3698
75	52	5/4,3	4300/3698
95	60	5/4,3	4300/3698
115	65	5/4,3	4300/3698

Accumulatori di ACS elettrici

Come già anticipato all'inizio del paragrafo, gli scaldabagni elettrici hanno il vantaggio di poter essere installati in qualsiasi locale poiché non presentano il problema dell'evacuazione dei fumi o il consumo di ossigeno. Presentano inoltre il vantaggio di avere una semplicità costruttiva, di gestione e di controllo praticamente inarrivabile dagli altri sistemi. Tuttavia l'unico grosso difetto è quello di utilizzare la fonte energetica più privilegiata: l'energia elettrica.

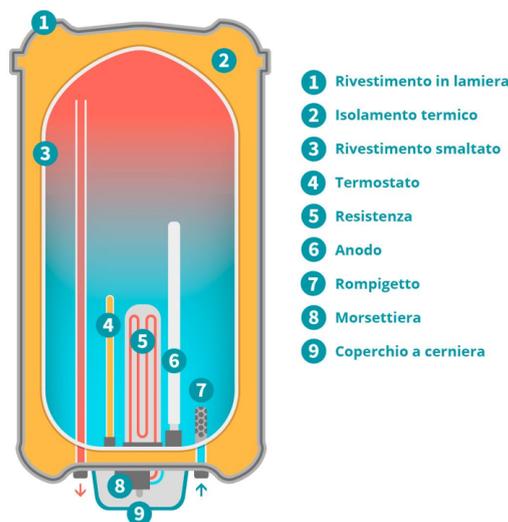


Figura 2.4. Schema scaldabagno elettrico [5]

Nell'ambito domestico i preparatori elettrici ad accumulo sono molto diffusi e riescono a soddisfare il fabbisogno di ACS con l'installazione, generalmente a parete, di un apparecchio con volume ridotto e potenze limitate. L'involucro esterno, tipicamente cilindrico, è in lamiera verniciata e racchiude i componenti caratterizzanti questo apparecchio (si veda figura 2.4):

- serbatoio di accumulo;
- resistenza scaldante;

- termostato per la regolazione della temperatura di accumulo;
- termometro per la visualizzazione della temperatura di accumulo;
- una spia indicatrice dello stato di funzionamento dell'apparecchio;
- una valvola di sicurezza che permette di scaricare l'acqua dell'accumulo in caso di sovrappressioni pericolose;
- anodo sacrificale, tipicamente in magnesio, per proteggere il serbatoio d'accumulo dalla corrosione tramite un processo elettrochimico chiamato protezione catodica.

La capacità dei serbatoi d'accumulo è compresa tra i 10 e i 500 litri ma più frequentemente si trovano installate taglie intermedie come 50,80 e 100 litri. Gli apparecchi di dimensione più ridotta (10,15, 30 litri) trovano comunemente impiego in prossimità di rubinetti isolati; non di rado si trovano installati sotto o in prossimità dei lavabi delle cucine. Il dimensionamento della resistenza elettrica, e quindi della potenza che riesce ad erogare, avviene in funzione della rapidità con cui si desidera raggiungere la temperatura di regime all'interno del serbatoio di accumulo. Facendo un calcolo semplificato, con l'obiettivo di fornire un ordine di grandezza, si può avere l'idea delle potenze elettriche necessarie al funzionamento di questi apparecchi. Partendo dalla definizione di calore specifico ¹ dell'acqua, dal salto termico per portare l'acqua alla temperatura di regime da quella dell'acquedotto e dal tempo nel quale si vuole che tale salto termico avvenga si può dedurre che:

$$1000[g] \cdot 4.18\left[\frac{J}{g \cdot ^\circ C}\right] \cdot (60 - 7)[^\circ C] \cdot \frac{1}{6[h] \cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]} \approx 10.25[W] \quad (2.3)$$

Nell'equazione 2.3 si è tenuto conto di una temperatura di regime di $60^\circ C$, una temperatura di adduzione dall'acquedotto di $7^\circ C$ e un tempo di preparazione di 6 ore. Se ne deduce che per avere un accumulo a regime, partendo dalla temperatura di acquedotto, in circa 6 ore è necessaria una resistenza elettrica in grado di fornire circa $11 W$ per litro. ²

Accumulaori di ACS a pompa di calore

È una delle tecnologie che negli ultimi anni ha avuto una forte impennata nel numero di installazioni, non solo nel residenziale ma anche nel terziario. Sono sistemi costituiti da una pompa di calore e un recipiente dove accumulare l'acqua sanitari da scaldare. La macchina è costituita da quattro componenti principali attraverso i quali viene realizzato un ciclo termodinamico inverso su un fluido di lavoro ³(gas refrigerante come: R32, R454C, R290, propano, metano, R410a). Essi sono:

¹Calore specifico dell'acqua: quantità di calore necessaria portare 1 grammo d'acqua dalla temperatura di $14.5^\circ C$ a $15.5^\circ C$ (e viceversa) alla pressione di $1 atm$.

²Bisogna tenere in considerazione il rendimento dell'intero sistema e dell'usura dei componenti, nonché delle dispersioni termiche attraverso l'involucro. I valori più attendibili si aggirano tra $13 \div 15 \frac{W}{l}$.

³Un ciclo termodinamico è diretto se tramite ad esso si trasforma calore in lavoro. Viceversa, è detto inverso se compiendo del lavoro sul fluido si ottiene calore come effetto desiderato. Se l'effetto utile è quello del raffrescamento il ciclo termodinamico inverso viene chiamato *ciclo frigorifero* se, invece, l'effetto utile è quello del riscaldamento il ciclo termodinamico inverso viene chiamato *ciclo a pompa di calore*.

- **evaporatore:** è uno scambiatore di calore nel quale ha luogo l'evaporazione del fluido di lavoro. In tale componente il fluido refrigerante assorbe energia termica dall'ambiente circostante passando dalla fase liquida a quelle aeriforme;
- **condensatore:** anche esso è uno scambiatore di calore dove, al contrario dell'evaporatore, ha luogo la condensazione del fluido refrigerante. In tale componente il fluido di lavoro cede calore, passando così dalla fase aeriforme a quella liquida, ad un altro fluido, tipicamente aria o acqua.
- **compressore:** in questo componente viene fornita energia meccanica al fluido refrigerante che viene compresso e fatto circolare all'interno degli altri componenti. A causa della compressione il fluido subisce un aumento della propria temperatura.
- **organo di espansione:** attraverso tale componente il fluido di lavoro si espande passando da una pressione maggiore a una minore. A causa dell'espansione il fluido subisce una diminuzione della temperatura.

Si mostra nelle figure 2.5, 2.6 e 2.7 il ciclo termodinamico compiuto dal fluido refrigerante dove è possibile distinguere tutte le trasformazioni termodinamiche che avvengono.

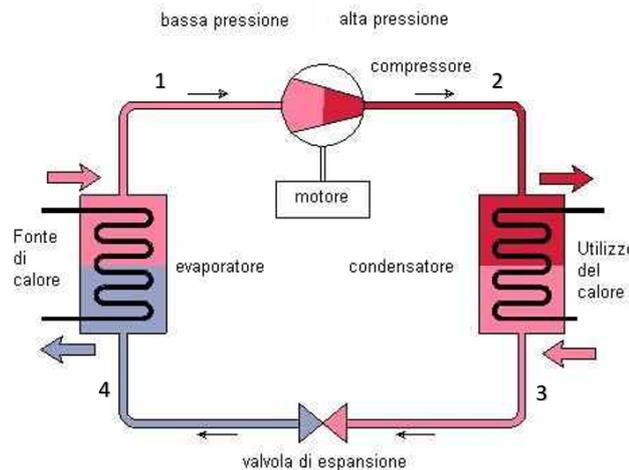


Figura 2.5. Schema di funzionamento pompa di calore [6]

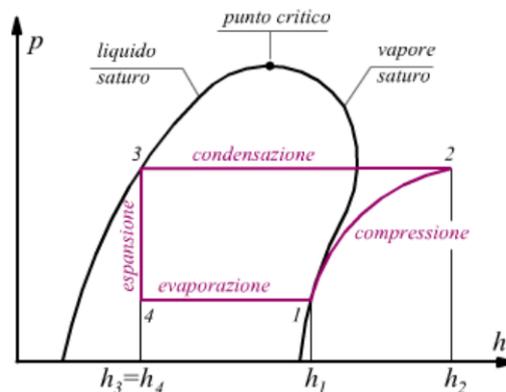


Figura 2.6. Ciclo frigorifero/a pompa di calore su diagramma entalpico [7]

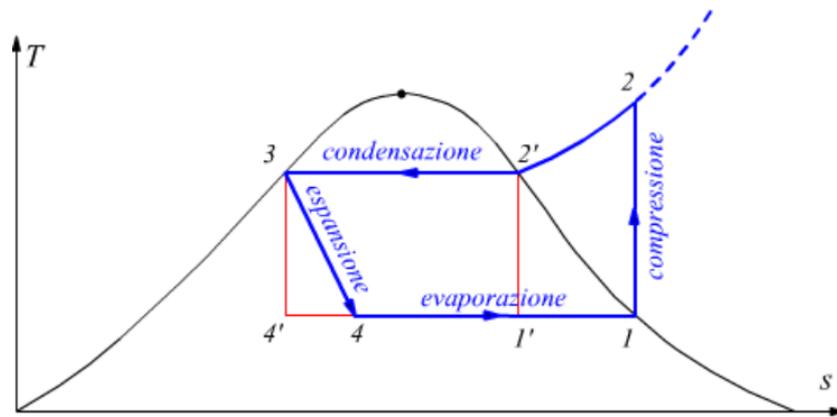


Figura 2.7. Ciclo frigorifero/a pompa di calore su diagramma entropico [7]

- Trasformazione 1-2: il fluido refrigerante viene compresso passando dalla pressione P_1 alla pressione P_2 e dalla temperatura T_1 alla temperatura T_2 . In questa trasformazione, che avviene nel compressore, viene fornito lavoro al fluido refrigerante che può essere espresso tramite la seguente relazione:

$$l = (h_2 - h_1) \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (2.4)$$

dove h_1 e h_2 sono le entalpie massiche del fluido refrigerante a valle e a monte del compressore;

- Trasformazione 2-3: il fluido refrigerante si trova nello stato di vapore surriscaldato alla temperatura T_2 e alla pressione P_2 . Esso si raffredda a pressione costante sino allo stato di vapore saturo alla temperatura di condensazione T_2' . In questa trasformazione il fluido cede il proprio calore passando dallo stato aeriforme a quello liquido al punto 3. Il calore per unità di massa ceduto può essere espresso mediante la seguente relazione:

$$q_{cond} = |(h_3 - h_2)| \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (2.5)$$

- trasformazione 3-4: il fluido viene laminato, e quindi espanso, dalla pressione P_3 alla pressione di evaporazione P_4 ;
- Trasformazione 4-1: il fluido refrigerante si trova alla temperatura T_4 ed assorbe, a pressione costante, calore dall'ambiente esterno. Il fluido di lavoro passa così, a temperatura costante, dallo stato liquido a quello aeriforme. Il calore per unità di massa assorbito può essere espresso mediante la seguente relazione:

$$q_{cond} = (h_1 - h_4) \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (2.6)$$

I cicli frigoriferi e a pompa di calore a livello fisico sono identici ma quello che cambia è l'effetto utile e con esso la posizione del condensatore e dell'evaporatore [7]. Si pensi ad una pompa di calore del tipo split installata in un locale di un appartamento (si veda figura 2.8). Il sistema è costituito da due unità: una condensante ed una evaporante. Se l'obiettivo, nell'esempio in esame, è raffreddare il locale l'unità interna assumerà il ruolo di evaporatore (come indicato in figura 2.8) e

quella esterna di condensatore (più propriamente detta moto-condensante dato che è presente anche il compressore). Se l'obiettivo si inverte allora si invertiranno anche i ruoli dell'unità interna e dell'unità esterna.

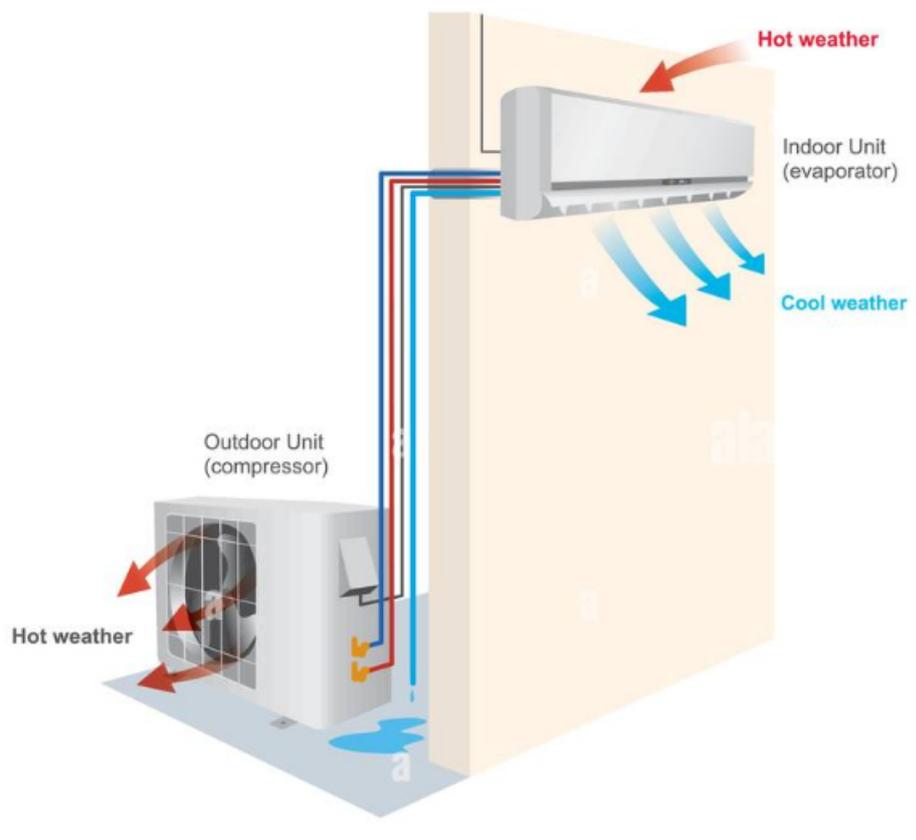


Figura 2.8. Schema pompa di calore split per raffrescamento/riscaldamento [8]

Per valutare le prestazioni di una pompa di calore è necessario definire un coefficiente di prestazione, indicato con l'acronimo COP (Coefficient Of Performance). Esso è definito come il rapporto tra l'effetto utile prodotto dal ciclo inverso, che nel caso della pompa di calore avviene nel condensatore, e il lavoro compiuto sul fluido refrigerante dal compressore.

$$COP = \frac{|(h_3 - h_2)|}{(h_2 - h_1)} \quad (2.7)$$

I valori del COP variano generalmente da 2 a 5 e sono molto influenzati dalle condizioni nelle quali la macchina si trova ad operare. Il parametro che maggiormente condiziona il coefficiente di prestazione di una pompa di calore è la temperatura di evaporazione. Infatti temperature più basse implicano variazioni entalpiche più piccole e un aumento del lavoro del compressore con la conseguente diminuzione del COP. Analogamente, anche se in misura minore, un aumento della temperatura di condensazione ha lo stesso effetto di una diminuzione della temperatura di evaporazione. Alla luce di quello che si è detto circa il funzionamento di queste macchine, un sistema per la produzione di acqua calda sanitaria è costituito da una pompa di calore accoppiata ad un accumulo di acqua sanitaria. Essi possono costituire blocco unico (figura 2.9) o essere separati (figura 2.10).

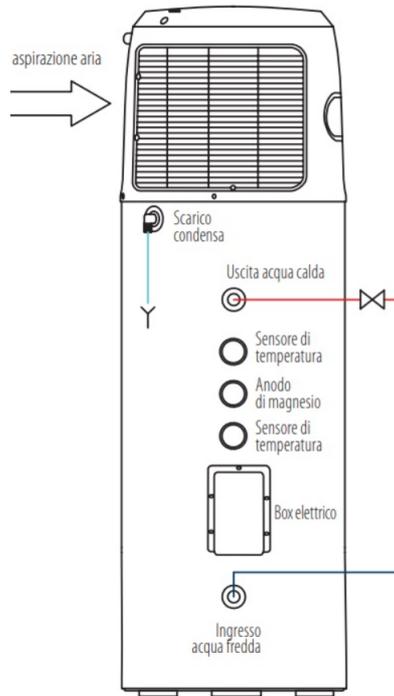


Figura 2.9. Schema illustrativo di una pompa di calore monoblocco per ACS [9]

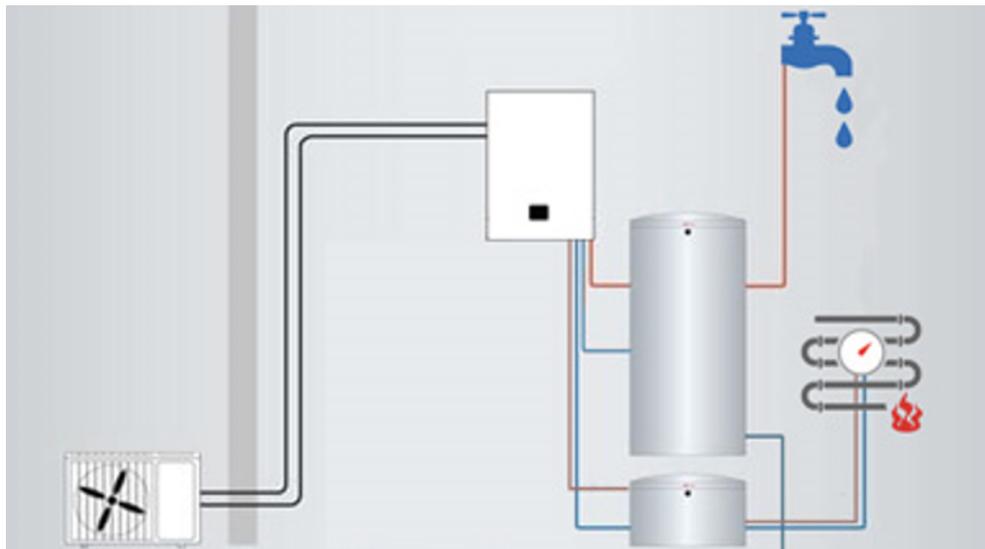


Figura 2.10. Schema illustrativo di una pompa di calore split per ACS [10]

L'evaporatore prende il calore necessario per l'evaporazione del fluido refrigerante comunemente dall'aria esterna (ma ci sono altre fonti che si possono utilizzare come pozzo termico, alcuni esempi possono essere: acqua di falda, di lago o il terreno stesso) mentre il condensatore è rappresentato dall'accumulo stesso (l'acqua sottrae il calore al fluido refrigerante ed esso ritorna dallo stato di vapore a quello di liquido). Il COP delle pompe di calore utilizzate per queste applicazioni varia generalmente da 1.8 a 3 e come, si è visto in precedenza, aumenta al crescere della temperatura esterna (temperatura di evaporazione) e al diminuire della temperatura di accumulo (temperatura di condensazione). Per comprendere meglio il vantaggio nell'utilizzare tali macchine possiamo tradurre il COP come il numero di unità termiche ottenute a

partire da un'unità elettrica. Un COP pari a due vale a dire che con un'unità elettrica se ne ottengono due termiche. Allo stesso modo per uno scaldacqua elettrico ad una unità elettrica ne corrisponde una termica. Ciò significa che, a parità di effetto utile, il consumo di una pompa di calore con COP pari a 2 è il 50% rispetto a quello di uno scaldacqua elettrico. Sebbene i costi di esercizio delle macchine a ciclo inverso siano notevolmente più bassi rispetto alla controparte puramente elettrica lo stesso non è possibile dire dei costi di acquisto e di installazione. All'interno del serbatoio di accumulo (si veda figura 2.11) viene introdotto, oltre gli elementi di misura e l'anodo sacrificale, un elemento scaldante aggiuntivo. Quest'ultimo è generalmente una resistenza elettrica o un serpentino attraversato da un fluido primario proveniente da una caldaia. Questo elemento entra in funzione nei seguenti casi:

- quando la temperatura di evaporazione (temperatura esterna) ha un valore talmente basso che il valore del COP della pompa di calore ne rende sconveniente l'utilizzo;
- quando la temperatura di evaporazione (temperatura esterna) è al di fuori dei range delle temperature di funzionamento della macchina;
- quando la temperatura di accumulo deve essere innalzata a valori necessari per effettuare i cicli anti legionella;
- quando, in seguito ad un consumo intensivo di ACS, è richiesta una rapida messa a regime dell'accumulo.

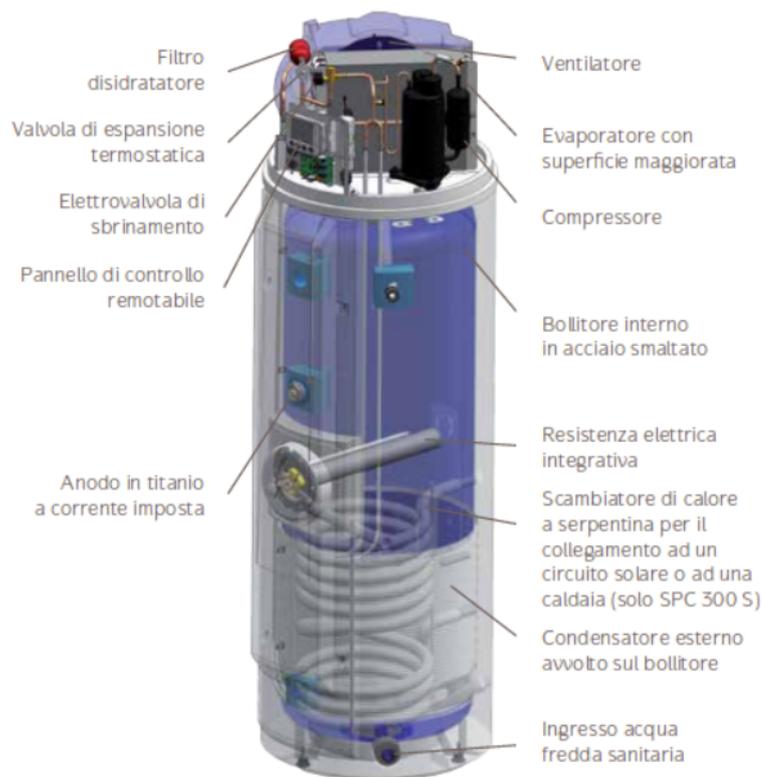


Figura 2.11. Schema di uno scaldacqua a pompa di calore [11]

Accumulatori di ACS solari

Lo scaldacqua solare è un sistema che utilizza l'energia solare per riscaldare l'acqua utilizzata in una casa o in un edificio. Questi sistemi sono composti da:

- **collettore**: è il pannello solare vero e proprio. Riceve la radiazione solare che viene trasferita a un fluido termovettore circolante al suo interno che aumenta gradualmente la sua temperatura;
- **scambiatore di calore**: il fluido termovettore circola all'interno di questo componente e cede il proprio calore all'acqua sanitaria;
- **accumulo**: è necessario per garantire una determinata quantità di ACS anche in assenza di radiazione solare. L'accumulo, come vedremo più avanti, è disposto per essere alimentato anche da un'altra fonte di calore.

Il funzionamento dello scaldacqua solare prevede che i pannelli solari riscaldino l'acqua attraverso l'assorbimento della luce solare. L'acqua calda prodotta viene poi immagazzinata nel serbatoio di accumulo e può essere utilizzata quando necessario per l'utilizzo domestico. Gli scaldacqua solari sono una fonte di energia rinnovabile e pulita, che aiuta a ridurre l'impatto ambientale e i costi energetici. Tuttavia il loro funzionamento dipende dalle condizioni meteorologiche e non sono sempre efficaci in aree con poche ore di sole o in climi molto freddi. I pannelli solari sono posti tipicamente in copertura. Il fluido termovettore circolante al proprio interno trasferisce il calore acquisito tramite la radiazione solare all'acqua sanitaria contenuta in un piccolo serbatoio scambiatore posto in testa ai pannelli solari (si veda figura 2.12).



Figura 2.12. Esempio di collettori solari in copertura [12]

Esistono diverse tipologie di collettori solari che si distinguono per geometria, per prestazioni e per la metodologia col quale vengono ridotte le dispersioni.

Collettori solari piani

Sono i più diffusi nel nostro Paese e si distinguono in due tipologie: scoperti e vetrati. [13] Il collettore solare vetrato ha una struttura a sandwich dove nella parte inferiore è presente un coibente termico per limitare il più possibile le dispersioni termiche, nella parte centrale una lastra captante selettiva in metallo annerito al quale sono saldati i canali di circolazione, generalmente in rame, del fluido termovettore. Il tutto è coperto da una lastra in vetro che garantisce un "effetto serra"; risulta quindi trasparente alla luce solare diretta e opaca a quella rifratta. Il vetro ha anche una funzione protettiva contro gli agenti atmosferici che potrebbero comprometterne il funzionamento [13].

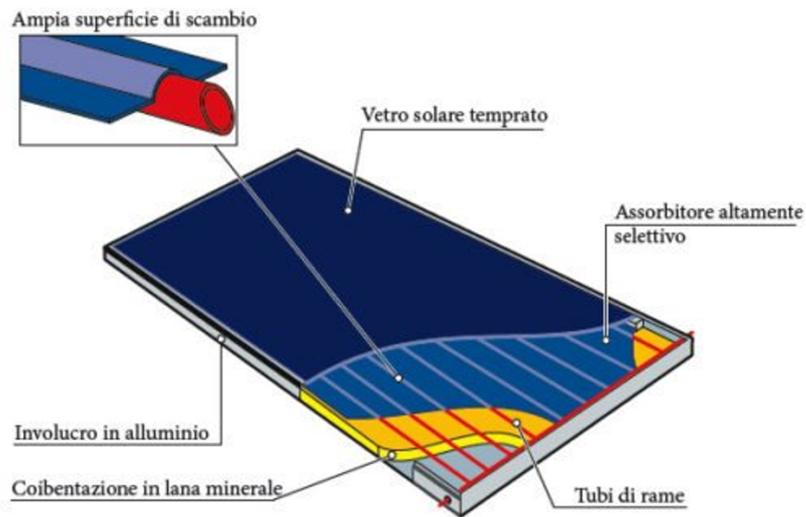


Figura 2.13. Schema illustrativo di un collettore solare vetrato [13]

I collettori piani scoperti invece sono privi di copertura vetrata e ciò li rende direttamente esposti agli agenti atmosferici e hanno un rendimento più basso a causa dell'assenza dell' "effetto serra" garantito dalla presenza della lastra di vetro. Il fluido termovettore circola all'interno dei canali saldati sulla piastra captante. Hanno un costo più basso rispetto a quelli vetrati e l'installazione risulta più agevolata.



Figura 2.14. Esempio di collettori solari scoperti [14]

Collettori solari sottovuoto

Sono costituiti da tubi in vetro concentrici. Il primo ha funzione protettiva da agenti atmosferici mentre quello interno, che è l'elemento captante, è ricoperto da una vernice selettiva di colore scuro [15]. Tra i due tubi è praticato il sottovuoto che garantisce un elevato isolamento termico ⁴. Le applicazioni più performanti prevedono una modalità di trasporto del calore denominata *heat pipe*. All'interno dell'elemento captante viene posto un ulteriore canale, stavolta in rame, che contiene una soluzione alcolica. Questa cambia il proprio stato fisico, da liquido a vapore e viceversa, a basse temperature e ciò permette di sfruttare sia il calore sensibile che quello latente di condensazione. Il fluido termovettore man mano che inizia a scaldarsi evapora e risale lungo la *heat pipe* fino allo scambiatore di calore dove, cedendo calore all'acqua sanitaria stoccata, condensa e ritorna nella parte più bassa del canale in rame. Questo sistema di trasporto del calore rende questi pannelli utilizzabili a temperatura molto basse e in zone geografiche con scarso irraggiamento solare. Le temperature che si possono raggiungere utilizzando questa tecnologia possono arrivare anche oltre i 100 °C e il rendimento, rispetto a quelli vetrati, può arrivare ad essere anche il 20% superiore. Tuttavia sono molto costosi e con i livelli di irraggiamento del nostro Paese le installazioni sono poco comuni, in particolar modo in ambito domestico. Inoltre per garantirne un corretto funzionamento devono essere collocati con inclinazioni comprese tra i 30° e i 70° rispetto al piano orizzontale per permettere il corretto movimento della soluzione alcolica all'interno delle *heat pipes*.

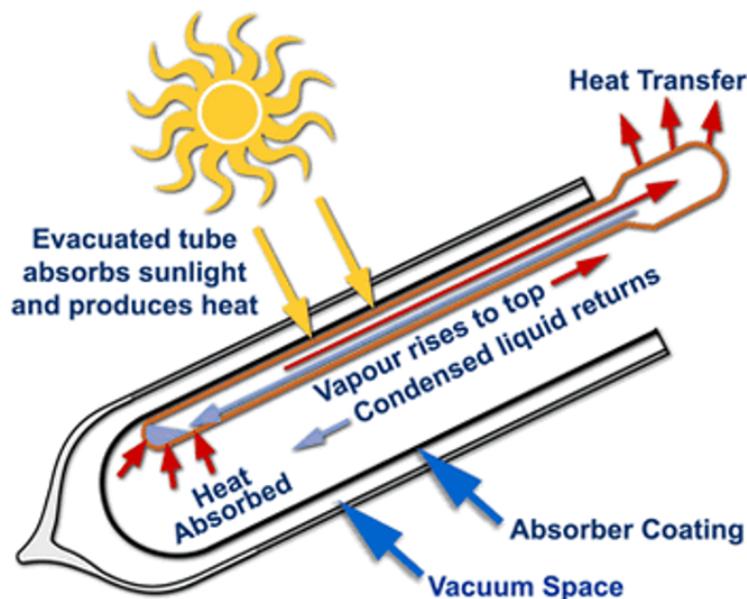


Figura 2.15. Schema illustrativo di collettore solare sottovuoto [15]

Nel caso estivo, quando la radiazione solare abbonda, il fabbisogno di acqua calda sanitaria può essere interamente soddisfatto tramite l'energia solare ma quando questa non è sufficiente è necessario adottare un sistema di integrazione e demandare al

⁴Lo scambio termico per convezione è assente in un ambiente sottovuoto. Ciò permette di eliminare dispersioni termiche che avvengono secondo questa tipologia di scambio termico.

sistema solare il compito di preriscaldare l'acqua sanitaria. Il sistema supplementare può essere rappresentato da una caldaia a gas, una resistenza elettrica o una pompa di calore.

Teleriscaldamento

Il teleriscaldamento è un sistema di distribuzione dell'energia termica, che prevede il trasporto di acqua calda o vapore attraverso una rete di tubazioni sotterranee per riscaldare ed eventualmente raffreddare gli edifici di una intera zona o città. Questo sistema di riscaldamento centralizzato rappresenta una valida alternativa ai sistemi di riscaldamento tradizionali basati sull'uso di caldaie individuali o di centrali termiche, poiché consente di ottimizzare l'uso dell'energia e di ridurre l'impatto ambientale. Il teleriscaldamento utilizza fonti di energia rinnovabili o a basso impatto ambientale, come biomasse, geotermia, cogenerazione e fonti solari termiche, per generare il calore necessario. Il calore prodotto viene poi distribuito attraverso la rete di tubazioni sotterranee e viene utilizzato per il riscaldamento degli edifici e dell'acqua sanitaria. Il teleriscaldamento presenta numerosi vantaggi rispetto ai sistemi di riscaldamento tradizionali, come ad esempio la maggiore efficienza energetica, la riduzione delle emissioni inquinanti, in particolare di anidride solforosa (SO_2), ossidi di azoto (NO_x) e polveri sottili, e del consumo di fossili, il maggior controllo sulla qualità dell'aria e la riduzione dei costi di manutenzione per gli utenti finali. Tuttavia, il teleriscaldamento presenta anche alcune criticità, come la necessità di realizzare una rete di distribuzione sotterranea, che richiede importanti investimenti iniziali, e la possibile perdita di autonomia degli utenti finali nell'ambito della scelta del sistema di riscaldamento più adatto alle proprie esigenze. Ogni edificio è dotato di uno scambiatore dove nel primario transita l'acqua calda proveniente dal centro di generazione e nel secondario l'acqua destinata agli utilizzatori (che possono essere i corpi scaldanti nel caso del riscaldamento o i preparatori di ACS nel caso di produzione di acqua calda sanitaria). Nel tratto della rete di teleriscaldamento che entra in centrale termica di un complesso sono presenti vari dispositivi tra i quali: valvole di sicurezza, sistemi di contabilizzazione del calore e sistemi di controllo di pressione, portata e temperatura. Compatibilmente alle temperature di utilizzo dell'acqua calda sanitaria è sempre conveniente cercare di mantenere quest'ultime più basse possibili per limitare, quanto possibile, la precipitazione di calcare e fenomeni corrosivi all'interno delle tubazioni. Un'altra considerazione che è possibile fare riguarda il tratto di rete che torna nella centrale di generazione; dato che le dispersioni termiche sono in funzione del salto termico tra la temperatura del fluido all'interno del tubo e la temperatura esterna ⁵ (che sia aria nel caso di tubazione superficiale o terreno nel caso di tubazione interrata) è importante cercare di operare il massimo scambio termico possibile all'utenza in modo da restituire nella diramazione di ritorno un fluido a bassa temperatura.

⁵La potenza termica dispersa dalla tubazione coibentata sarà data dalla seguente equazione

$$\dot{Q} = \frac{2\pi \cdot L \cdot (T_{int} - T_{est})}{\frac{1}{h_1 \cdot R_1} + \frac{\ln(\frac{R_2}{R_1})}{\lambda_1} + \frac{\ln(\frac{R_3}{R_2})}{\lambda_2} + \frac{1}{h_2 \cdot R_3}}$$

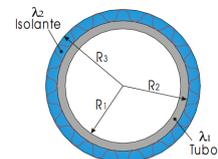




Figura 2.16. Esempio di sottostazione di teleriscaldamento presente sul mercato [16]

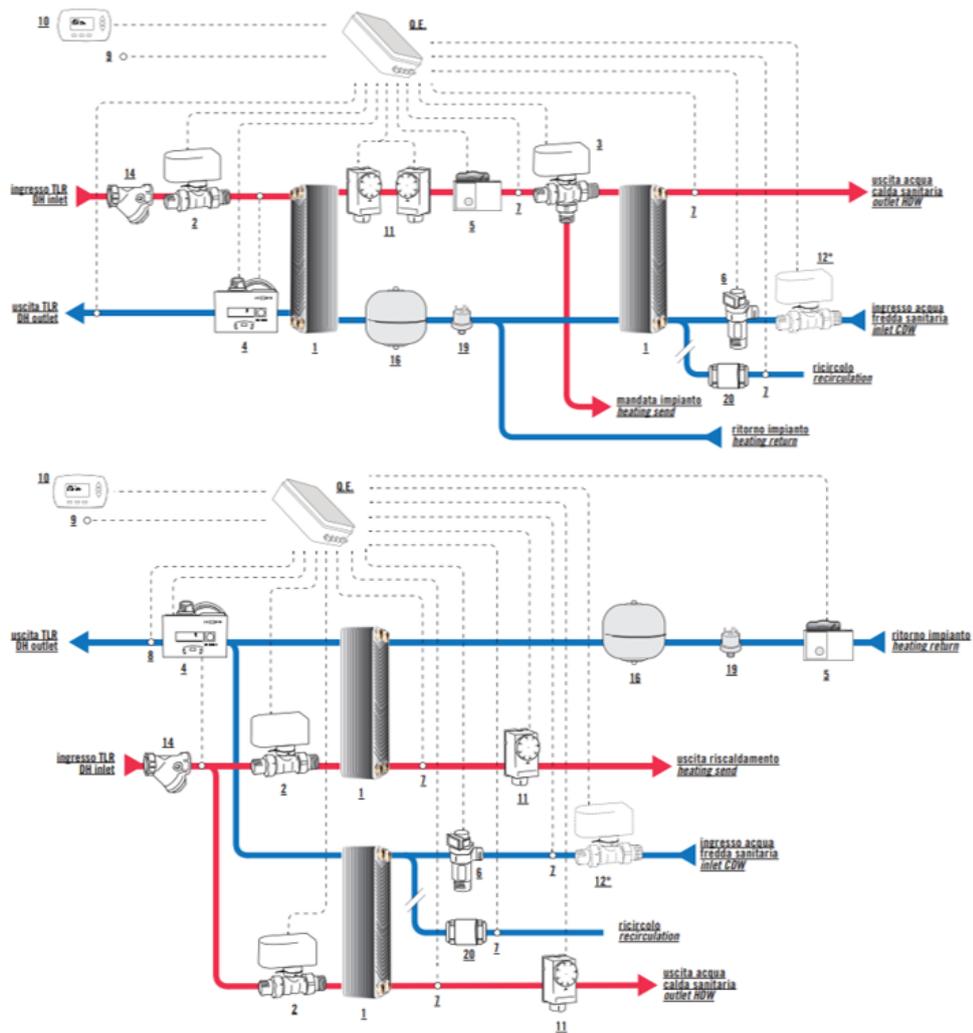


Figura 2.17. Schemi di impianto di teleriscaldamento per acqua tecnica e sanitaria. Sopra produzione di ACS in serie con acqua per riscaldamento, sotto in parallelo [17]

Accumulatori di ACS con diverse fonti energetiche

I sistemi di produzione di acqua calda sanitaria ibridi combinano diversi metodi di produzione di acqua calda per ottenere un sistema più efficiente dal punto di vista energetico e meno energivoro. Questi sistemi utilizzano una combinazione di fonti di energia, come il gas naturale, l'elettricità, il solare e persino il calore di scarico proveniente da altre fonti di riscaldamento per produrre acqua calda. I sistemi ibridi sono progettati per fornire acqua calda in modo più efficiente e sostenibile rispetto ai sistemi tradizionali. Uno dei vantaggi di questi sistemi ibridi è la loro flessibilità. Possono essere configurati in base alle specifiche esigenze di una casa o di un edificio e possono essere adattati per funzionare con diverse fonti di energia. Ad esempio, il sistema può essere alimentato principalmente da energia solare, ma può essere integrato con una caldaia a gas o un sistema di riscaldamento centralizzato per garantire un flusso costante di acqua calda. Un altro vantaggio dei sistemi ibridi è la loro efficienza energetica. Utilizzando una combinazione di fonti di energia, questi sistemi possono ridurre i costi di esercizio e le emissioni di carbonio, riducendo l'impatto ambientale. Inoltre, molti sistemi ibridi sono dotati di funzioni di controllo della temperatura e di programmazione per ottimizzare il funzionamento del sistema in base alle esigenze specifiche dell'utente. Ci sono diversi tipi di sistemi di produzione di acqua calda sanitaria ibridi disponibili sul mercato. Uno dei più comuni è il sistema solare termico con integrazione a gas. Questo sistema utilizza pannelli solari per riscaldare l'acqua, ma in caso di scarsa insolazione o di necessità di una maggiore quantità di acqua calda, il sistema si integra automaticamente con una caldaia a gas per fornire acqua calda supplementare. I sistemi solari termici con integrazione a gas possono essere costosi all'acquisto, ma possono fornire notevoli risparmi sul lungo termine grazie alla riduzione dei costi di energia. Un altro tipo di sistema di produzione di acqua calda sanitaria ibrido è il sistema pompa di calore ad aria o ad acqua con integrazione solare. Questo sistema utilizza una pompa di calore per prelevare il calore dall'aria o dall'acqua per riscaldare l'acqua. Inoltre, il sistema può essere integrato con pannelli solari per aumentare l'efficienza e la sostenibilità del sistema.

Impianto con caldaia a condensazione e pompa di calore

È tra gli impianti *ibridi* di gran lunga più diffuso nel nostro Paese. Contributo fondamentale alla loro diffusione sono stati sicuramente i numerosi incentivi statali per l'efficientamento energetico. È composto dall'accoppiamento di una pompa di calore, una caldaia a condensazione e da una centralina di controllo che permette di gestire il funzionamento delle due macchine in modo smart. La produzione di acqua calda sanitaria è demandata principalmente alla pompa di calore ma quando le condizioni esterne diventano gravose o la domanda energetica si impenna bruscamente interviene la caldaia a condensazione. Alla macchina frigorifera è collegata una sonda climatica esterna in grado di leggere la temperatura esterna e di comunicare in modo monodirezionale con il sistema di gestione. Questo ultimo confronta l'informazione sulla temperatura esterna con due valori: *temperatura di bivalenza*⁶ e *temperatura esterna minima*. La temperatura minima è quella tale per cui la pompa di calore viene spenta ed entrerà in funzione la caldaia a condensazione. Infatti, come già discusso nel sotto paragrafo "Accumulatori di ACS a pompa di calore", in queste condizioni il COP della macchina a ciclo inverso assume un valore troppo basso per giustificarne l'utilizzo. La temperatura di bivalenza, di valore maggiore

⁶È quella temperatura nel quale si trova ad operare la macchina tale per cui il suo COP è unitario

a quella minima, è quella a partire dal quale le due macchine funzionano simultaneamente. In queste condizioni la pompa di calore non riesce da sola a soddisfare i fabbisogni dell'utenza e per tale motivo viene supportata dall'altro generatore di calore. Quindi:

- per temperature superiori a quella di bivalenza la pompa di calore da sola sarà in grado di far fronte al carico termico necessario;
- per valori di temperatura compresi tra quella di bivalenza e quella minima le due macchine lavorano parallelamente per far fronte al fabbisogno termico;
- per valori di temperatura al di sotto di quella minima la pompa di calore verrà spenta e la caldaia da sola provvederà a soddisfare il fabbisogno dell'utenza.

Tuttavia, se il consumo di acqua calda sanitaria dovesse essere elevato e la pompa di calore non riuscisse a fornire la potenza necessaria per riportare l'accumulo al set-point impostato entro un determinato arco temporale la centralina comanderà, anche in questo caso, l'accensione del secondo generatore di calore. Se dovesse essere necessario aumentare la temperatura al condensatore, per esempio per i cicli anti legionella, ancora una volta sarà comandata l'accensione della caldaia per far fronte all'eccessiva diminuzione del COP. La centralina di controllo può essere sia interna che esterna al sistema ibrido. Nel caso sia esterna, una volta verificata l'interfacciabilità con il sistema di controllo della pompa di calore, la comunicazione può avvenire in tre modi differenti.

- **Comunicazione monodirezionale tramite l'utilizzo di un relè.** In questo caso tramite l'interruttore elettromeccanico viene comandata l'accensione o lo spegnimento della macchina. Questa rimane autonoma dal punto di vista della modulazione che, tramite il proprio sistema di controllo, salvaguarda al meglio i cicli on/off, e quindi la vita del compressore.
- **Controllo monodirezionale tramite un segnale di voltaggio.** Ad esempio un segnale 0-10 Volt può essere utilizzato dalla centralina per richiedere alla pompa di calore temperature di acqua calda sanitaria ben precise. Ad esempio nel caso in cui le condizioni esterne siano comprese tra le minime di funzionamento e quelle di bivalenza, la centralina esterna può richiedere alla pompa di calore di produrre un fluido sanitario a 40°C (al quale potrebbe corrispondere un segnale di 4 Volt) o a 50°C (al quale potrebbe corrispondere un segnale di 5 Volt) per poi eseguire un backup termico tramite la caldaia a condensazione.
- **Comunicazione bidirezionale tramite un'interfaccia digitale come per esempio Modbus.** È la soluzione più complessa ma quella che offre più configurazioni. Supporta la connettività con vari dispositivi attraverso i quali è possibile avviare o arrestare i sistemi, modificare alcuni parametri di funzionamento nonché la visualizzazione di dati di funzionamento.

In questo modo è possibile avere un sistema che gestisce il funzionamento dei generatori di calore in modo da avere la massima efficienza possibile in funzione delle condizioni esterne e delle necessità dell'utente.

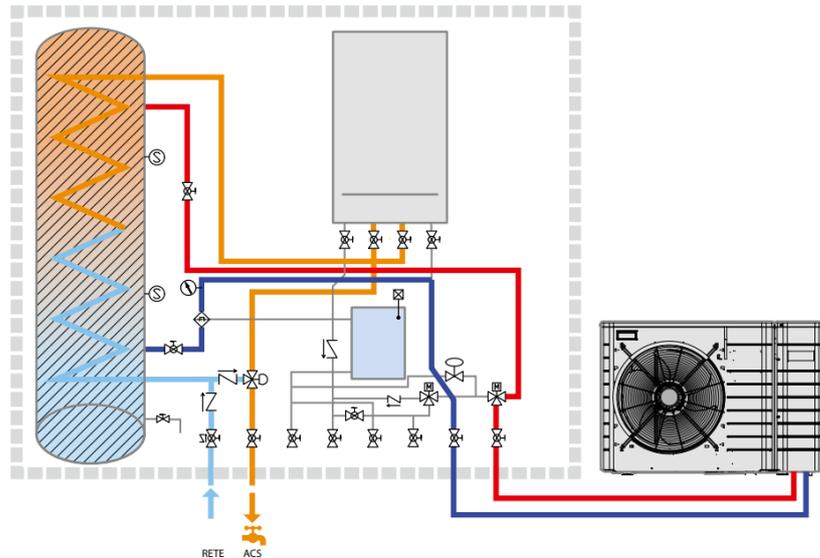


Figura 2.18. Schema illustrativo di sistema ibrido per la produzione di ACS [18]

Impianto con stufa a pellet e solare termico

Un sistema combinato di stufa a pellet e solare termico per la produzione di acqua calda sanitaria è un sistema ibrido che sfrutta l'energia rinnovabile del sole e la combustione dei pellet di legno per riscaldare l'acqua. Il sistema è costituito da una stufa a pellet che funziona come sistema di riscaldamento centrale per l'intera casa e un collettore termico solare che assorbe l'energia solare per riscaldare l'acqua calda sanitaria. Inoltre, il sistema è dotato di un serbatoio di accumulo che immagazzina l'acqua calda prodotta. Il funzionamento del sistema combinato è piuttosto semplice: la stufa a pellet riscalda l'acqua presente nel serbatoio di accumulo, mentre il collettore solare termico assorbe l'energia solare e la trasferisce all'acqua del serbatoio. In questo modo, l'acqua calda prodotta dal sistema può essere utilizzata per uso domestico, come ad esempio per la doccia, il lavandino o la lavatrice. Questo tipo di sistema offre numerosi vantaggi, tra cui un notevole risparmio economico, la riduzione delle emissioni di CO₂ e una maggiore efficienza energetica. Inoltre, è un sistema molto versatile e flessibile, in quanto è possibile utilizzare sia la stufa a pellet che il collettore termico solare in modo indipendente a seconda delle necessità.

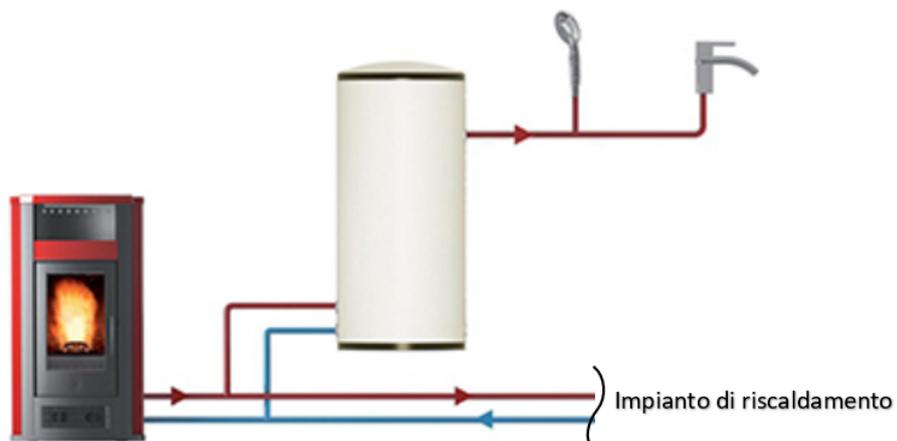


Figura 2.19. Schema illustrativo di sistema combinato solare termico-stufa a pellet per la produzione di ACS e riscaldamento [19]

Impianto con pompa di calore e solare termico

Un sistema combinato di pompa di calore e solare termico per la produzione di acqua calda sanitaria sfrutta l'energia rinnovabile del sole e un pozzo termico per riscaldare l'acqua. Il sistema è costituito da un collettore solare termico che assorbe l'energia solare per riscaldare preliminarmente o esclusivamente l'acqua presente nel serbatoio e da una pompa di calore che preleva l'energia termica dall'aria esterna (altri pozzi termici come è stato discusso in precedenza possono essere acqua o suolo) e la trasferisce all'acqua del serbatoio di accumulo. Quando le condizioni esterne sono favorevoli alla produzione solare la pompa non interviene se non nel periodo notturno in cui manca la fonte rinnovabile solare. Al fine di sfruttare il più possibile l'energia termica solare il serpentino del circuito corrispondente deve essere collocato nella parte più bassa dell'accumulo cosicché possa elaborare il salto termico più grande. Per prevenire delle situazioni in cui nessuno dei due sistemi è in grado di soddisfare il fabbisogno termico necessario all'utenza a causa delle condizioni esterne o per eventuali cicli anti legionella nel serbatoio di accumulo sarà installata una resistenza elettrica integrativa. Questo tipo di sistema offre numerosi vantaggi, tra cui un notevole risparmio economico, la riduzione delle emissioni di CO₂ e una maggiore efficienza energetica. Inoltre, è un sistema molto versatile e flessibile, in quanto è possibile utilizzare sia la pompa di calore che il collettore termico solare in modo indipendente a seconda delle necessità dell'utenza.

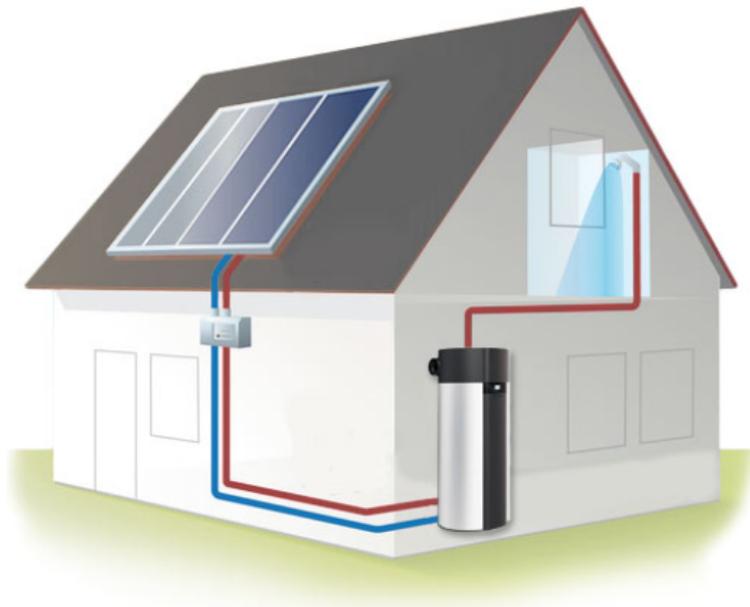


Figura 2.20. Schema illustrativo di sistema combinato solare termico-pompa di calore per la produzione di ACS [20]

2.2.3 Produzione di ACS tramite vapore

Nei grossi condomini o nelle strutture che richiedono un'elevata quantità di ACS, come alberghi o ospedali, le metodologie per produrla sono differenti da quelli visti in precedenza. Il generatore di calore può essere alimentato da diverse tipologie di combustibili come gas naturale o manifatturato, olio combustibile o biomassa. Tipicamente per questa tipologia di utenze si utilizzano caldaie a tubi d'acqua o a tubi di fumo per produrre acqua calda ad alta pressione, vapore saturo o vapore surriscaldato usati come fluidi termovettori per alimentare i bollitori di acqua calda sanitaria.

Caldaie a tubi d'acqua

Una caldaia a tubi d'acqua è un generatore di calore nel quale, indipendentemente dal combustibile utilizzato, il vapore viene prodotto facendo lambire dei tubi pieni d'acqua dai gas combusti dal bruciatore (si veda lo schema semplificato riportato in figura 2.21).

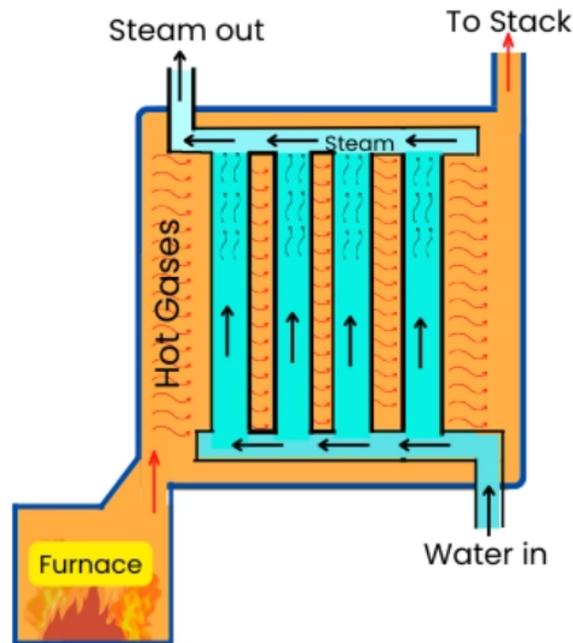


Figura 2.21. Schema semplificato del funzionamento di una caldaia a tubi d'acqua [21]

Questa tipologia di generatori è particolarmente adatta quando è richiesta una grande quantità di vapore (tipicamente da 0,25 a 50 t/h) in tempi relativamente ristretti grazie la bassa inerzia termica dovuta ai ristretti volumi di vaporizzazione (i tubi entro i quali transita l'acqua).

Caldaie a tubi di fumo

Una caldaia a tubi da fumo è un generatore di vapore nel quale i prodotti di combustione provenienti dal bruciatore passano attraverso dei tubi lambiti da acqua calda prima di entrare nella canna fumaria per essere espulsi. La quantità di vapore prodotto tipicamente varia da 4,5 a 80 t/h (si veda lo schema semplificato riportato in figura 2.22).

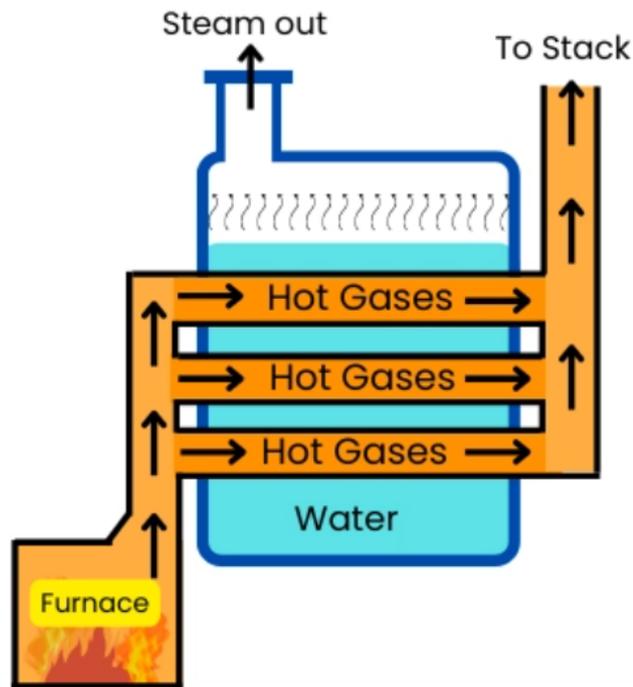


Figura 2.22. Schema semplificato del funzionamento di una caldaia a tubi di fumo [21]

Al contrario delle caldaie a tubi d'acqua l'inerzia termica è molto elevata ma la quantità di vapore che si può produrre è molto più elevata. Per aumentare la potenza scambiata tra acqua e fumi e ottenere una maggiore omogeneità della temperatura è uso comune aumentare il tempo di permanenza dei gas combusti aumentando il percorso che devono compiere prima di arrivare all'imbocco del camino. In commercio è possibile facilmente trovare caldaie a due o tre giri di fumo. Si riportano nelle seguenti immagini degli schemi dove è possibile cogliere la differenza tra i giri di fumo.

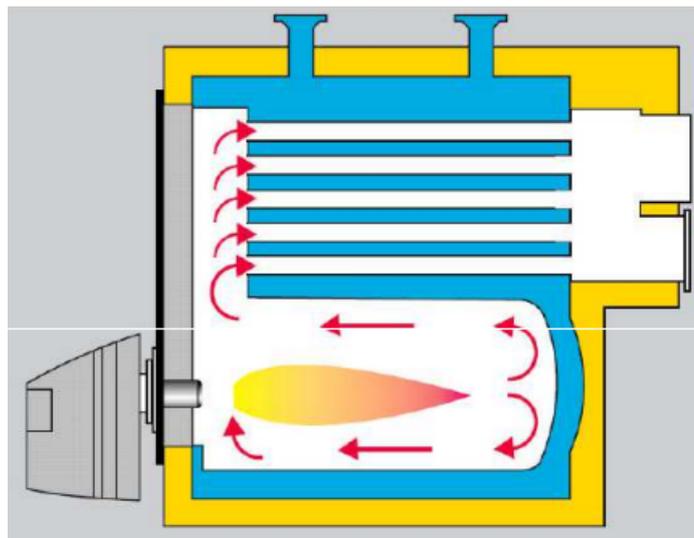


Figura 2.23. Schema semplificato caldaia a due giri di fumo con inversione di fiamma. In questa tipologie di caldaie il bruciatore e il camino si trovano in posizioni opposte [22]

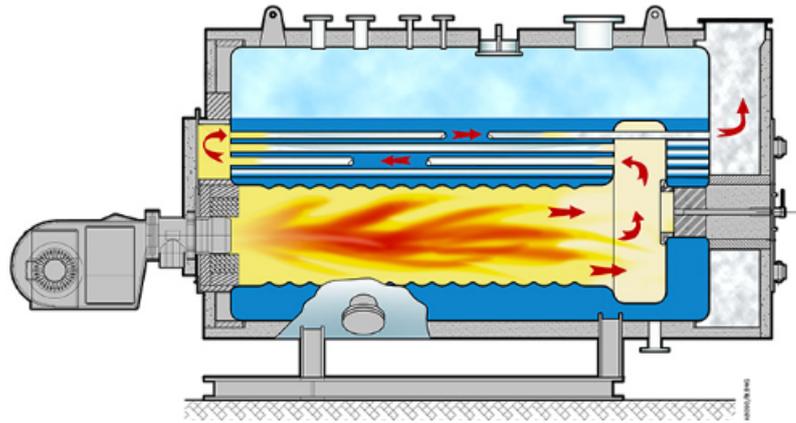


Figura 2.24. Schema semplificato caldaia a tre giri di fumo. In questa configurazione il bruciatore e il camino si trovano su lati opposti del corpo caldaia [23]

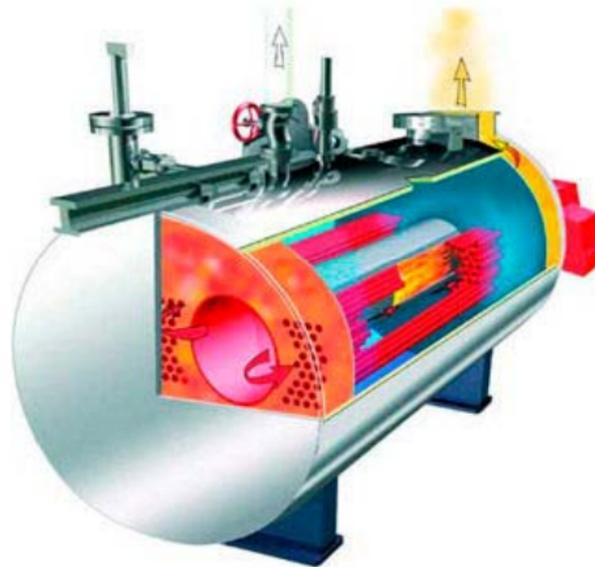


Figura 2.25. Schema semplificato caldaia a due giri di fumo senza inversione di fiamma. In questa configurazione bruciatore e camino sono disposti lungo lo stesso lato del corpo caldaia [24]

Nella caldaia si distinguono essenzialmente i seguenti componenti [43]:

- Il **bruciatore** che costituisce l'organo di ingresso dell'energia termica. Sul bruciatore, si costituisce una miscela quasi perfettamente stechiometrica tra il carbonio (o altro elemento ossidato) contenuto nel combustibile e l'ossigeno contenuto nell'aria, in modo da realizzare una fiamma tale da trasmettere il calore sia per conduzione che per convezione termica tramite i fumi caldi di combustione, sia per irraggiamento. L'ambiente in cui è presente il focolare è detto camera di combustione. Nel caso di focolari a combustibile solido, è prevista una camera, detta cinerario, solitamente sottostante la griglia del focolare, in cui si accumulano le ceneri di combustione e da cui queste vengono estratte. La camera di combustione è solitamente in leggera depressione nel

caso di combustibile solido; in presenza di un bruciatore la camera è a volte a pressione superiore all'atmosferica.

- Il **duomo**, specifico delle caldaie a tubi di fumo, che è di fatto una camera di calma nella parte alta della caldaia in cui si ottiene una separazione per gravità del vapore (leggero) dalle goccioline d'acqua (pesanti) che vengono trascinate dal vapore stesso.
- Il **corpo cilindrico** che nelle caldaie a tubi di fumo è l'involucro contenente la caldaia stessa; in quelle a tubi d'acqua ve ne è di norma due o più, uno inferiore avente la funzione di collettore dell'acqua calda non vaporizzata per favorirne il moto convettivo, e uno superiore, nel quale avviene l'evaporazione dell'acqua e la separazione delle gocce trascinate.
- Il **fascio tubiero** ossia un assieme di tubi che collegano, nelle caldaie a tubi di fumo il focolare al camino, e in quelle a tubi d'acqua i corpi cilindrici. Il fascio tubiero ha la funzione di aumentare per quanto possibile la superficie di scambio tra fumi e acqua.
- Il **camino**, condotto esterno di evacuazione dei fumi di combustione esausti.
- **Passo d'uomo** che hanno lo scopo di permettere un'ispezione visiva.
- Il **surriscaldatore**. Qualora si abbia la necessità di produrre vapore surriscaldato. I tubi del surriscaldatore lavorano principalmente per convezione e in parte per irraggiamento, disposti cioè a vista della fiamma ma non vi sono esposti direttamente come i tubi vaporizzanti poiché il vapore non è in grado di smaltire il calore come l'acqua e tubi di vapore esposti a fiamma non sopporterebbero lo stress termico.
- **Economizzatore** ha lo scopo di ridurre il calore sensibile che sarebbe impiegato per la vaporizzazione preriscaldando l'aria comburente e l'acqua di adduzione.

La regolazione di questi generatori di calore è alquanto sofisticata proprio per le grandi potenze installate e per le possibili conseguenze che ne possono derivare da uno scorretto funzionamento. Si basa sul monitoraggio di tre grandezze fisiche (chiamata per questo regolazione a tre elementi): portata di vapore inviato all'utenza, portata d'acqua di alimento e livello dell'acqua all'interno del corpo caldaia. Quando l'utenza richiede un'elevata quantità di vapore la pressione all'interno della caldaia diminuisce portando ad un incremento dell'evaporazione dell'acqua. Questo fenomeno porta alla formazione di bolle di vapore all'interno del fluido è ciò ne causa un apparente aumento di volume con conseguente aumento di livello. Se non vi fosse la regolazione tramite la portata di vapore, che permette un'azione correttiva, il meccanismo di riempimento comandato dal controllo del livello sarebbe ingannato dall'apparente innalzamento del livello dell'acqua e compenserebbe con una diminuzione della portata di adduzione con il concreto rischio di danni severi. Inserendo anche il controllo sulla portata di adduzione è possibile operare una regolazione tramite bilancio di portata massica tra la portata di vapore uscente dalla caldaia e la portata d'acqua di adduzione.

Capitolo 3

Mmiscelazione e stratificazione dell'accumulo



3.1 Il fenomeno della stratificazione

La stratificazione è un fenomeno fisico caratterizzato da una separazione fisica tra volumi d'acqua. La separazione è consentita dal principio secondo cui l'acqua a temperatura più alta è meno densa e quindi più leggera dell'acqua a temperatura più bassa, essendo più densa e quindi più pesante. Tra queste zone di alta e bassa temperatura si instaura una zona di transizione nota come *termoclino*. Quest'ultimo è costituito da una miscela di fluido caldo e freddo e quindi caratterizzato da una densità intermedia [25].

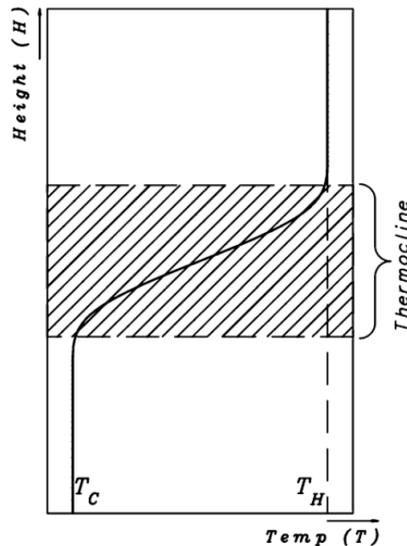


Figura 3.1. Andamento della temperatura in funzione dell'altezza dell'accumulo. Dall'immagine è possibile distinguere la regione caratterizzata da un elevato gradiente termico che definisce il termoclino. [25]

Nel caso di accumuli ad acqua calda o fredda (pertanto a calore sensibile), indipendentemente dal generatore di calore utilizzato (caldaia a combustibile solido, liquido o gassoso, generatori elettrici o collettori solari), è stato dimostrato che il fenomeno della stratificazione incrementa le prestazioni di un sistema generatore-accumulo. La valutazione delle prestazioni e l'analisi del comportamento fisico possono essere valutati da bilanci energetici (in accordo con il primo principio della termodinamica), con bilanci di entropia (in accordo con il secondo principio della termodinamica) o con bilanci exergetici (in accordo con il primo e secondo principio della termodinamica). Come già detto nel paragrafo nel quale si è discussa la descrizione del modello matematico, la stratificazione si verifica quando dentro l'accumulo si creano volumi d'acqua a temperatura differente e conseguentemente a differente densità. Negli ultimi decenni si sono susseguiti numerosi studi con l'obiettivo di valutare non solo la bontà della stratificazione ma anche le prestazioni di un accumulatore sensibile stratificato. È interessante lo studio svolto da Cristofari, Notton, Poggi e Louche [44] nel quale dimostrano che in un sistema costituito da collettore solare e accumulatore ad acqua si otterrebbero rendimenti e rese termiche giornaliere maggiori se si utilizzasse un accumulatore stratificato anziché completamente miscelato. Tuttavia la separazione (per via di densità differenti) tra acqua "calda" e "fredda" non è stabile e perenne per cui è piuttosto facile incorrere nel processo opposto; de-stratificazione. Diversi studi hanno dimostrato che la de-stratificazione si verifica per:

- Fenomeni di dispersione termica di tipo conduttivo lungo le pareti dell'accumulo e tra gli strati di fluido a differente temperatura.
- Miscelazione tra il fluido entrante nell'accumulo e quello già presente in esso.
- Dispersioni termiche di tipo convettivo tra l'involucro dell'accumulo e l'ambiente esterno.

Come si può evincere dalle considerazioni appena fatte non è possibile evitare la de-stratificazione ma può essere senza alcun dubbio ostacolata e ritardata adottando degli accorgimenti. È possibile rallentare il fluido in ingresso all'accumulo in modo da perturbare il fluido che staziona all'interno il meno possibile. Questo è possibile farlo introducendo degli opposti componenti il quale utilizzo è stato validato da numerose ricerche.

- Coni convergenti nel tratto finale della tubazione di ingresso nell'accumulo [45].
- Diffusori nelle tubazioni di ingresso e uscita dall'accumulo [46],[47].
- Utilizzo di componenti nel quale il fluido in ingresso e in movimento può urtare [48],[49],[50],[51].

Le dispersioni tra l'involucro e l'ambiente esterno possono essere ridotte a valori veramente bassi utilizzando opportuni materiali isolanti a bassa conducibilità termica e scegliendone un opportuno spessore [52], [53]. Per quanto riguarda invece le dispersioni conduttive lungo le pareti dell'accumulo, queste possono essere limitate scegliendo opportunamente il rapporto diametro/altezza dell'accumulo [52]. È doveroso citare, anche se non è parte della trattazione del seguente lavoro di tesi, alcune ricerche nel quale si dimostra che l'introduzione di un materiale a cambiamento di fase (PCM) migliorano, e in determinati casi anche notevolmente, le prestazioni dell'accumulo [54], [55], [56], [57]. Il problema della determinazione della bontà della stratificazione non è di facile soluzione. Numerosi studi hanno cercato di valutare la probabilità dell'instaurarsi della stratificazione sulla base di numeri adimensionali. Il numero di Richardson è il rapporto tra le forze di galleggiamento e le forze di inerzia all'interno dell'accumulo e viene espresso mediante la seguente relazione:

$$Ri = \frac{g \cdot \beta \cdot H \cdot (T_{in} - T_{out})}{u_{in}^2} \quad (3.1)$$

Dove:

- g : accelerazione di gravità [$\frac{m}{s^2}$];
- H : lunghezza caratteristica del fenomeno fisico preso in esame. Nel caso della stratificazione è la direzione assiale dell'accumulo, quindi l'altezza [m];
- T_{in} : temperatura in ingresso dell'accumulo corrispondente alla temperatura del fluido nella parte più bassa [$^{\circ}C$];
- T_{out} : temperatura di uscita dall'accumulo corrispondente alla temperatura del fluido nella parte più alta [$^{\circ}C$];
- β : coefficiente di dilatazione termica a pressione costante [$\frac{1}{K}$];
- u_{in} : velocità del fluido freddo in ingresso nella parte più bassa [$\frac{m}{s}$].

Il numeratore del numero adimensionale di Richardson rappresenta le forze di galleggiamento mentre il denominatore le forze di inerzia. Per un elevato valore di Ri la quantità di moto del fluido entrante non è sufficiente per perturbare il galleggiamento dovuto al salto termico per cui la stratificazione si mantiene; in caso contrario iniziano i fenomeni di mescolamento. Come è stato dimostrato dagli studi condotti da Van Berkel [58] e dal team formato da Van Berkel, Rindt e Van Steenhoven [59] e poi confermato dagli studi fatti dal team composto da Castell, Medrano, Sol e Cabeza [26], il numero di Richardson è il più indicativo per valutare la stratificazione in un accumulo termico sensibile. Un altro numero adimensionale molto utilizzato è il numero di Reynolds definito come il rapporto tra le forze di inerzia e le forze viscosive. È definito dalla seguente equazione:

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (3.2)$$

Dove:

- u : velocità del fluido freddo in ingresso nella parte più bassa [$\frac{m}{s}$];
- L : lunghezza caratteristica del fenomeno fisico analizzato. Nel caso in esame è il diametro dell'accumulo [m];
- ν : viscosità cinematica [$\frac{m^2}{s}$].

Se la velocità del flusso è elevata possono verificarsi significative perturbazioni che potrebbero innescare la miscelazione. Tuttavia come dimostrato dallo studio condotto da team formato da Castell, Medrano, Sol e Cabeza [26] la perturbazione potrebbe interessare il fluido sottostante il termoclino e non espandersi sino alla parte superiore dell'accumulo. Il numero di Reynolds quindi è significativo ma da solo non sufficiente per valutare il fenomeno della stratificazione. Si riportano a sostegno di quanto detto in precedenza alcuni risultati dello studio menzionato ([26]). L'andamento del numero di Richardson si avvicina al profilo di temperatura osservato all'interno dell'accumulo. Tuttavia si nota che per valori di portata in ingresso basse la variazione di Ri è grande (per portate di 1 L/min Ri ha un valore di circa 5, mentre per portate di 1,5 L/min il valore del numero di Ri scende a circa 3) mentre per portate del flusso alte il numero di Richardson risulta meno sensibile. Il numero di Reynolds non è rappresentativo della stratificazione in quanto mantiene lo stesso andamento indipendentemente se l'accumulo è stratificato o meno. Esperimenti condotti da Wildin e Truman (1985) hanno suggerito che un valore del numero di Richardson maggiore o uguale all'unità è sufficiente per mantenere una buona stratificazione. Mentre Cole e Bellinger (1981) raccomandarono un valore del numero di Richardson superiore a circa 0,25 - 0,48 per mantenere un alto grado di stratificazione termica in acqua. È stato osservato che la stratificazione si verifichebbe nel serbatoio di stoccaggio per un valore minimo di numero Richardson di 0,244, e a valori inferiori a 0,002 il serbatoio è completamente miscelato. Negli anni 90' sono stati svolti numerosi studi per identificare numeri di Richardson significativi in funzione della geometria dell'ingresso dell'accumulo. In particolare:

- Zurigat e Liche ([60]) giunsero al risultato che per $Ri < 3,6$ la stratificazione è notevolmente influenzata dalla geometria d'ingresso.
- Zurigat ([61]) giunse al risultato che per $Ri > 10$ l'influenza della geometria di ingresso risultava trascurabile.

- Van Berkel, Rindt, Van Steenhoven ([59]) giunsero alla conclusione che per $Ri > 10-20$ il mescolamento era quasi assente.

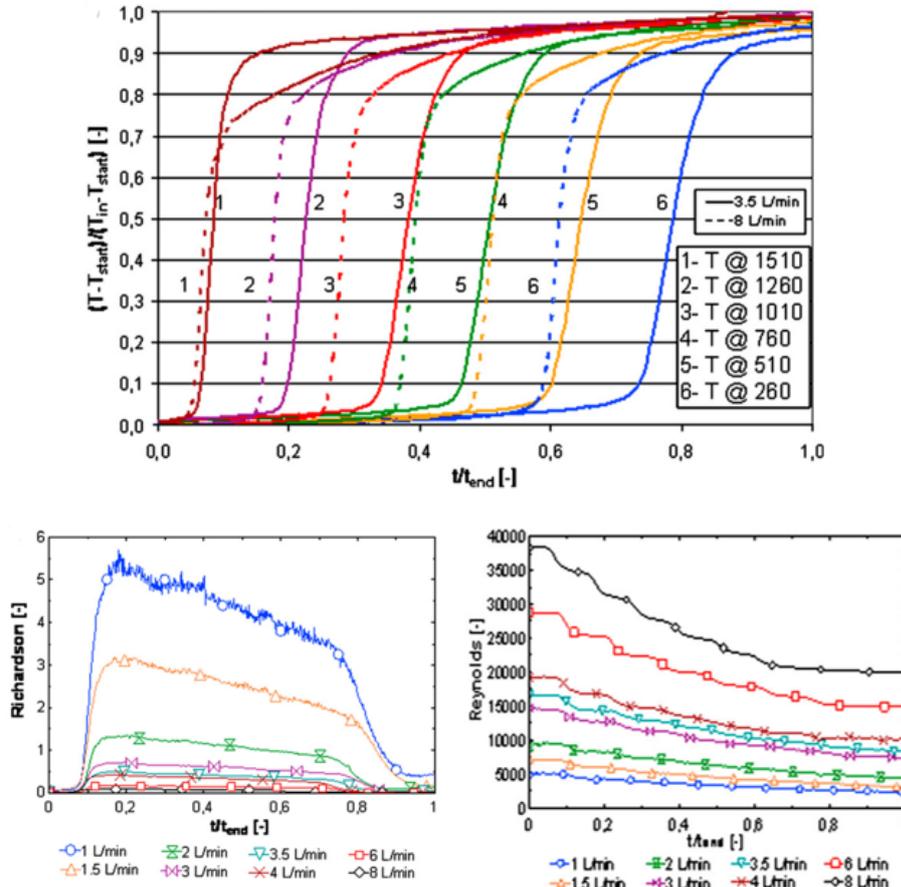


Figura 3.2. Risultati della ricerca condotta da team formato da Castell, Medrano, Sol e Cabeza. In alto sono rappresentati gli andamenti della temperatura all'interno dell'accumulo in funzione di due portate (3,5 L/min e 8 L/min), delle posizioni della sonda termometrica dalla sommità dell'accumulo alla base e in funzione del tempo. In basso a sinistra è rappresentato il numero di Richardson per diverse portate di acqua in ingresso in funzione del tempo. In basso a destra è rappresentato il numero di Reynolds per diversi valori di portate e in funzione del tempo. [26]

Il problema determinazione delle prestazioni di un accumulo sensibile stratificato è di ardua soluzione. Anche in questo caso, come per la valutazione della possibilità del verificarsi della stratificazione, sono stati effettuati numerosi studi con l'obiettivo di fornire numeri adimensionali che, al contrario del caso precedente, possano essere utilizzati in qualche modo come indici di prestazione. Tra i primi sicuramente ci sono gli indici di efficienza energetica che presentano formule matematiche differenti in funzione di come viene approssiato il modello fisico-matematico. Lo studio condotto da Rosen [62] e successivamente da Dincer, Dost e Li [63] identificano quattro tipi di efficienze energetiche. In tutti l'equazione di bilancio consiste nel valutare i contributi della seguente equazione:

$$Energia\ accumulata = Energia\ entrante - Energia\ recuperata - Energia\ persa$$

Per comodità l'equazione sopra scritta la possiamo nella seguente forma:

$$\Delta E = Q_c - Q_d - Q_l \quad (3.3)$$

Dove:

- Q_c : è la quantità di energia in ingresso durante il processo di carica dell'accumulo;
- Q_d : è la quantità di energia recuperata durante il processo di scarica dell'accumulo;
- Q_l : è la quantità di energia persa durante l'intero processo;
- ΔE : è la quantità di energia accumulata nell'accumulo.

Come riportano gli studi i rendimenti energetici sono valutati a partire dalle seguenti equazioni letterali riferiti alla figura 3.1:

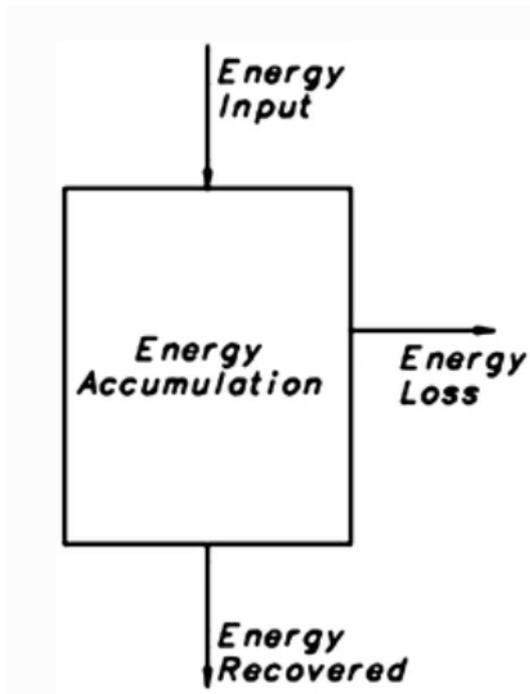


Figura 3.3. Schematizzazione dei flussi energetici di un accumulo [27]

$$\eta_1 = \frac{\text{Energia recuperata}}{\text{Energia entrante}} \quad (3.4)$$

$$\eta_2 = \frac{\text{Energia recuperata} + \text{Energia accumulata}}{\text{Energia entrante}} \quad (3.5)$$

$$\eta_3 = \frac{\text{Energia recuperata}}{\text{Energia entrante} + \text{Energia inizialmente accumulata}} \quad (3.6)$$

$$\eta_4 = \frac{\text{Energia recuperata} + \text{Energia finale accumulata}}{\text{Energia entrante} + \text{Energia inizialmente accumulata}} \quad (3.7)$$

L'utilizzo di una piuttosto che delle altre dipende dal fenomeno fisico oggetto di valutazione: accumulo termico, carica o scarica dell'accumulo. Un numero adimensionale adatto a quantificare l'estensione della stratificazione è stato proposto dal

gruppo formati da Fernandez-Seara, Uhya, Sieres [64] [65] e prende il nome di *numero di stratificazione* (Str). Definito come il rapporto tra la media dei gradienti di temperatura in ciascun intervallo temporale di funzionamento e quello iniziale (corrispondente alla condizione $t = 0$ s).

$$Str = \frac{(\overline{\partial T / \partial z})_t}{(\partial T / \partial z)_{t=0}} \quad (3.8)$$

Il numero di stratificazione diminuisce all'aumentare della portata attraverso il serbatoio di stoccaggio. Il Str presenta alcuni limiti [27]:

- è interminato per accumuli che inizialmente si presentano come miscelati
- risulta nullo quando la stratificazione è simmetrica rispetto all'asse di mezzeria orizzontale dell'accumulo.

Il gruppo formato da Davidson, Adams e Miller [66] ha proposto il *numero di MIX*. Al contrario del numero di stratificazione, che descrive il comportamento del termoclino (zona dove è presente il gradiente termico) il numero di MIX descrive il comportamento complessivo del volume di stoccaggio e caratterizza l'estensione della miscelazione basandosi sull'energia ponderata o il momento dell'energia. Il suo valore varia tra zero e uno dove il valore nullo indica un accumulo perfettamente stratificato e l'unità un accumulo perfettamente miscelato [27]. Un ulteriore parametro utile per la valutazione della stratificazione è lo spessore del termoclino h . Il coefficiente h rappresenta lo spessore della regione entro l'accumulo dove vale la seguente relazione:

$$0.9 \leq \Theta \leq 1 \quad (3.9)$$

Dove Θ è definito tramite la seguente relazione:

$$\Theta = \frac{T - T_c}{T_H - T_c} \quad (3.10)$$

Dove:

- T_c : temperatura di ingresso dell'acqua di adduzione [$^{\circ}C$];
- T_H : temperatura dell'acqua in uscita dall'accumulo [$^{\circ}C$].

Lo spessore del termoclino determina infatti l'entità di miscelazione tra acqua fredda e calda. Un termoclino stretto e con un basso gradiente di temperatura è caratteristico degli accumuli altamente stratificati poiché riduce la quantità di calore trasmesso dall'acqua a più alta temperatura a quella a temperatura più bassa durante le fasi di carico e scarico mentre un termoclino spesso e con un elevato gradiente di temperatura è caratteristico di accumuli lievemente stratificati [25]. Come affermato da Rosen [67] la valutazione di carattere energetico non sono in grado di differenziare in modo chiaro i diversi stati di stratificazione nei serbatoi di accumulo in quanto è possibile ottenere i medesimi risultati quando si valutano volumi di stoccaggio simili con stati di stratificazione differenti. A differenza di un'analisi di tipo energetico, che confronta l'energia accumulata/prodotta con l'energia immessa, un'analisi di tipo exergetico permette di tenere in considerazione aspetti molto importanti come:

- non tutta l'energia che viene immessa nel serbatoio può essere recuperata
- non tutta l'energia recuperata può essere considerata utile.

Spostarsi quindi da un'analisi energetica ad una exergetica permette dunque di ricavare informazioni più precise circa l'efficienza di un sistema di accumulo. Il bilancio exergetico su un bollitore può essere valutato a partire dalla seguente equazione con riferimento alla figura seguente:

$$Exergia\ accumulata = Exergia\ immessa - Exergia\ recuperata - Exergia\ persa + \\ - Exergia\ consumata$$

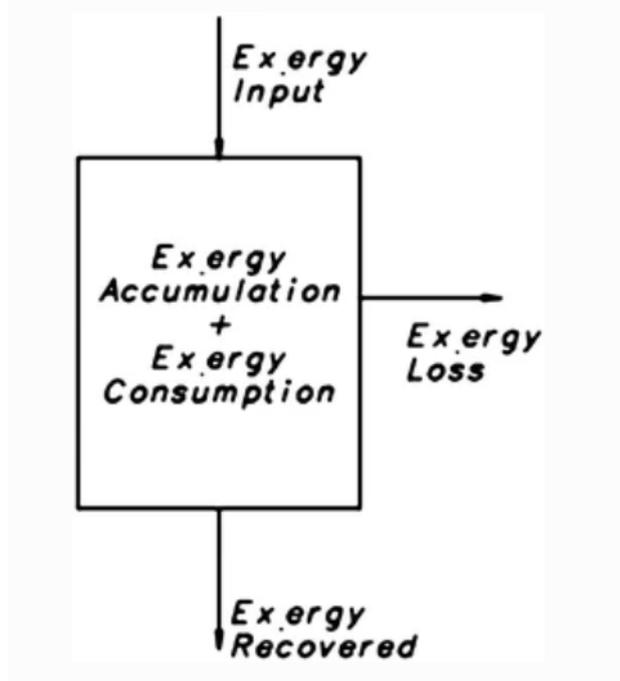


Figura 3.4. Schematizzazione dei flussi exergetici di un accumulo [27]

Utilizzando l'equazione di bilancio possono essere scritti quattro differenti tipi di efficienze exergetiche:

$$\vartheta_1 = \frac{Exergia\ recuperata}{Exergia\ immessa} \quad (3.11)$$

$$\vartheta_2 = \frac{Exergia\ recuperata + Exergia\ accumulata}{Exergia\ immessa} \quad (3.12)$$

$$\vartheta_3 = \frac{Exergia\ recuperata}{Exergia\ immessa + Exergia\ inizialmente\ accumulata} \quad (3.13)$$

$$\vartheta_4 = \frac{Exergia\ recuperata + Exergia\ finale\ accumulata}{Exergia\ immessa + Exergia\ inizialmente\ accumulata} \quad (3.14)$$

Altre valutazioni possono essere fatte per esaminare dettagliatamente il processo di carico, scarico e l'accumulo statico. L'efficienza exergetica di accumulo, utilizzato da Jack ,e Wrobel [68] è definita come il rapporto tra l'energia accumulata al tempo t e la cumulata dell'exergia immessa nell'accumulo fino all'istante t .

$$\eta_{st} = \frac{E_{st}(t)}{\int_0^t E_{input}(s) ds} \quad (3.15)$$

Le efficienze exergetiche durante la fase di scarico sono state discusse nello studio condotto da Shah e Furbo [69]. I rendimenti sono stati attenuati confrontando le variazioni exergetiche en entropiche che si verificano durante la fase di scarico dell'accumulo oggetto di studio con le variazioni delle stesse ma riferite ad un accumulo ideale (nessuno miscelazione al suo interno).

$$\eta_{sc_s} = \frac{(s_0 - s_1)_{reale}}{(s_0 - s_1)_{ideale}} \quad (3.16)$$

$$\eta_{sc_\xi} = \frac{(\xi_{1-0})_{reale}}{(\xi_{1-0})_{ideale}} \quad (3.17)$$

Dove s e ξ sono rispettivamente l'entropia e l'exergia totali contenuti nel sistema di accumulo e gli stati 0 e 1 si riferiscono rispettivamente ad uno stato di completa miscelazione dell'accumulo (0) e a una qualsiasi stato durante la fase di scarico (1). Nello studio condotto da Panthalookaran, Heidemann, Muller-Steinhagen vengono presentati altri due indici di efficienza per la fase di carico, scarico e accumulo statico. Questi indici prendono il nome di *Stratification Evaluation Numbers (SEN)*. Vengono definiti mediante le seguenti relazioni:

$$\eta_{SEN_1} = 1 - \left[\frac{R_{EG}}{E_R} \right] 100 \quad (3.18)$$

$$\eta_{SEN_2} = 1 - [R_{EG} \cdot E_R] 100 \quad (3.19)$$

Dove:

- R_{EG} : è il rapporto tra la generazione entropica durante le fasi di utilizzo dell'accumulo oggetto di studio e la generazione entropica durante le fasi di utilizzo di un accumulo ideale;
- E_R : è il rapporto tra le variazioni di energia nell'accumulo durante un processo reale e le variazioni di energia durante un processo ideale (isoentropico). Questo termine viene chiamato anche *energy response factor*.

Il rendimento η_{SEN_1} va utilizzato nelle valutazioni delle fasi di carico e scarico mentre η_{SEN_2} nel caso di stoccaggio statico. L'utilizzo dei due *SEN* tuttavia non agevole per almeno due motivi:

- è necessario operare lo studio con entrambe le equazioni per caratterizzare la stratificazione dell'accumulo;
- non è immediato comprendere quali sono le condizioni che portano ai valori estremi dei due coefficienti ($0\% \leq \Theta \leq 100\%$) partendo dalla loro definizione.

Nello studio condotto dal team formato da Consul, Rodryguez, Perez-Segarra e Soria è stato utilizzato un rapporto exergetico definito come:

$$\xi^* = \frac{E_{st} - E}{E_{st} - E_{mix}} \quad (3.20)$$

Dove:

- E_{st} : exergia contenuta in un accumulo perfettamente stratificato;
- E : exergia contenuta nell'accumulo considerato;
- E_{mix} : exergia contenuta in un accumulo perfettamente miscelato.

Il valore di ξ^* è compreso tra zero e l'unità ed in particolare vale $\xi^* = 0$ se l'accumulo è perfettamente stratificato e $\xi^* = 1$ se l'accumulo è perfettamente miscelato.

3.2 Accumuli dal punto di vista matematico

In questo paragrafo si vuole affrontare dal punto di vista matematico il calcolo del volume d'acqua calda sanitaria ottenibile da un accumulo in funzione del tempo. A tal fine si analizza il comportamento di un boiler, contenente un volume d'acqua V ad una prefissata temperatura T , in funzione dei differenti valori di temperatura a cui essa può essere erogata dallo stesso. Il modello che segue tiene conto del fatto che l'accumulo di acqua calda sanitaria, man mano che viene utilizzato, viene reintegrato con acqua di acquedotto a temperatura notevolmente più bassa. Si faccia riferimento allo schema di figura 3.5.

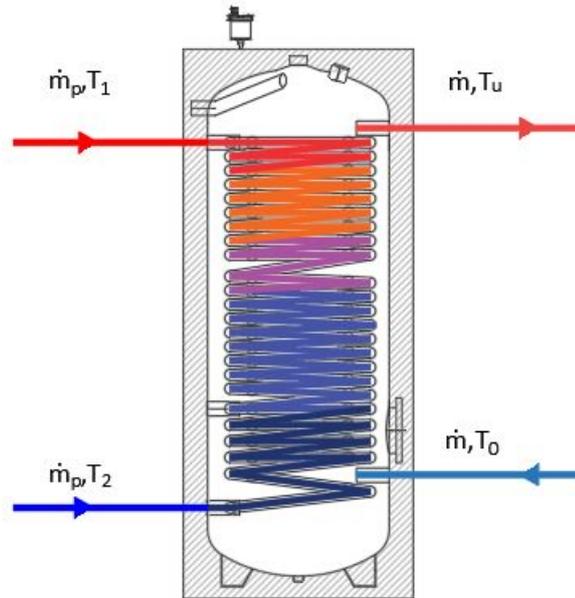


Figura 3.5. Schema accumulo

L'equazione di bilancio energetico del sistema rappresentato in figura 3.5 è la seguente:

$$V \cdot \rho \cdot \frac{dT}{d\tau} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_0 - \dot{m} \cdot c_p \cdot T + P \quad (3.21)$$

Dove:

- V : volume di acqua presente nell'accumulo [m^3];
- ρ : densità dell'acqua [$\frac{kg}{m^3}$];
- c_p : calore specifico dell'acqua [$\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$];
- T : temperatura dell'acqua prelevata dall'accumulo [$^\circ C$];
- T_0 : temperatura dell'acqua di reintegro dell'accumulo [$^\circ C$];
- \dot{m} : portata massica di acqua estratta/introdotta nell'accumulo [$\frac{kg}{s}$];
- τ : tempo [s];
- T_1 : temperatura di ingresso al serpentino del fluido primario [$^\circ C$];
- T_2 : temperatura di uscita dal serpentino del fluido primario [$^\circ C$];

- T_u : temperatura di utilizzo dell'acqua calda sanitaria [$^{\circ}C$];
- P : potenza scambiata dal serpentino [W].

Si risolve il problema matematico dapprima considerando la potenza P uguale a zero. Con quest'ultima condizione si è quindi in presenza di un accumulo d'acqua calda con funzione di volano termico alla temperatura T . Dal sistema viene prelevata una portata massica pari a \dot{m} che viene reintegrata alla temperatura T_0 . Sotto queste ipotesi l'equazione 3.21 risulta pari a:

$$V \cdot \rho \cdot \frac{dT}{d\tau} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_0 - \dot{m} \cdot c_p \cdot T \quad (3.22)$$

Per semplificare la trattazione si può pensare di risolvere l'equazione 3.22 facendo due differenti ipotesi su come l'acqua di reintegro si miscela con quella già presente all'interno dell'accumulo termico: *Perfetta miscelazione* e *Perfetta stratificazione*. È ovvio che la scelta di una o dell'altra ipotesi influenzi notevolmente il risultato dell'analisi.

3.2.1 Perfetta *miscelazione* e perfetta *stratificazione*

Perfetta miscelazione

Secondo questa ipotesi si ha quindi una perfetta miscelazione tra l'acqua presente all'interno dell'accumulo e quella reintegrata. Questo comporta una variazione continua della temperatura del volano termico. Questa ipotesi si presta molto bene per gli accumuli di dimensioni ridotte (fino a $300 \div 500$ litri) con disposizione prevalentemente orizzontale in cui il ridotto volume in altezza ostacola il fenomeno della stratificazione. Risolvendo l'equazione 3.22 in funzione del volume V e supponendo che l'accumulo sia inizialmente alla temperatura di T_i e che il prelievo termini una volta raggiunta la temperatura di utilizzo T_u (valori più bassi non sono accettabili) si ottiene:

$$V' = V \cdot \ln \frac{T_i - T_0}{T_u - T_0} \quad (3.23)$$

Dall'equazione 3.23, che indica il volume d'acqua erogabile dall'accumulo (V') alla temperatura T_u in funzione della temperatura iniziale T_i e di quella del reintegro T_0 , si vede subito che il volume di acqua calda disponibile è minore di quello reale dell'accumulo. Affinché il volume di acqua calda disponibile, alla temperatura T_u , sia pari a quello effettivo del volano termico il logaritmo a secondo membro deve essere unitario. Supponendo di considerare una temperatura di utilizzo pari a $T_u = 40^{\circ}C$ e una temperatura di reintegro pari a $T_0 = 10^{\circ}C$ si otterrebbe una temperatura iniziale pari a:

$$T_i = 30e + 10 \approx 91,55^{\circ}C \quad (3.24)$$

La temperatura riportata nell'equazione 3.24 è del tutto irragionevole dal punto di vista energetico e termomeccanico per i componenti (per una temperatura $T_u = 45^{\circ}C$ la temperatura T_i dovrebbe essere superiore ai $105^{\circ}C$). La figura 3.6 mostra il fattore correttivo tra il volume iniziale e quello effettivamente erogabile sotto le condizioni sopra viste. Tale fattore è sempre inferiore all'unità e raggiunge il valore di 0.5 per valori di temperatura intorno a $67^{\circ}C$.

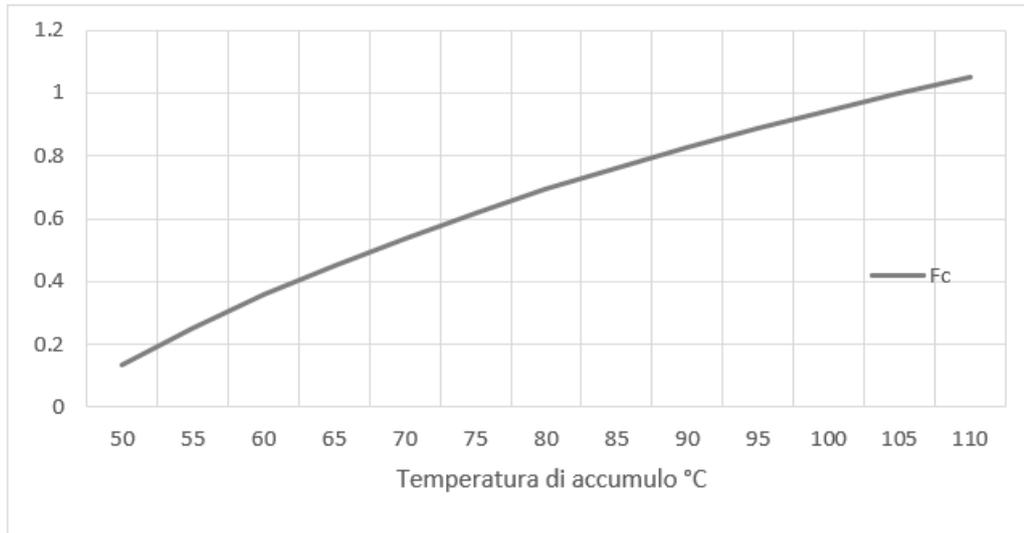


Figura 3.6. Fattore di riduzione del volume di accumulo V , in funzione della temperatura di stoccaggio, temperatura minima di erogazione pari a $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ e di reintegro pari a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ nelle ipotesi di perfetta miscelazione

Perfetta miscelazione con temperatura costante e miscelazione

Si vuole analizzare il caso particolare della *perfetta miscelazione* nel quale viene richiesta una certa portata \dot{m}_u di acqua calda sanitaria ad una temperatura costante T_u con previa miscelazione di acqua da acquedotto alla temperatura T_0 . Si veda la figura seguente.

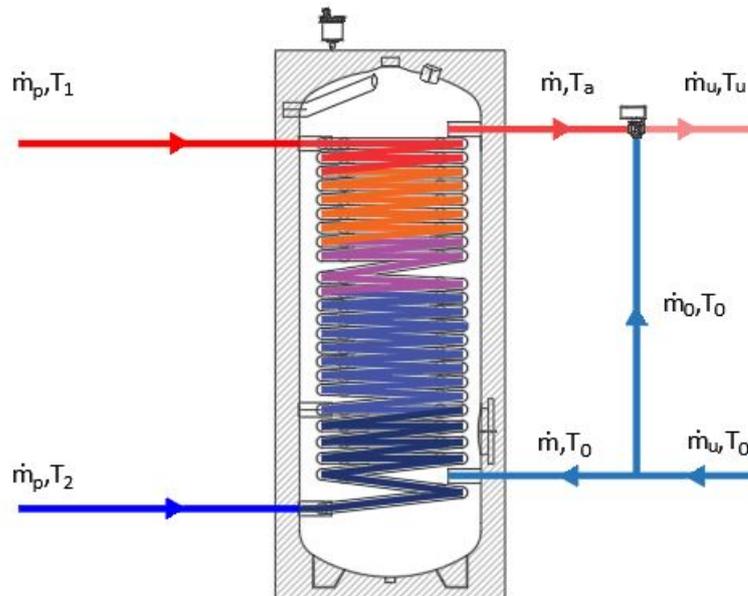


Figura 3.7. Schema accumulo con miscelazione di acqua di adduzione

All'equazione di bilancio energetico è necessario applicare le equazioni di bilancio di massa 3.25 e di entalpia 3.26

$$\dot{m}_u = \dot{m} + \dot{m}_0 \quad (3.25)$$

$$m_u \cdot T_u = m \cdot T_a + m_0 \cdot T_0 \quad (3.26)$$

Operando delle semplificazioni e riarrangiando l'equazione 3.22 si ottiene:

$$V \cdot \rho \cdot \frac{dT}{T_u - T_0} = \dot{m} \cdot d\tau \quad (3.27)$$

la cui soluzione, integrando risulta essere:

$$V' = V \cdot \frac{T_i - T_u}{T_u - T_0} \quad (3.28)$$

Il termine $\frac{T_i - T_u}{T_u - T_0}$ è un termine *correttivo*, analogo a quello visto nel sotto paragrafo precedente, che modifica il volume fisico dell'accumulo; cioè il volume di acqua calda sanitaria disponibile alla temperatura di utilizzo non è uguale, come si è già visto, al volume fisico dell'accumulo. Ci si vuole quindi interrogare se il fattore correttivo $\frac{T_i - T_u}{T_u - T_0} = F_c$ sia maggiore o minore dell'unità.

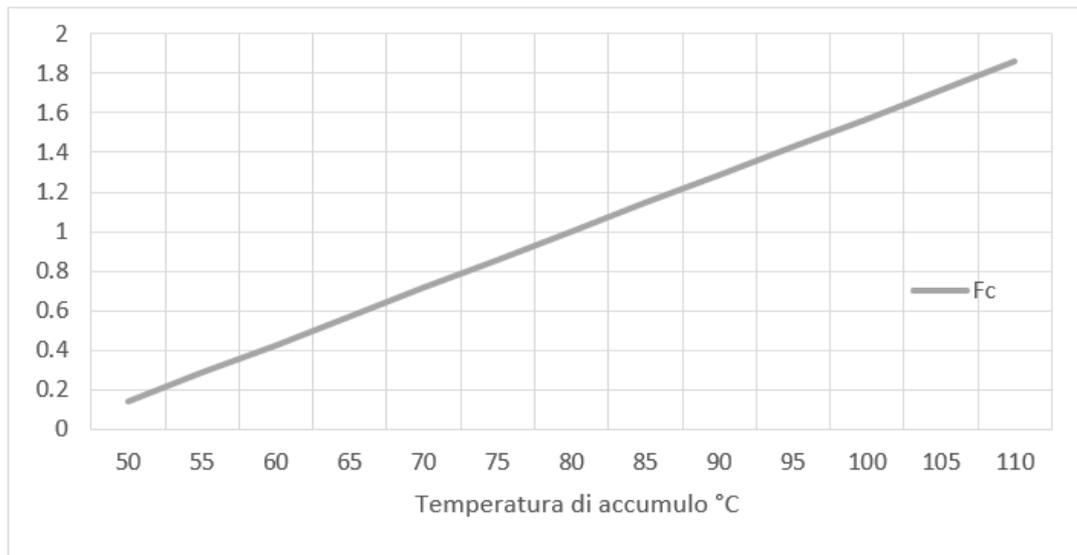


Figura 3.8. Fattore di riduzione del volume di accumulo V , in funzione della temperatura di stoccaggio, temperatura minima di utilizzo pari a 45°C e di reintegro pari a 10°C nelle ipotesi di perfetta miscelazione e con valvola miscelatrice

Come si vede dal grafico riportato in figura 3.8, per temperature di accumulo pari a 60°C e una temperatura di miscela di 45°C solo il 40% dell'accumulo è effettivamente disponibile. Il volume d'acqua utilizzabile si esaurisce quando la temperatura dell'accumulo raggiunge quella di miscela poiché temperature più basse non sono accettabili.

Perfetta stratificazione

Sotto questa ipotesi la quantità d'acqua erogabile dall'accumulo è esattamente pari a quello dell'accumulo stesso in quanto è come se il volume d'acqua di riempimento fosse separato da quello già presente. Da ciò ne consegue che:

$$V' = V \quad (3.29)$$

alla temperatura iniziale di accumulo T_i .

Perfetta stratificazione con temperatura costante e miscelazione

Si vuole analizzare il caso particolare della *perfetta stratificazione* nel quale viene richiesta una certa portata \dot{m}_u di acqua calda sanitaria ad una temperatura costante T_u con previa miscelazione di acqua da acquedotto alla temperatura T_0 . Si veda la figura seguente.

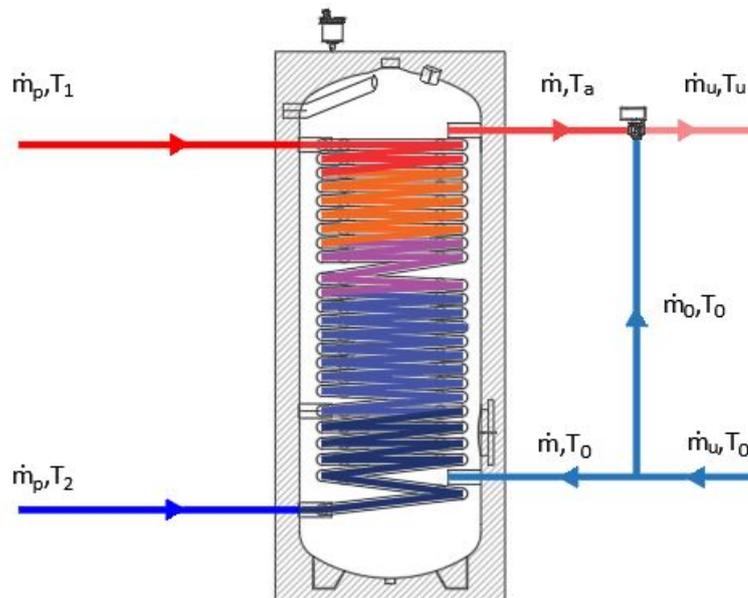


Figura 3.9. Schema accumulatore con miscelazione di acqua di adduzione

Partendo sempre dall'equazione di bilancio energetico messa a sistema con l'equazione del bilancio di massa ed entalpico al punto di miscela la soluzione risulta essere pari a:

$$V' = V \cdot \frac{T_i - T_0}{T_u - T_0} \quad (3.30)$$

Anche in questo caso ci si vuole interrogare sul valore del rapporto $\frac{T_i - T_0}{T_u - T_0} = F_c$ in relazione all'unità. Si riporta il grafico $\frac{T_i - T_0}{T_u - T_0} = F_c$ - temperatura di accumulo T .

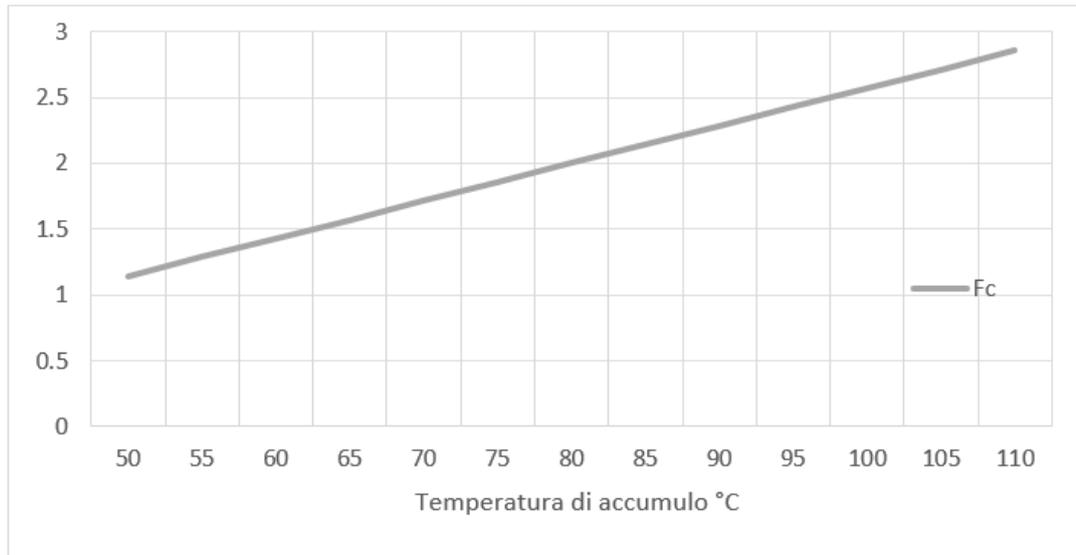
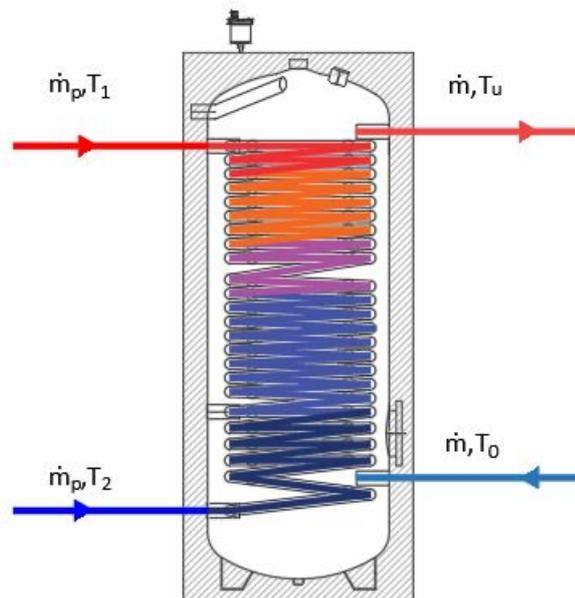


Figura 3.10. Fattore di riduzione del volume di accumulo V , in funzione della temperatura di stoccaggio, temperatura minima di utilizzo pari a 45°C e di reintegro pari a 10°C nelle ipotesi di perfetta stratificazione e valvola miscelatrice

Come si vede dal grafico in figura 3.10 il fattore correttivo $\frac{T_i - T_0}{T_u - T_0} = F_c$ è sempre maggiore dell'unità. In questo caso particolare della perfetta stratificazione il volume di acqua disponibile si esaurisce quando la temperatura di accumulo raggiunge la temperatura di acquedotto T_0 .

Caso di potenza diversa da zero

In questo sotto paragrafo si vuole fare un ulteriore passo avanti nell'affrontare il problema dell'accumulo dal punto di vista matematico. Si riporta per comodità di lettura la figura 3.5 con lo schema del bollitore. In questo caso si vuole tenere in considerazione la potenza termica scambiata all'acqua presente nell'accumulo da un serpentino alimentato da un circuito primario collegato ad un generatore di calore.



Schema accumulo

Ripartendo dall'equazione 3.21, anche questa riproposta per comodità

$$V \cdot \rho \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_0 - \dot{m} \cdot c_p \cdot T + P$$

è possibile scrivere la potenza P ceduta all'interno dell'accumulo come la potenza termica persa dal fluido primario tra ingresso e uscita dal serpentino (equazione 3.31) e come quella ceduta dal serpentino per scambio termico (equazione 3.32).

$$P = \dot{m}_p \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.31)$$

$$P = K \cdot S \cdot \Delta T_{ml} \quad (3.32)$$

Con:

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{T_1 - T}{T_2 - T}\right)} \quad (3.33)$$

Dove:

- c_p : calore specifico dell'acqua [$\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$];
- T : temperatura dell'acqua prelevata dall'accumulo [$^\circ C$];
- \dot{m} : portata massica di acqua estratta/introdotta nell'accumulo [$\frac{kg}{s}$];
- \dot{m}_p : portata massica di acqua che attraversa il serpentino dell'accumulo [$\frac{kg}{s}$];
- T_1 : temperatura di ingresso al serpentino del fluido primario [$^\circ C$];
- T_2 : temperatura di uscita dal serpentino del fluido primario [$^\circ C$];
- T_u : temperatura di utilizzo dell'acqua calda sanitaria [$^\circ C$];
- P : potenza scambiata dal serpentino [W];
- ΔT_{ml} : temperatura media logaritmica tra ingresso e uscita del fluido primario dal serpentino;
- K : coefficiente globale di scambio termico [$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$];
- S : superficie di scambio termico del serpentino [m^2];
- W_p : potenza del generatore di calore posto nel circuito primario [W];
- T' : generica temperatura dell'accumulo compresa tra quella di set point e quella di utilizzo [$^\circ C$];
- c_p' : calore specifico del fluido primario [$\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$];
- \dot{m}_p : portata massica di fluido primario dentro il serpentino [$\frac{kg}{s}$];
- V_u : volume d'acqua richiesto dall'utenza [m^3].

Per semplificare la trattazione e prima di passare alla risoluzione dell'equazione differenziale si identificano singolarmente i termini del seguente bilancio energetico:

$$\text{Energia accumulata} = \text{Energia ceduta dal serpentino} - \text{Energia erogata}$$

Partendo dal rapporto delle equazioni 3.31 e 3.32 si ricava la temperatura T_2 di uscita del fluido primario del boiler. Questo passaggio matematico si rende necessario per non far comparire proprio questa temperatura che rappresenta un'incognita in più al problema.

$$T_2 = (T_1 - T) \cdot e^{\frac{K \cdot S}{\dot{m}_p \cdot c_p'}} + T \quad (3.34)$$

L'energia ceduta dl serpentino può essere valutata tramite la seguente equazione

$$dE_s = \dot{m}_p \cdot c_p' \cdot (T_1 - T_2) dt \quad (3.35)$$

Sostituendo l'equazione ricavata di T_2 nell'equazione 3.35 si ottiene il primo termine del secondo membro del bilancio energetico.

$$dE_s = \dot{m}_p \cdot c_p' \cdot (1 - e^{\frac{K \cdot S}{\dot{m}_p \cdot c_p'}}) \cdot (T_1 - T) \cdot dt \quad (3.36)$$

L'altro termine del secondo membro del bilancio energetico rappresenta l'energia erogata alle utenze e può essere espressa tramite la seguente relazione:

$$dE_e = \frac{m \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_u - T_0)}{d_p} dt \quad (3.37)$$

dove m è la quantità d'acqua totale inviata all'utenza durante il periodo di punta. L'ultimo termine da valutare è quello relativo all'energia accumulata che costituisce il primo termine dell'equazione del bilancio energetico. Esso può essere espresso dalla seguente relazione:

$$dE_a = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot dT \quad (3.38)$$

L'equazione di bilancio può quindi essere riscritta come

$$V \cdot \rho \cdot c_p \cdot dT = \dot{m}_p \cdot c_p' \cdot (1 - e^{\frac{K \cdot S}{\dot{m}_p \cdot c_p'}}) \cdot (T_1 - T) \cdot dt - \frac{m \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_u - T_0)}{d_p} dt \quad (3.39)$$

Per semplificare la trattazione si possono introdurre delle costanti che racchiudono alcuni termini dell'equazione. In particolare

$$A = \dot{m}_p \cdot c_p' \cdot (1 - e^{\frac{K \cdot S}{\dot{m}_p \cdot c_p'}}) \quad (3.40)$$

$$B = \frac{m \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_u - T_0)}{d_p} dt \quad (3.41)$$

Sostituendoli nell'equazione si ottiene

$$V \cdot \rho \cdot c_p \cdot dT = A \cdot (T_1 - T) \cdot dt - B \cdot dt \quad (3.42)$$

Dall'equazione 3.42 si ricava l'equazione del tempo di scarica dell'accumulo

$$T_s = \int_{T_c}^{T_u} \frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A \cdot (T_1 - T) - B} dt = \frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A} \cdot \ln \frac{\frac{B}{A} + T_c - T_1}{\frac{B}{A} + T_m - T_1} \quad (3.43)$$

Se si pone il tempo di scarica dell'accumulo T_s pari al periodo di punta d_p e si esplicita il volume dell'accumulo si trova la relazione cercata

$$V = \frac{d_p \cdot A}{\rho \cdot c_p} \cdot \frac{1}{\frac{\frac{B}{A} + T_c - T_1}{\frac{B}{A} + T_m - T_1}} \quad (3.44)$$

L'equazione 3.44 non contempla però la possibilità che la temperatura media dell'accumulo scenda al di sotto di quella di utilizzo T_u e questa condizione si verifica quando la potenza del generatore di calore che alimenta il serpentino W_p è maggiore o al limite uguale alla potenza che è in grado di scambiare il serpentino quando la temperatura dell'accumulo è proprio pari a T_u . Se vale la condizione

$$W_p < \dot{m}_p \cdot c_p' \cdot (1 - e^{\frac{K \cdot S}{\dot{m}_p \cdot c_p'}}) \cdot (T_1 - T_u) \quad (3.45)$$

Esisterà necessariamente una temperatura di accumulo $T_u < T' < T_c$ tale per cui varrà la seguente relazione

$$W_p = \dot{m}_p \cdot c_p' \cdot (1 - e^{\frac{K \cdot S}{\dot{m}_p \cdot c_p'}}) \cdot (T_1 - T') \quad (3.46)$$

In queste ultime condizioni l'energia che ceduta dal fluido primario è suddivisa in due termini in funzione della temperatura di accumulo T rispetto a T' ed in particolare

$$dE_s = \dot{m}_p \cdot c_p' \cdot (1 - e^{\frac{K \cdot S}{\dot{m}_p \cdot c_p'}}) \cdot (T_1 - T) \cdot dt \quad \text{per } T \geq T' \quad (3.47)$$

$$dE_s = W_p \cdot dt \quad \text{per } T < T' \quad (3.48)$$

Da questa considerazione ne deriva un tempo di scarica differente da quello visto nell'equazione 3.43 ed in particolare:

$$\begin{aligned} T_s &= \int_{T_c}^{T'} \frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A \cdot (T_1 - T) - B} dt + \int_{T'}^{T_2} \frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{W_p - B} dt = \\ &= \frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A} \cdot \ln \frac{\frac{B}{A} + T_c - T_1}{\frac{B}{A} + T' - T_1} + \frac{V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T' - T_1)}{B - W_p} \end{aligned} \quad (3.49)$$

Dalla quale analogamente a quanto fatto per l'equazione 3.44 si ricava il volume del bollitore V

$$V = \frac{d_p \cdot A}{\rho \cdot c_p} \cdot \frac{1}{\ln \frac{\frac{B}{A} + T_c - T_1}{\frac{B}{A} - \frac{W_p}{A}} + \frac{t_1 - \frac{W_p}{A} - T_u}{\frac{B}{A} - \frac{W_p}{A}}} \quad (3.50)$$

Capitolo 4

Metodi di dimensionamento



4.1 La norma UNI 9182

La sezione nove della norma **UNI 9182** illustra la metodologia da seguire nella progettazione di un sistema di preparazione e distribuzione dell'acqua calda sanitaria per edifici residenziali e ad uso collettivo. Prescrive il calcolo da eseguire per la determinazione del fabbisogno per persona e per tipologia di utenza e il dimensionamento del volume di accumulo e della potenza necessaria per portarlo a regime. Bisogna tenere presente che la norma illustra il calcolo della potenza necessaria in delle condizioni di riferimento: Temperatura di distribuzione di $40^{\circ}C$ e di adduzione dall'acquedotto di $15^{\circ}C$. In questo paragrafo si vuole descrivere il criterio di dimensionamento degli accumuli di acqua calda sanitaria prescritto dalla norma **UNI 9182** riportando dapprima alcune definizioni estratte dalla norma stessa [28].

Definizioni

- **Apparecchi sanitari:** Apparecchio connesso permanentemente ad una distribuzione d'acqua e ad un sistema di scarico, in grado di erogare acqua e di evacuare le acque usate, destinato all'uso di nei servizi igienici d abitazioni o di qualsiasi altro tipo di edificio;
- **Impianto autonomo:** Impianto asservito ad un'unità immobiliare;
- **Impianto centralizzato:** Impianto non ricadente nella definizione di "*impianto autonomo*";
- **Unità immobiliare (negoziò, appartamento...):** Unità immobiliare ad uso abitativo destinata ad u medesimo nucleo familiare o ad uso commerciale o professionale, destinata ad una singola attività (negoziò, studio professionale, ufficio ecc.); può essere disposta su un unico livello o su più livelli;
- **Portata massima contemporanea:** Valore massimo della portata che occorre aver contemporaneamente a disposizione per tutte le utenze servite da una distribuzione o per una parte di esse, per tutta la durata del periodo di punta;
- **Ricircolo:** Sistema che riconduce all'origine l'acqua calda fluente in una distribuzione al fine di mantenerla in movimento e di garantire i valori prefissati di temperatura alle bocche di erogazione;
- **Unità di carico:** Valore assunto convenzionalmente in funzione della portata di un punto di erogazione, delle sue caratteristiche e della sua frequenza d'uso, utilizzato per il calcolo delle portate massime contemporanee in una distribuzione d'acqua;
- **Utenza (apparecchio) più sfavorito:** Utenza e/o apparecchio per la quale si registra la perdita di carico complessiva più elevata, calcolata dal unto di presa;
- **Acqua non potabile:** É l'acqua che pur non rispondendo alle caratteristiche chimiche, fisiche e batteriologiche dell'acqua destinata al consumo umano, non contiene però nulla che sia inquinante o comunque pericoloso per tutte le persone che ne vengano semplicemente in contatto;
- **Periodo (durata) di punta:** É la concentrazione dei fabbisogni in periodi determinati della giornata.

La **portata massima contemporanea** rappresenta la condizione più gravosa che si può verificare in un impianto. Tale valore è necessario per il dimensionamento del diametro delle tubazioni e i componenti che fanno parte della rete di distribuzione. Tale quantità si determina considerando il numero complessivo degli apparecchi e per ognuno di essi si deve tenere in considerazione:

- Caratteristiche funzionale e dimensionali;
- La portata nominale, ossia la portata di cui deve disporre l'apparecchio per il corretto funzionamento e con una pressione dinamica a monte non inferiore a 50 kPa;
- La frequenza d'uso;
- La durata del tempo di utilizzo nel periodo di punta.

Ogni sistema di preparazione di acqua calda sanitaria, che sia istantaneo o ad accumulo, deve essere in grado di soddisfare la richiesta nel periodo di punta.

Dimensionamento dei sistemi ad accumulo

Per iniziare il dimensionamento di un accumulo è necessario stimare il consumo di ACS dell'utenza. La norma UNI 9182 fornisce delle tabelle, riportate in seguito, nel quale sono indicati i consumi medi giornalieri di acqua calda pro-capite in litri/giorno a persona e per tipologia di utilizzatori in litri ad utilizzo.

Utenza	l/persona-giorno
Case di abitazioni ¹⁾	
- di tipo popolare	Da 40 a 50
- di tipo medio	Da 70 a 80
- di tipo di lusso	Da 150 a 200
Alberghi e pensioni	
- camere con servizi dotati di vasca	Da 180 a 200
- camere con servizi dotati di doccia	130
- camere con lavabo e bidet	60
Uffici	Da 15 a 200
Ospedali e cliniche	Da 130 a 150
Centri sportivi	Da 50 a 60
Spogliatoi di stabilimenti	Da 30 a 50
*) I valori indicati devono essere moltiplicati per i fattori correttivi riportati nei prospetti seguenti per tenere conto del numero degli alloggi, delle dimensioni di ogni alloggio e del tenore di vita dell'utente.	

Figura 4.1. Prospetto E1 norma UNI 9182- Acqua calda: fabbisogno pro-capite [28]

Apparecchio	l
Vasca da bagno da 170 cm × 70 cm con doccia a mano	Da 160 a 200
Vasca da bagno da 105 cm × 70 cm	Da 100 a 120
Doccia	Da 50 a 60
Lavabo	Da 10 a 12
Bidet	Da 8 a 10
Lavello di cucina	Da 15 a 20

Figura 4.2. Prospetto E2 norma UNI 9182- Acqua calda: fabbisogno per apparecchio ad ogni utilizzo [28]

Il dimensionamento degli accumuli di acqua calda sanitaria, sempre facendo riferimento alla stessa norma, deve essere eseguito tenendo in considerazione i seguenti fattori:

- Fabbisogno totale di acqua calda sanitaria nel periodo di punta;
- Tempo necessario al preriscaldamento dell'acqua contenuta nell'accumulo;
- Temperatura di adduzione dell'acqua nell'accumulo;
- Temperatura di accumulo dell'acqua;
- Temperatura di distribuzione e utilizzo dell'acqua calda sanitaria.

Per quanto riguarda la durata del periodo di punta la norma fornisce dei valori in funzione della tipologia dell'utenza.

Utenza Tipologia immobiliare	Durata del periodo di punta h
- Case di abitazione	
a) con alloggi sino a 4 vani	Da 2 a 2,5
b) con alloggi oltre 4 vani	3
- Alberghi e pensioni ^{*)}	
c) camere con servizi dotati di vasca o doccia	Da 2,5 a 3
d) camere con lavabo e bidet	Da 3 a 4
- Uffici	1
- Ospedali e cliniche	Da 3 a 4
- Centri sportivi ^{**)}	1
- Spogliatoi di stabilimenti ^{**)}	1
^{*)} Fanno eccezione gli alberghi destinati a ricevere grandi comitive per i quali la durata può scendere da 1 h a 1,5 h. ^{**)} Le durate indicate sono da riferire ai consumi corrispondenti al numero effettivo degli utenti.	

Figura 4.3. Prospetto F1 norma UNI 9182- Durata del periodo di punta dei consumi di acqua calda [28]

Una volta individuati il fabbisogno di ACS e il periodo di punta in funzione della tipologia di utenza e apparecchi è possibile calcolare il massimo consumo orario contemporaneo di acqua calda a 40 °C q_M mediante l'equazione 4.1:

$$q_M = \left(\frac{q_1 \cdot N_1}{d_1} + \frac{q_2 \cdot N_2}{d_2} + \dots + \frac{q_n \cdot N_n}{d_n} \right) \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \quad (4.1)$$

Dove:

- q_M : Consumo massimo orario contemporaneo l/h ;
- $q_1, q_2 \dots q_n$: Consumi di ogni unità di riferimento (tipologia immobiliare: alloggio, appartamento, utenza) l ;
- $N_1, N_2 \dots N_n$: Numero di unità di riferimento corrispondenti ai consumi $q_1, q_2 \dots q_n$;
- $d_1, d_2 \dots d_n$: Durate corrispondenti ai consumi $q_1 N_1, q_2 N_2 \dots q_n N_n$.

per le sole abitazioni si introducono i seguenti fattori correttivi

- f_1 : Fattore correttivo che tiene conto del numero di alloggi (vedere figura 4.4). Riduce il valore della portata massima contemporanea all'aumentare del numero di alloggi serviti dal sistema di ACS;

- f_2 : Fattore correttivo che tiene conto del numero di vani di ogni alloggio (vedere figura 4.5);
- f_3 : Fattore correttivo che tiene conto del tenore di vita degli utenti (vedere figura 4.6). Si basa sul principio che con condizioni economiche migliori il consumo di ACS aumenta.

Numero di alloggi	Fattore di moltiplicazione
1	1,15
2	0,86
3	0,73
4	0,65
5	0,60
6	0,56
7	0,53
8	0,50
9	0,48
10	0,47
11	0,46
12	0,45
13	0,44
14	0,44
15	0,43
16	0,43
17	0,42
18	0,42
19	0,41
20	0,41
21	0,40
22	0,40
23	0,39
24	0,39
25	0,38
Da 26 a 30	0,36
Da 31 a 35	0,35
Da 36 a 40	0,34
Da 41 a 45	0,33
Da 51 a 60	0,31
Da 61 a 70	0,30
Da 71 a 80	0,29
Da 81 a 90	0,29
Da 91 a 100	0,28
Da 101 a 125	0,27
Da 126 a 150	0,26
Da 151 a 200	0,25
Da 201 a 300	0,24
Da 301 a 400	0,23

Numero di vani	Fattore di moltiplicazione
1	0,8
2	0,9
Da 3 a 4	1,0
Da 5 a 6	1,1
Da 7 a 8	1,2
Da 9 a 10	1,3
Da 10 a 12	1,4
Oltre 12	1,5

Figura 4.5. Prospetto F3 norma UNI 9182- Fattore di moltiplicazione del fabbisogno di acqua calda a 40°C in litri/persona-giorno in funzione del numero di vani per ogni alloggio [28]

Figura 4.4. Prospetto F2 norma UNI 9182- Fattore di moltiplicazione del fabbisogno di acqua calda in litri/persona-giorno in funzione del numero di alloggi [28]

Tenore di vita	Fattore di moltiplicazione
Basso	0,8
Modesto	0,9
Normale	1,0
Buono	1,1
Elevato	1,2

Figura 4.6. Prospetto F4 norma UNI 9182- Fattore di moltiplicazione del fabbisogno di acqua calda a 40°C in litri/persona-giorno in funzione del tenore di vita degli utilizzatori [28]

Una volta determinato il massimo consumo contemporaneo di acqua calda a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ è possibile calcolare il volume del preparatore mediante l'equazione 4.2 e la potenzialità termica del serpentino mediante l'equazione 4.3.

$$V_c = \frac{q_M \cdot d_p \cdot (T_m - T_f)}{d_p + P_r} \cdot \frac{P_r}{T_c - T_f} \quad (4.2)$$

$$W = \frac{q_M \cdot d_p \cdot (T_m - T_f)}{d_p + P_r} \cdot 1,163 \quad (4.3)$$

Dove:

- q_M : Consumo massimo orario contemporaneo [l/h];
- T_m : Temperatura di utilizzo dell'acqua durante il periodo di punta [$^{\circ}\text{C}$];
- T_f : Temperatura dell'acqua di adduzione [$^{\circ}\text{C}$];
- d_p : Durata del periodo di punta [h];
- P_r : Durata del periodo di preriscaldamento dell'acqua contenuta all'interno dell'accumulo [h];
- T_c : Temperatura di accumulo dell'acqua [$^{\circ}\text{C}$];

Nella norma è presente anche una tabella (figura 4.7) che permette di modificare il valore del volume lordo V_c di accumulo in funzione della durata di punta d_p , del periodo di preriscaldamento P_r e della temperatura di accumulo T_c con temperatura di distribuzione $T_m = 40^{\circ}\text{C}$ e temperatura dell'acqua fredda $T_f = 15^{\circ}\text{C}$. Dove il parametro A è dato dalla seguente equazione:

$$A = \frac{d_p \cdot (40 - 15)}{d_p + P_r} \cdot \frac{P_r}{T_c - 15} \quad (4.4)$$

Ricavato il parametro A è possibile correggere il volume lordo di accumulo mediante la seguente equazione.

$$V_C = A \cdot q_M \quad (4.5)$$

d_p h	P_1 h	T_c °C	A
1	1	45	0,417
2	1	45	0,556
3	1	45	0,625
1	1	50	0,357
2	1	50	0,476
3	1	50	0,536
1	1	55	0,313
2	1	55	0,417
3	1	55	0,469
1	1	60	0,278
2	1	60	0,370
3	1	60	0,417
1	1	65	0,250
2	1	65	0,333
3	1	65	0,375
1	2	45	0,556
2	2	45	0,833
3	2	45	1,000
1	2	50	0,476
2	2	50	0,714
3	2	50	0,857
1	2	55	0,417
2	2	55	0,625
3	2	55	0,750
1	2	60	0,370
2	2	60	0,556
3	2	60	0,667
1	2	65	0,333
2	2	65	0,500
3	2	65	0,600
1	3	45	0,625
2	3	45	1,000
3	3	45	1,250
1	3	50	0,536
2	3	50	0,857
3	3	50	1,071
1	3	55	0,469
2	3	55	0,750
3	3	55	0,937
1	3	60	0,417
2	3	60	0,667
3	3	60	0,833
1	3	65	0,375
2	3	65	0,600
3	3	65	0,750

Figura 4.7. Prospetto G1 norma UNI 9182- Parametri per la determinazione del volume lordo di un preparatore di accumulo [28]

4.2 Metodo Mariotti-Gambelli

Secondo questo metodo di dimensionamento la norma UNI 9182 contiene dei limiti di natura teorica. Le equazioni fornite dalla norma di riferimento italiana 4.2 e 4.3 riportate in seguito per comodità di lettura,

$$V_c = \frac{q_M \cdot d_p \cdot (T_m - T_f)}{d_p + P_r} \cdot \frac{P_r}{T_c - T_f}$$

$$W = \frac{q_M \cdot d_p \cdot (T_m - T_f)}{d_p + P_r} \cdot 1,163$$

non tengono conto del reale funzionamento degli accumuli e il risultato è quello di un volume di accumulo sottodimensionato. In particolare il modello proposto in questo sotto paragrafo suggerisce che un bilancio energetico più corretto dovrebbe tenere in considerazione di:

- energia contenuta nella portata d'acqua uscente alla temperatura T_m ;
- energia contenuta nel volume d'acqua residuo alla fine del periodo di punta e alla temperatura media T_a ;
- energia fornita dallo scambiatore durante il periodo di punta;
- energia immagazzinata nell'accumulo alla fine del periodo di preriscaldamento con una temperatura media dell'acqua T_c ;

Le equazioni risultanti dal bilancio energetico vengono quindi modificate nel modo seguente:

$$V_c = \frac{q_M \cdot d_p \cdot (T_m - T_f)}{T_c - T_a} - \frac{W \cdot P_r}{T_c - T_a} \quad (4.6)$$

$$W = \frac{q_M \cdot d_p \cdot (T_m - T_f)}{d_p + P_r} \quad (4.7)$$

Dove:

- V_c : volume dell'accumulo [l];
- q_M : consumo massimo orario contemporaneo nel periodo di punta [l/h];
- T_m : temperatura di utilizzo dell'acqua durante il periodo di punta [$^{\circ}C$];
- T_f : temperatura dell'acqua di adduzione [$^{\circ}C$];
- T_a : temperatura media dell'accumulo al termine del periodo di punta [$^{\circ}C$];
- d_p : durata del periodo di punta [h];
- P_r : durata del periodo di preriscaldamento dell'acqua contenuta all'interno dell'accumulo [h];
- T_c : temperatura media dell'acqua al termine del periodo di preriscaldamento [$^{\circ}C$];

- W : potenza termica del serpentino [$kcal/h$]¹.

Si noti che se la temperatura media dell'accumulo alla fine del periodo di punta T_a è pari a quella dell'acquedotto T_f l'equazione del calcolo del volume di accumulo secondo quanto proposto da Mariotti-Gambelli coincide con quella fornita dalla norma di riferimento (UNI 9182). la procedura di calcolo parte dalla determinazione dei seguenti valori:

- C : consumo di acqua calda sanitaria durante il periodo di punta [l];
- d_p : durata del periodo di punta dalla tabella 4.3 [h];
- P_r : durata del periodo di preriscaldamento dell'acqua contenuta all'interno dell'accumulo scelto in funzione della tipologia dell'utenza [h];
- T_c : temperatura media dell'acqua al termine del periodo di preriscaldamento [$^{\circ}C$];
- T_m : temperatura di utilizzo dell'acqua durante il periodo di punta [$^{\circ}C$];
- T_f : temperatura dell'acqua di adduzione [$^{\circ}C$].

Si determina la portata media uscente dall'accumulo a monte della miscelazione con acqua fredda a temperatura T_f mediante l'equazione 4.8

$$q_m = \frac{C}{d_p} \quad (4.8)$$

e la potenza termica del serpentino necessaria alla preparazione dell'ACS mediante l'equazione 4.7. Si determina la portata media effettiva uscente dall'accumulo mediante l'equazione 4.9

$$q_{b-i} = \frac{q_m \cdot (T_m - T_f)}{T_c - T_f} \quad (4.9)$$

L'acqua fredda di adduzione entrando nell'accumulo, per risanarne il volume dopo un suo utilizzo, viene inevitabilmente a contatto con parti calde come le pareti e la superficie dell'elemento scaldante. Questo provoca un incremento della temperatura dell'acqua di adduzione esprimibile tramite la seguente relazione ²:

$$\Delta T_{f-i} = \frac{W}{q_{b-i}} \quad (4.10)$$

Pertanto la temperatura media dell'accumulo dopo l'adduzione dell'acqua risulta pari a;

$$T_{c-i} = \Delta T_{f-i} + T_a \quad (4.11)$$

Calcolate queste quantità si procede per successive iterazioni col susseguirsi delle scariche durante i periodi di punta finché la temperatura media dell'accumulo T_c risulta inferiore alla temperatura di mandata T_m . Una volta determinato il volume

¹Per ottenere la potenza termica del serpentino in W bisogna moltiplicare per un fattore di 1,163, essendo $1kcal/h$ pari a $1W$

²Con calore specifico dell'acqua pari a $1 \frac{Kcal}{Kg \cdot ^{\circ}C}$ e la portata d'acqua espressa in $\frac{kg}{s}$.

dell'accumulo V_c bisogna introdurre dei fattori correttivi che tengono conto di fenomeni difficili da descrivere mediante formule. Tali fattori correttivi influenzano il volume totale dell'accumulo.

- Bisogna tenere in considerazione degli inevitabili fenomeni di stratificazione dovuti alla leggera differenza tra i valori di densità dell'acqua contenuta all'interno del boiler. La stratificazione rende disomogenea la temperatura di accumulo T_c e la sua rilevazione dipende dalla posizione della sonda termometrica e di regolazione. È difficile modellare matematicamente questa disomogeneità pertanto si introduce un fattore correttivo, f_{st} , a discrezione del progettista.
- Sempre per il fenomeno della stratificazione si può introdurre un secondo fattore, f_s , correttivo per tenere conto della stratificazione tra l'acqua di adduzione e quella già presente nell'accumulo. Anche esso scelto dal progettista.
- Inoltre è necessario tenere in considerazione le oscillazioni termiche dovute al sistema di regolazione. Il controllo della temperatura avviene con un controllo di tipo on/off mediante il differenziale applicato tra la temperatura massima e minima. Se l'inizio del periodo di prelievo coincide con la temperatura minima dell'accumulo il volume utile a disposizione è leggermente inferiore. Si introduce un fattore correttivo, f_{of} , che può essere determinato a partire dal differenziale imposto al sistema di controllo e dalla temperatura media d'accumulo $T_{c,i}$ dopo la i -esima scarica mediante la seguente relazione:

$$f_{of} = 1 - \frac{Dif f}{T_{c,i} - T_f} \quad (4.12)$$

Includendo le correzioni fatte a posteriori per includere i fenomeni di stratificazione e delle logiche di controllo, il volume totale del volume di accumulo risulta dall'equazione 4.13.

$$V'_c = \frac{V_c}{f_{st} \cdot f_s \cdot f_{of}} \quad (4.13)$$

4.3 Metodo Caleffi

Sovente nella pratica progettuale si utilizzano dei criteri di dimensionamento empirici piuttosto che matematici. Molte aziende operanti nel settore forniscono tool di calcolo, tabelle e metodologie proprie per il dimensionamento degli accumuli di acqua calda sanitaria. Il metodo probabilmente più diffuso nella pratica è quello fornito dall'azienda Caleffi.³ Il procedimento di calcolo prevede i seguenti passaggi [29]:

- calcolo dell'energia termica per soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria durante il periodo di punta:

$$E_t = C \cdot (T_m - T_f) \quad (4.14)$$

dove C è il fabbisogno in litri di acqua calda sanitaria durante il periodo di punta e l'energia E_t è espressa in *kcal*.

- Calcolo della potenza termica da fornire nell'intervallo temporale dato dalla somma del periodo di preriscaldamento P_r e la durata del periodo di punta d_p

$$Q_h = \frac{E_t}{P_r + d_p} \quad (4.15)$$

- Calcolo dell'energia termica da accumulare nella fase di preriscaldamento

$$E_a = Q_h \cdot P_r \quad (4.16)$$

- Calcolo del volume di accumulo

$$V = \frac{E_a}{T_c - T_f} \quad (4.17)$$

- Calcolo della potenza termica dell'elemento scaldante con una formula analoga a quella proposta dalla norma UNI 9182

$$P = \frac{C \cdot (T_m - T_f)}{P_r + d_p} \quad (4.18)$$

In funzione della tipologia di utenza da delle tabelle è possibile determinare il valore del volume d'acqua sanitaria consumata, il tempo di preriscaldamento e il periodo di punta. Nel caso di applicazioni residenziali viene tenuto conto del numero di alloggi e della contemporaneità con il quale vengono utilizzati gli apparecchi attraverso degli opportuni fattori correttivi.

³La simbologia scelta per le temperature e per il periodo di punta e preriscaldamento è analoga a quella della UNI:9182.

TIPO UTENZA	Consumi nei periodi di punta		temperatura utilizzo	periodo punta	periodo prerisc.						
Edifici Residenziali	260 l 340 l	per ogni alloggio con 1 locale servizi ⁽¹⁾ per ogni alloggio con 2 locali servizi ⁽¹⁾	40°C	1,5 h	2,0 h						
Uffici e Simili	40 l	per servizi (WC+lavabo)	40°C	1,5 h	2,0 h						
Alberghi, Pensioni e Simili ⁽⁴⁾	180 l 130 l	per camere con servizi dotati di vasca per camere con servizi dotati di doccia	40°C	⁽²⁾	2,0 h						
Ospedali ⁽⁴⁾	120 l	per ogni posto letto	40°C	2,0 h	2,0 h						
Cliniche ⁽⁴⁾	150 l	per ogni posto letto	40°C	4,0 h	2,0 h						
Caserme, Collegi e Simili ⁽⁴⁾	80 l	per ogni posto letto	40°C	2,0 h	2,0 h						
Palestre e Centri Sportivi	150 l 60 l	per ogni doccia per ogni rubinetto	40°C	0,3 h	1,5 h						
Spogliatoi di Stabilimenti	150 l 60 l	per ogni doccia per ogni rubinetto	40°C	0,3 h	⁽³⁾						
⁽¹⁾ I consumi previsti vanno moltiplicati per il fattore di contemporaneità (F) che dipende dal numero di alloggi (n)											
n	1÷5	6÷12	13÷20	21÷30	31÷45	46÷60	61÷80	81÷110	111÷150	151÷200	>200
F	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50
⁽²⁾ 1,5 h periodo di punta da considerarsi per alberghi e pensioni con consumo concentrato: ad esempio quelli posti in zone di sport invernali o frequentati da comitive turistiche; 2,5 h periodo di punta da considerarsi in alberghi e pensioni con consumo d'acqua normale: ad esempio alberghi commerciali di città.											
⁽³⁾ Il periodo di preriscaldamento può normalmente variare da 1 a 7 ore in relazione ai tempi che intercorrono fra i turni di lavoro.											
⁽⁴⁾ È esclusa l'acqua calda per lavastoviglie e lavatrici, da determinarsi in relazione alle specifiche caratteristiche (temperature e tempi di lavoro) delle macchine da utilizzarsi.											

Figura 4.8. Tabella 2- Dati per il calcolo dei bollitori estratta dalla rivista Idraulica caleffi *Produzione di acqua calda ad accumulo, il pericolo Legionella* [29]

4.4 Standard danese DS 439

In questo paragrafo si vuole riportare la metodologia di dimensionamento in ambito residenziale prescritta dallo standard danese DS 439 [30] che si rifà a quello tedesco DIN 4708 nelle sezioni 1,2 e 3. A differenza della norma UNI 9182, la DS 439 introduce il concetto di volume di accumulo effettivo (V_{eff}) e potenza effettiva (P_{eff}). Il primo è definito come quel volume di acqua calda sanitaria che può essere prelevato alla temperatura di utilizzo (T_{V0}) prima che essa scenda al di sotto di una determinata temperatura di uscita (T_{Vmm}). Il secondo è riferito alla potenza termica del serpentino che deve essere in grado di erogare per portare una data quantità di acqua (q_y) dalla temperatura di acquedotto (T_K) alla temperatura di accumulo (T_V). La potenza effettiva viene determinata mediante la formula 4.19.

$$P_{eff} = q_y \cdot c \cdot \rho \cdot (T_V - T_K) \quad (4.19)$$

Dove:

- ρ : densità dell'acqua ed assunta pari a $1000 \frac{kg}{m^3}$
- c : calore specifico dell'acqua assunto pari a $4,2 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$

La norma introduce diverse correzioni da apportare al volume effettivo per tenere in considerazione alcuni fenomeni che di fatto producono uno scostamento tra il volume fisico da quello effettivamente utilizzabile alle condizioni di temperatura di utilizzo. La prima correzione da predisporre è:

$$V = V_{eff} \cdot f_y \quad (4.20)$$

Dove f_y è un fattore maggiore dell'unità che dipende dalla geometria dell'accumulo, dalla superficie del serpentino e dalla posizione del sensore termoigrometrico. Negli impianti con scambiatore separato il volume effettivo è circa 80-90% di quello fisico. Se lo stoccaggio di acqua calda sanitaria è previsto per diverse ore lo standard danese suggerisce di considerare uno strato di miscelazione di circa 0,15 m di altezza. Per i bollitori con superficie scaldante integrata i 0,15 m nel quale è stimata la stratificazione devono essere considerati dal punto più basso dello scambiatore all'uscita dell'acqua calda sanitaria. Viene pertanto introdotto un secondo fattore correttivo che tiene conto dei fenomeni di miscelazione che è possibile determinare con la seguente relazione:

$$f_V = \frac{h + 0,15}{h} \quad (4.21)$$

Dove h è l'altezza del volume di accumulo. Viene anche posto un limite inferiore a questo fattore correttivo pari a 1,15 (si prende il valore maggiore tra 1,15 e quello calcolato mediante la relazione 4.21). Per quanto concerne la potenza effettiva (P_{eff}) viene aggiunto un termine per tenere conto dei depositi di calcare che si depositano durante l'utilizzo del bollitore sull'elemento scaldante.

$$P_0 = P_{eff} \cdot f_p \quad (4.22)$$

Dove il termine f_p è compreso tra i valori 1,15 e 1,30. Il valore da assegnare a questo termine è funzione delle proprietà chimiche dell'acqua di adduzione, della manutenzione e pulizia, dalla temperatura della superficie scaldante e da eventuali trattamenti dell'acqua. La norma prescrive anche di prendere in considerazione le

perdite lungo la rete idraulica e stima la potenza dispersa in 100-200 W per appartamento da assegnare in funzione della dimensione del sistema di produzione di acqua calda sanitaria e dalla qualità dell'isolamento delle tubature. Qualora sia previsto un sistema di trattamento dell'acqua la norma impone di dimensionare il bollitore in modo che l'acqua di adduzione permanga all'interno dell'accumulo per almeno 20 minuti prima di essere utilizzata ai punti di prelievo. Per il dimensionamento dei boiler negli alloggi la norma fornisce una tabella e un grafico riportati di seguito. Dipendentemente alla presenza della vasca da bagno la norma fornisce il quantitativo d'acqua da soddisfare in un arco temporale di 12 ore tramite un "programma di prelievo".

Alloggio con vasca da bagno:

- 2 utilizzi della vasca da bagno;
- 2 docce;
- 2 utilizzi del lavello della cucina.

Dove non è previsto l'uso contemporaneo della vasca da bagno e il lavello della cucina.

Alloggio senza vasca da bagno:

- 4 docce;
- 2 utilizzi del lavello della cucina.

Dove è previsto l'uso contemporaneo della doccia e il lavello della cucina.

	data for tapping		unit	tapping point			
				bath tub	shower	kitchen sink	bathroom sink
	smallest mixed water flow	$P_{b,min}$	l/s	0,21	0,14	0,10	0,056
	adequate temperature (mixed water)	T_b	°C	40	40	45	40
	projected hot water volume (mixed water)	v_b	l	125	42	15	10
	tapping time for one tapping		s	600	300	150	180
Tappings from one tapping point	tapping point's power requirement					14,7	
	$T_K = 10^\circ\text{C}$		kW	26,3	17,6	16,8	7,0
	$T_K = 5^\circ\text{C}$		kW	30,6	20,6		8,2
Tapping program	tapping point's energy requirement						
	$T_K = 10^\circ\text{C}$		kWh	4,36	1,47	0,61	0,35
	$T_K = 5^\circ\text{C}$		kWh	5,09	1,71	0,70	0,41
	number of tappings			2	4	2	4
	tapping interval = time between start of two tappings		min	30	20	20	20
	tapping period = time between repeated tappings		h	12	12	3	6

Figura 4.9. Tabella V-2.5.1 estratta dal prospetto 2.5.2.1.1 *Water heaters for one tapping point in permanent housing* dello standard danese DS 439 [30]

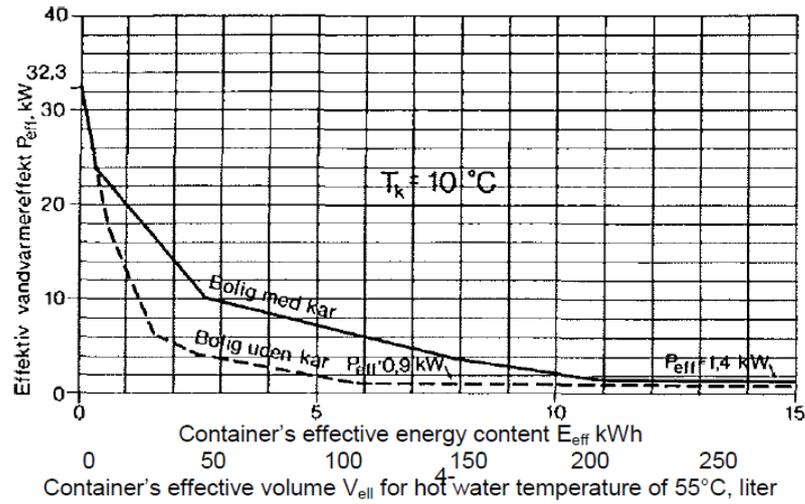


Figura 4.10. Figura V-2.5.1 estratta dal prospetto 2,5.2.1.2 b *Dimensioning of hot water containers that supply all the tapping points in a single-family house* dello standard danese DS 439 [30]

Come si può vedere nel grafico riportato in figura 4.10 sono rappresentate due curve a temperatura di adduzione e accumulo fissate a 10°C e 55°C rispettivamente. In ordinate si trova la potenza effettiva (P_{eff}) espressa in kW e in ascisse l'energia effettiva (E_{eff}) necessaria a produrre il volume di acqua calda necessaria. La curva superiore è da utilizzare nel caso in cui nell'alloggio è presente una vasca da bagno mentre quella inferiore nel caso contrario. Per passare dall'energia prodotta al volume effettivo (V_{eff}) del boiler di acqua calda sanitaria viene fornita la seguente relazione:

$$V_{eff} = \frac{E_{eff} \cdot 860}{T_V - 10} \quad (4.23)$$

Dove T_V è la temperatura di accumulo ma la norma suggerisce di utilizzare una temperatura intermedia con quella minima dell'accumulo (di utilizzo) e suggerisce un valore comunemente utilizzato pari a 55°C .

4.5 CIBSE

In questo paragrafo si vuole riportare un criterio di dimensionamento proposto da un'altra norma internazionale che insieme alla DIN (Deutsches Institut für Normung) è una dei riferimenti nella progettazione termotecnica; la normativa CIBSE (Chartered Institute of Building Services Engineers). Nella guida G [31] (Public health and plumbing engineering) viene presentato il fabbisogno di acqua calda sanitaria e il dimensionamento degli accumuli (paragrafi 2.3.2.6, 2.4.2.1. e 2.4.2.3 della suddetta guida)

Table 2.9 Recommended water storage

Type of building	Demand (litre)	Basis of demand	Type of building	Demand (litre)	Basis of demand
Residential:			Hospitals:		
— 1 bedroom	210	Bedroom	— district general	600	Bed
— 2 bedroom	130	Bedroom	— surgical ward	250	Bed
— 3 or more bedrooms	100	Bedroom	— medical ward	220	Bed
Student accommodation:			— paediatric ward	300	Bed
— en-suite	100	Bedroom	— geriatric ward	140	Bed
— communal	90	Bed space	Sports changing rooms:		
Nurses home	120	Bed space	— sports hall	35	Person
Children's home	135	Bed space	— swimming pool	20	Person
Elderly persons' accommodation:			— field sports	35	Person
— sheltered	120	Bedroom	— all-weather pitch	35	Person
— care home	135	Bed space	Art gallery	6	Person
Prison	150	In mate	Library	6	Person
Hotels:			Museum	6	Person
— budget	135	Bedroom	Theatre	3	Person
— Travel Inn/Lodge	150 (average)	Bedroom	Cinema	3	Person
— 4/5-star luxury	200	Bedroom	Bars	4	Person
Offices:			Night club	4	Person
— with canteen	45	Person	Restaurant	7	Cover
— without canteen	40	Person	Airports	15	passenger
Schools:			Railway terminals	6	passenger
— nursery	15	Pupil	Laundries	45	kg dry clothes
— primary	15	Pupil			
— secondary	20	Pupil			
— 6th form college	20	Pupil			
— boarding	90	Pupil			

Figura 4.11. Tabella 2.9 estratta dalla guida G del CIBSE- Accumuli di acqua sanitaria consigliato [31].

La norma suggerisce, analogamente alla UNI 9182, dei fabbisogni si acqua sanitaria (sia calda che fredda) in funzione della tipologia di utenza specificando che il dimensionamento non è univoco e deve essere valutato da progetto a progetto; tuttavia suggerisce che l'utilizzo di acqua per usi igienico-sanitari deve essere limitata a 125 litri/persona integrandolo, qualora necessario, con sistemi di raccolta piovana e/o utilizzo di acque grigie. Nella tabella riportata nell'immagine seguente (si veda immagine 4.12) vengono forniti i valori dei fabbisogni di acqua calda sanitaria alla temperatura di 60 °C (in questa tabella viene riporta la domanda di acqua sanitaria alla temperatura di accumulo da non confondere con quella di utilizzo che risulta notevolmente più bassa).

Table 2.10 Peak hot water demand periods for specific applications

Application	Suggested peak period	Hot water requirements (at supply temperature of 60 °C unless stated otherwise)
Snack bars; takeaway food outlets	1–2 hours (12 to 1 pm or 12 to 2 pm)	Allow 3.1 litres per meal; this allows for cooking and washing-up (e.g. 200 meals over 2 hours requires 620 litres). <i>Note:</i> water is required at 77 °C for sanitising (usually heated to this temperature within the dishwasher).
Canteens, cafes, hotel kitchens, restaurants	1–2 hours (12 to 1 pm or 12 to 2 pm)	Allow 5.5 litres for each 3-course meal; this allows for cooking and washing-up (e.g. 200 meals over 2 hours requires 1100 litres). <i>Note:</i> water is required at 77 °C for sanitising (usually heated to this temperature within the dishwasher).
Holiday flats, hotels, motels, guest houses	1 hour (7:30 to 8:30 am)	Allow 20–25 litres per head over the peak hour (e.g. 40 guests require 1000 litres over 1-hour. For 4-star and 5-star accommodation allow 35–50 litres per head.
Apartments	1 hour (7 to 8 am)	Allow for each type of apartment within the building: studio 25 litres, 1-bed apartment 40 litres, 2-bed apartment 70 litres, 3-bedroom apartment 90 litres, 4-bedroom apartment 110 litres, penthouse 150 litres.
Caravan parks, camping areas	Spread over 2 hours	Allow 20 litres per person; average 4 persons per van (e.g. 30 vans = 120 persons require 2400 litres over 2 hours). In long-term or residential parks, the peak may extend over a much longer time; the actual usage pattern should be ascertained.
Hairdressing salons	3–4 hours	Each installation needs to be evaluated individually but 10 litres per customer may be taken as a guide
Squash courts	Spread over 4 hours	Allow 20 litres per player; average 16 players per court over 4 hours (e.g. 4 courts require $4 \times 16 \times 20 = 1280$ litres over 4 hours).
Offices	Spread over 8 hours	Allow 3–4 litres per person per day (showers seldom used) or 1.5 litres per person over a 1-hour peak. (The increasing popularity of cycling to work will increase the requirement for showers in office buildings.)
Factory changing rooms (light industry)	1 hour (4 to 5 pm)	Average 30% use showers; allow 20 litres per head; average 70% use hand basins, allow 3 litres per head (equivalent to 8–9 litres per person)
Factory changing rooms (heavy/dirty industry)	1 hour (4 to 5 pm)	Allow 30 litres per head; in some industries, such as mining, allow up to 50 litres per head.
Coin-operated laundries	Spread over 8 hours	Allow 70 litres per machine per hour (e.g. 6 machines \times 70 litres \times 8 hours = 3360 litres over 8 hours. For large commercial laundries allow 10 litres per kilogram of washing.
Glass-washing machines	Usually over 2 hours	Determine quantity of glasses to be washed over peak period. Allow 3 glasses per litre of beverage sold. Most machines require 7 litres of hot water per wash of 25 glasses, and can perform one wash per minute (e.g. 1000 litres of beverage over 2 hours requires $1000 \times 7 \times 3/25 = 840$ litres of hot water). Alternatively, allow 3 glasses per person, taking the licensed capacity of the premises as a guide. <i>Notes:</i> (1) temperature required by regulations is 82 °C, (2) where beverage quantity is known in gallons, multiply by 4.55 to convert to litres, (3) the equipment manufacturer should be contacted to determine whether a hot water supply is required.

Figura 4.12. Tabella 2.10 estratta dalla guida G del CIBSE- Domanda di acqua calda sanitaria nel periodo di picco per specifiche applicazioni [31].

La tabella 2.10 (immagine 4.12) fornisce il quantitativo di acqua calda necessaria a 60 °C per uso igienico-sanitario. Ai fini del dimensionamento di un accumulo questo dato non è da utilizzare come parametro di progetto che invece risulta fondamentale per il dimensionamento degli impianti nel quale l'ACS viene prodotta istantaneamente. Tuttavia guardando la tabella è possibile fare una riflessione: se dopo le valutazioni e i relativi calcoli di dimensionamento il volume di accumulo risulta pari o minore del valore riportato in tabella per la specifica applicazione si è certi di aver commesso un errore in quanto in un accumulo, seppur a 60 °C come temperatura di stoccaggio, entrano in gioco diversi fattori (adduzione di acqua fredda, dispersioni termiche ecc..) che inevitabilmente portano ad un volume di ACS maggiore.

Table 2.13 Hot water storage for domestic properties (reproduced from BS 8558⁽²⁾ by permission of the British Standards Institution)

Heat input to water / kW	Minimum storage capacity	
	With stratification / litre	With mixing / litre
<i>(a) Dwellings with one bath</i>		
3	109	122
6	88	88
10	70	70
15	70	70
<i>(b) Dwellings with two baths</i>		
3	165	260
6	140	200
10	130	130
15	120	130

Figura 4.13. Tabella 2.13 estratta dalla guida G del CIBSE- Accumuli minimi di acqua calda sanitaria per usi domestici [31].

A sostegno del ragionamento proposto la norma fornisce una tabella (4.13) estratta dallo Standard Britannico BS:8558 nel quale sono riportate i valori di accumulo in funzione della potenza del serpentino e del fenomeno della stratificazione o della miscelazione riferito al caso residenziale. Come si vede dalla tabella 2.13 (figura 4.13) il valore di accumulo minimo che corrisponde ad una potenza di $3kW$ (più che generosa considerando che gli scaldabagni elettrici generalmente sono dotati di una resistenza elettrica da $1,2 kW$ e che i serpentini a fluido primario forniscono tipicamente un valore attorno ai $2kW$) risulta pari a 109 litri nel caso della stratificazione e 122 litri nel caso della miscelazione. La tabella 2.11 (immagine 4.14) riporta invece il fabbisogno di acqua calda sanitaria giornaliero in funzione della tipologia di utenze e considera un accumulo a temperatura di stoccaggio pari a $65^{\circ}C$.

Table 2.11 Daily hot water demands (adapted from data contained in the *Plumbing Engineering Services Design Guide*⁽³⁵⁾ by permission of the Chartered Institute of Plumbing and Heating Engineering)

Type of building	Daily demand /(l/person)	Storage per 24-h demand / l	Recovery period / h
Colleges and schools:			
— boarding	115	23	2.0
— day	15	4.5	2.0
Dwelling houses:			
— economic, local authority	115	115	4.0
— medium, privately owned	115	45	2.0
— luxury, privately owned	125	45	2.0
Flats*:			
— economic, local authority	68	23	4.0
— medium, privately owned	115	32	2.0
— luxury, privately owned	125	32	2.0
Factories	15	4.5	2.0
Hospitals :			
— general	136	27	1.0
— infectious	225	45	1.0
— infirmaries	68	23	1.5
— infirmaries with laundry	90	27	1.0
— maternity	225	32	2.0
— mental	90	23	2.0
— nursing staff accommodation	136	45	2.0
Hostels	115	32	2.0
Hotels:			
— 5 star rating	136	45	1.0
— 2 star rating	114	36	1.5
Offices	14	4.5	2.0
Sports pavilions	40	40	1.0
Restaurants (per meal)	—	6	2.0

* Based on indirect systems; storage volumes may be reduced where high input, high recovery systems are installed.

Figura 4.14. Tabella 2.11 estratta dalla guida G del CIBSE- Domanda giornaliera di acqua calda sanitaria [31].

La tabella 2.11 deriva da un adattamento di una tabella (9.1) riportata nel *Plumbing Engineering Services Design Guide* che si riporta in appendice [70]. Nella seconda colonna (Storage 24-h demand) della tabella sopra riportata l'unità di misura dovrebbe essere ragionevolmente non in litri ma in litri/persona. È possibile confrontare con la tabella 9.1 riportata in appendice. Per quanto riguarda la determinazione della potenza del bollitore la guida CIBSE si rifà al calcolo dell'annesso B del BS:8558 e all'annesso C del BS EN 806.

Capitolo 5

Legionella Pneumophila



5.1 Scoperta della *Legionella Pneumophila*

5.1.1 Scoperta

La legionella è un batterio la cui scoperta è relativamente recente. Nel luglio del 1976 nel Bellevue-Stratford Hotel di Philadelphia (Pennsylvania, USA) si tenne un convegno nel quale erano presenti circa 4000 persone di cui la maggior parte reduci di guerra del Vietnam. Pochi giorni dopo i notiziari regionali e nazionali diffusero la notizia che alcune persone presenti all'evento morirono mentre altre era ricoverati in gravi condizioni. [71][29]

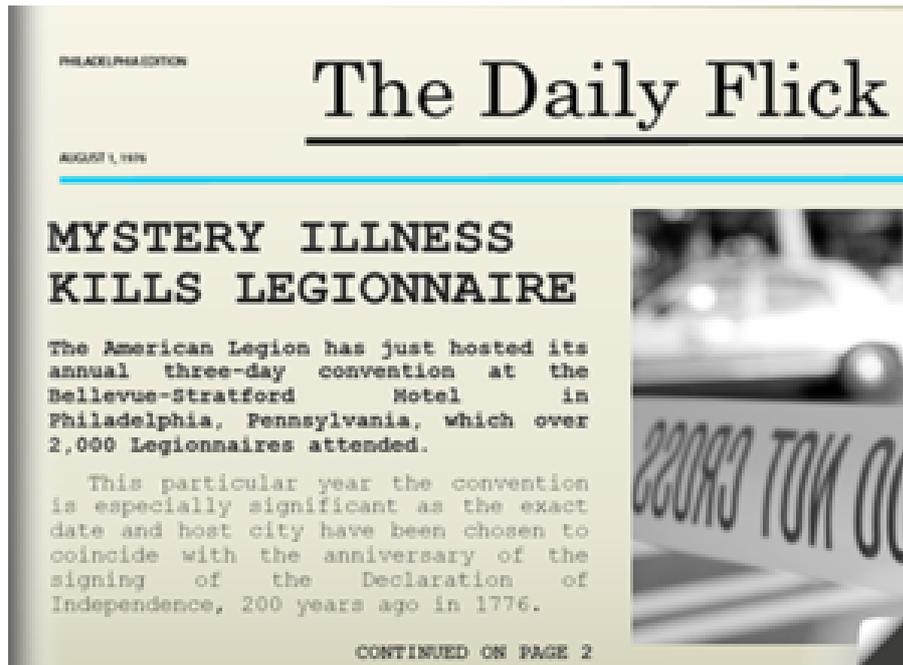


Figura 5.1. Articolo del "The Daily Flick" del 1 Agosto 1976



Figura 5.2. Articoli del "The Washington post" del 4 e del 15 Agosto 1976 [32]

Si iniziò allora ad indagare sulla nuova malattia cercando cure e cause. In concomitanza alla diffusione della notizia da parte dei media non mancarono teorie stravaganti da parte dell'opinione pubblica; esperimenti della CIA non andati a buon fine, attentati chimici o batteriologici da parte di oppositori e perfino che la notizia in realtà fosse una fake news per spingere la popolazione a fare il vaccino contro l'influenza. Nei giorni successivi, all'inizio di agosto, le persone contagiate alla convention salirono a più di 220 di cui 34 morirono. I ricercatori pensarono dapprima ad un avvelenamento da metalli, teoria che decadde molto presto, e successivamente da sostanze volatili tossiche. Quest'ultima tenne sotto scacco i gruppi di ricerca per qualche mese soprattutto a causa di una sostanza in particolare presente nei vetrini delle autopsie arrivate in laboratorio: il nichel carbonile. Si scoprì solo dopo alcuni mesi che tale sostanza era presente negli strumenti usati per le autopsie e che dunque i vetrini erano stati contaminati. Si decise che i medici legali e gli anatomopatologi non dovessero più utilizzare gli strumenti tradizionali ma bensì di plastica. Alla fine di quell'anno un microbiologo del Center for Disease Control (CDC), Joseph McDade, notò nei vetrini esaminati in laboratorio degli ammassi batteriologici. Da quel momento si ebbe la certezza che l'epidemia che colpì i veterani all'Hotel era causata da un batterio noto oggi con il nome di *Legionella Pneumophila* in onore dei legionaires, come venivano chiamati i soldati in missione in terre straniere. Studi successivi portarono ad una scoperta all'epoca sconcertante; la legionella si era riprodotta all'interno di una torre di raffreddamento del sistema di climatizzazione del Bellevue-Stradford Hotel. Si intuì allora che molti partecipanti avevano inavvertitamente inalato delle micro-goccioline trasportate dall'impianto di ventilazione e condizionamento contaminate dal batterio e che i soggetti più anziani o immunodepressi svilupparono la malattia. Dopo la scoperta della legionella e la sua presenza negli impianti di climatizzazione si dimostrò che il caso del Bellevue-Stradford Hotel non fu l'unico. Nel 1965 in un ospedale psichiatrico di Washinton DC, il St. Elizabeth' Hospital, furono contagiate 81 persone di cui 14 decedettero.

5.1.2 Legionella in Italia

Nel nostro Paese, in Italia, la prima epidemia di legionella si manifestò in un albergo sul Lago di Garda nel 1978 dove 10 persone svilupparono la legionellosi. Nell' anno successivo in un albergo di Lido di Savio (RA) si verificarono, durante la stagione estiva, 23 casi di legionellosi di cui 2 fatali. Nella stessa località ma negli anni 1981 e 82 si manifestarono 23 nuovi casi di legionellosi. L'epidemia più grave ad oggi verificata e accertata in Italia risale all'agosto del 1995 a Sestri Ponente (GE) dove a causa della legionella sviluppata in una torre di raffreddamento si ammalarono un centinaio di persone.

Article _____ Vol. 16, No. 13 833
 Eur. J. Clin. Microbiol. Infect. Dis. 1997, 16: 833-832

Molecular Epidemiology of an Outbreak of Legionnaires' Disease Associated with a Cooling Tower in Genova-Sestri Ponente, Italy

M. Castellani Pastoris¹, L. Cicconi¹, R. Lu Monaco³, P. Goldoni²,
 B. Mentore³, G. Plego¹, L. Cattani², S. Ciarrucchi¹, A. Pinto¹, P. Visca¹

Fatty acid profile analysis, monoclonal antibody (MAb) subtyping, pulsed field gel electrophoresis (PFGE), arbitrarily primed polymerase chain reaction (AP-PCR), and ribotyping were used to compare clinical and environmental *Legionella pneumophila* serogroup 1 isolates from an outbreak of Legionnaires' disease presumably associated with cooling towers. According to the Oxford subtyping scheme, the MAb subtype of patients' isolates and of two strains originating from a cooling tower was Portico, whereas the other isolates were subtype Olds. The strains showed no intralocus strain-to-strain differences in fatty acid profiles, and ribotyping and length polymorphism of the 138-238 rDNA intergenic regions failed to reveal any differences between the isolates. Conversely, PFGE and AP-PCR appeared to be more discriminatory, as the same genomic profile was found for the clinical and some environmental strains. Meteorologic and epidemiological data and the results of molecular analysis of the *Legionella pneumophila* serogroup 1 isolates support the hypothesis that the infection was transmitted from one of the cooling towers to the indoor environment of the same building, to homes in proximity that had open windows, and to the streets. In fact, the outbreak diminished and later ended after a part in the tower was replaced. This investigation demonstrates the utility of combined molecular methods (i.e., phenotypic and genomic typing) in comparing epidemiologically linked clinical and environmental isolates. Finally, the outbreak confirms the risk of Legionnaires' disease posed by cooling towers, mainly when atmospheric thermal and humidity inversions occur. This finding emphasizes the need to determine whether the source of infection is in the living or working environment or somewhere else.

Legionella pneumophila, an environmental hydrophilic bacterium potentially pathogenic for humans when aerosolized and inhaled, has long been known to cause severe pneumonia called Legionnaires' disease. Sporadic and epidemic cases associated with evaporative cooling towers have been widely reported [1-15]. People have become ill after staying occasionally or working in

the same building, where a cooling tower was located, or after passing by or living in the neighborhood of cooling towers. Outdoor exposure distances of up to 3.2 kilometers have been reported [1, 4, 6, 7, 10, 15]. Recognition of an outbreak and detection of the source of infection can be hampered by the nonspecific clinical characteristics, the lack of any epidemiologic link between patients, the ubiquitousness of the microorganism, and the rigid and limited perception of an outbreak.

In recent years, molecular typing methods have been shown to be very useful for assessing epidemiological relationships among *Legionella* strains possibly involved in infection episodes [16, 17].

¹Laboratorio di Bacteriologia e Microbiologia Medica, Istituto Superiore di Sanità, Viale Regina Elena 296, 00161 Roma, Italy
² Istituto di Microbiologia, Università "La Sapienza", Piazzale Aldo Moro 5, 00185 Roma, Italy
³ Istituto di Igienologia e Medicina Preventiva, Università di Genova, Via Prato 1, 16157 Genoa, Italy

Figura 5.3. Pubblicazione scientifica del giornale europeo di microbiologia clinica e malattie infettive del 1997 [33]

GENOVA, EPIDEMIA DI POLMONITE

GENOVA - Un' epidemia di broncopolmonite ha mandato in ospedale un centinaio di abitanti di Sestri Ponente, quartiere popolare genovese. Ci sono anche due vittime, due anziani già ammalati per i quali la polmonite è stata la causa scatenante di complicazioni che ne hanno provocato la morte. Gianfranco Ciappina, direttore della Usl 3, dalla quale dipendono l' ospedale di Sestri e la zona dell' epidemia, cerca di gettare acqua sul fuoco: "L' epidemia è ormai sotto controllo". Negli ultimi due giorni c' è stato solo un nuovo caso. L' agente di questa epidemia è il batterio della ' legionella' , conosciuta anche come ' morbo del legionario' , favorito dal clima caldo-umido. La malattia provoca febbre alta, debolezza accentuata. Ma si può fermare e guarire con dosi massicce di antibiotici. In ospedale, infatti, sono finiti anziani o persone con una situazione polmonare già compromessa, per esempio forti fumatori o alcolisti.

26 agosto 1995 | sez.

Figura 5.4. Articolo de "La Repubblica" del 1995 [34]

5.2 Proliferazione della *Legionella Pneumophila* e sintomatologia

5.2.1 Proliferazione

La legionella è un batterio che, come visto nel paragrafo precedente, si riproduce e prolifera nell'acqua. È impossibile dunque pensare di eliminare del tutto questo batterio ma quello che è doveroso fare è tenere la sua concentrazione al di sotto di una soglia di sicurezza. I luoghi che costituiscono un habitat ideale per la proliferazione della legionella sono senza dubbio [29]:

- Bacini artificiali, laghi, fiumi e stagni;
- Sorgenti termali;
- Torri evaporative e di riscaldamento;
- Impianti di umidificazione;
- Impianti idraulici.

Sebbene è molto difficile non entrare in contatto con questo batterio la contrazione della legionellosi non è altrettanto frequente. Questo perché è necessario che si verifichino delle concomitanti condizioni:

- La concentrazione batterica deve essere elevata;
- Il batterio deve essere particolarmente attivo e questo si verifica in un range di temperatura dell'acqua tra 35 °C e 46 °C (si veda figura 5.5);
- L'individuo ospite del batterio deve presentare un sistema immunitario debole e incapace di impedire l'infezione;
- Per essere infettivo deve penetrare nelle vie respiratorie profonde (alveoli e bronchioli) e quindi deve essere inalato tramite goccioline d'acqua minuscole (inferiore ai 2,5 nanometri) contaminate dal batterio. Il che vuol dire che non può essere contratta la legionellosi semplicemente bevendo acqua contaminata.

5.2.2 Sintomatologia

Se si verificasse una sfortunata concomitanza delle condizioni discusse al paragrafo precedente il soggetto colpito può manifestare due tipologie di legionellosi:

- **La legionellosi vera e propria:** si manifesta dopo un periodo di incubazione che va in media dai 2 ai 5 giorni dal contatto col batterio. Nei casi più gravi la sintomatologia che si manifesta è febbre alta, dolore toracico, dispnea, cianosi e tosse produttive. Raramente si possono presentare disturbi intestinali, cardiaci, neurologici e alterazione dello stato mentale.
- **La febbre di Pontiac:** si manifesta dopo un periodo di incubazione di 24-48 ore. Il soggetto colpito manifesta una sintomatologia simil influenzale senza che vengano interessati i polmoni. La febbre di Pontiac è la forma più lieve della malattia causata dalla legionella pneumophila e in genere si guarisce dopo 3-6 giorni. In questo caso la sintomatologia è febbre, cefalea e tosse. Più di rado si manifestano sintomi come diarrea, fotofobia e vertigini.

In entrambi i casi, essendo un'infezione di origine batterica la cura è di tipo antibiotica.

5.3 Disinfezione dalla *Legionella Pneumophila*

La natura proliferativa della legionella e la sua buona resistenza ai processi di potabilizzazione la rende potenzialmente presente in tutti gli impianti idraulici, compreso quelli idro-sanitari. È dunque compito del progettista e dell'installatore degli impianti prevedere sistemi di disinfezione per contenere la concentrazione di questo batterio soprattutto in quei luoghi ad alto rischio infettivo come strutture sanitarie e pubbliche. La disinfezione può avvenire con mezzi fisici o chimici.

5.3.1 Disinfezione mediante raggi UV

È possibile uccidere i batteri se essi vengono irradiati con luce ultravioletta (254 nm). Questo tipo di disinfezione, per mezzo fisico, si presta molto bene se viene impiegata in prossimità del punto d'impiego (es. rubinetti) ma non può essere l'unica misura anti legionella presente poiché non si riesce ad arrivare in quei punti dell'impianto critici per la proliferazione del batterio come tubature cieche e componenti idraulici. L'acqua trattata con questo sistema deve necessariamente essere poco torbida in quanto il fascio ultravioletto deve essere in grado di raggiungere i batteri. Uno dei vantaggi di utilizzare questo metodo è sicuramente quello di non alterare le proprietà fisiche dell'acqua trattata e non genera sottoprodotti corrosivi per l'impianto idraulico.

5.3.2 Disinfezione termica

È la metodologia più semplice e sicura da applicare. Secondo dei diagrammi assunti ormai a livello internazionale, come quello riportato di seguito, il ciclo di vita della legionella è molto sensibile alla temperatura dell'acqua nel quale prolifera.

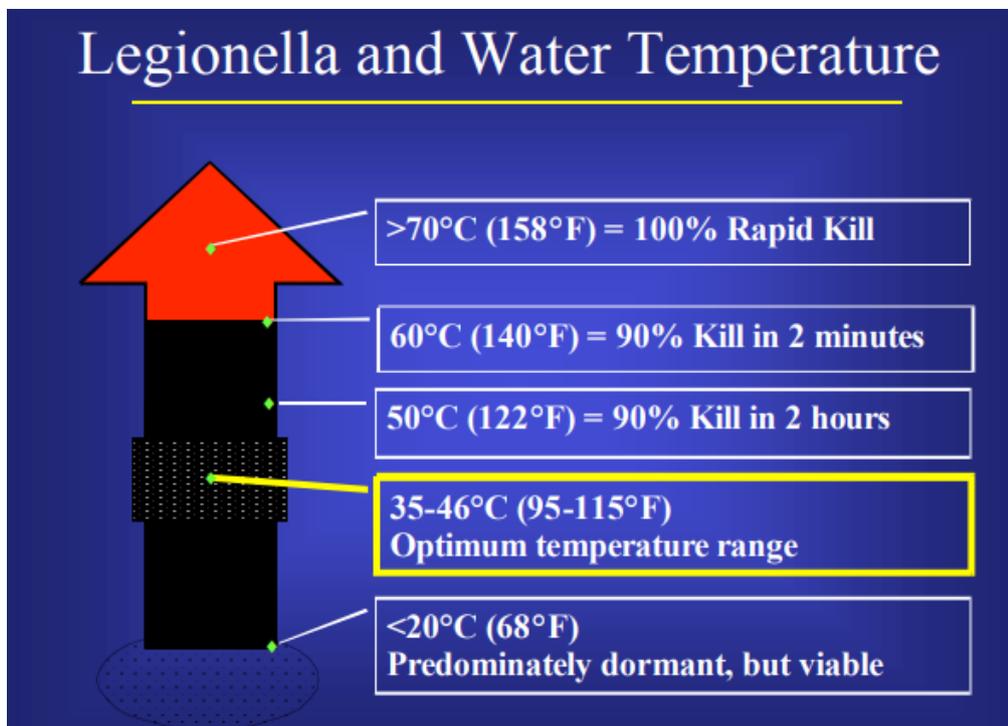


Figura 5.5. Ciclo di vita della legionella in funzione della temperatura [35]

Come è possibile notare dalla figura 5.5, tratta da uno studio di J.M. Hodgson e B.J Casey, in acqua a 70 °C muore istantaneamente mentre a 60°C muore in circa

2 minuti. È possibile notare anche che per una temperatura compresa tra i 35 e 46 °C la proliferazione è massima mentre per una temperatura al di sotto dei 20 °C il batterio entra in uno stato di inattività e la proliferazione si blocca. Secondo quello che suggerisce lo studio per ottenere una disinfezione dell'impianto idrico-sanitario basta innalzare la temperatura dell'acqua in esso circolante a 60 °C in tutti i punti per qualche minuto. In sistemi che utilizzano questa metodologia per ridurre o eliminare la concentrazione di legionella l'innalzamento della temperatura viene operato nei periodi in cui l'impianto viene usato di rado; nel periodo notturno per esempio. Sebbene aumentare la temperatura dell'acqua dell'impianto sia il modo più semplice e sicuro per combattere il problema legionella non è da prendere alla leggera. I problemi che possono derivare da un utilizzo dell'acqua eccessivamente calda sono molteplici:

Precipitazione di calcare

Più la temperatura è elevata più rapida e maggiore sarà la dissociazione del bicarbonato di calcio che, legandosi con l'anidride carbonica, forma il calcare. Per rendere un'idea più chiara dell'effetto della temperatura sulla precipitazione di questa sostanza si riporta uno studio condotto da AquaItalia secondo cui da un'acqua a 60 °C, con durezza di 20 °F, precipitano circa 4,2 g di calcare mentre dalla stessa acqua a 80 °C ne precipitano 25,8 g [72].



Figura 5.6. Calcare all'interno delle tubazioni [36]

Corrosione

Negli impianti aperti come quelli sanitari l'aumento della temperatura e la presenza dell'ossigeno causano la formazione di ossidi di ferro che, entrando in circolo, possono compromettere il funzionamento dei componenti con organi mobili (elettopompe, circolatori...) e delle valvole. Inoltre, i sali contenuti nell'acqua (in essa solubili alla temperatura dell'acquedotto) perdono stabilità (solubilità) precipitando. Il precipitato insieme agli ossidi di ferro generano un effetto abrasivo lungo le tubature.



Figura 5.7. Sezione di una tubazione soggetta a corrosione [37]

Problemi alla zincatura

La zincatura è un processo che viene fatto su recipienti e tubazioni per proteggere il materiale di supporto, acciaio e ferro nel caso gli impianti idraulici. Lo zinco essendo un materiale meno reattivo (elettro negativo) dell'acciaio lo protegge dalla corrosione galvanica ostacolando la formazione di celle elettrolitiche ad azione anodica nei bordi di grano. Quando la temperatura dell'acqua dell'impianto inizia a salire, superando i $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, inizia un processo di umpolung (inversione di polarità) dello zinco che diventa da metallo catodico ad anodico. Il risultato di questa inversione è che la pellicola di zinco inizia a separarsi dal metallo di supporto. La norma UNI 9281 vieta infatti l'utilizzo di acqua con temperatura maggiore o uguale a $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ se l'impianto è costituito da componenti zincati poiché ne verrebbe compromessa la funzionalità dello stesso [72].

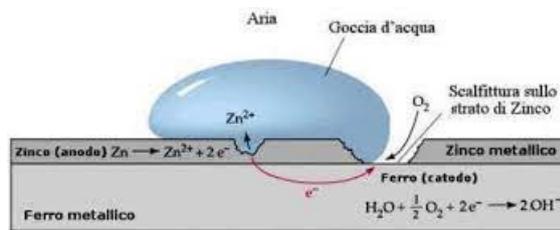


Figura 5.8. Schema del processo di umpolung [38]



Figura 5.9. Tubazione soggetta a corrosione galvanica [39]

5.3.3 Disinfezione chimica

La disinfezione chimica avviene tramite additivi chimici che vengono introdotti nelle tubature in centrale termica. Questi possono agire in modi differenti:

- Distruggono o alterano la parete della membrana cellulare dei microorganismi presenti nell'acqua;
- Eliminano i nutrienti necessari alla proliferazione dei microorganismi;
- Uccidono e disgregano i microorganismi o alterano il loro patrimonio genetico in modo da impedirne la proliferazione.

I disinfettanti chimici devono anche avere la capacità di intaccare il biofilm (strato melmoso costituito dall'aggregazione di microorganismi dove essi possono proliferare rapidamente) che si può formare nelle tubazioni o nei componenti dove si accumula l'acqua e di non alterare le proprietà organolettiche (non devono quindi essere rischiosi per la salute dell'uomo e non devono alterare il sapore). I processi chimici più utilizzati sono la clorazione e la ozonizzazione.

Ozonizzazione

L'ozonizzazione viene operata, come suggerisce il nome, tramite l'utilizzo dell'ozono (O_3). Tale sostanza gassosa è molto efficace anche contro alcuni protozoi molto resistenti al cloro. Il problema fondamentale dell'ozono è quello di essere un gas molto reattivo e tossico per cui la sua manipolazione e il suo dosaggio è molto complesso. Questo processo tipicamente non viene svolto nelle centrali termiche ma nei processi di potabilizzazione dell'acqua prima di essere introdotta nell'acquedotto.

Clorazione

La clorazione viene effettuata utilizzando cloro puro o sui derivati.

- **Clorazione con cloro puro:** Il cloro si presenta in forma gassosa e questo rende difficile il dosaggio e la manipolazione. Ha ottime capacità battericide ma in presenza di sostanze organiche disciolte perde efficacia e tende ad alterare molto il sapore dell'acqua rispetto ai suoi derivati.
- **Clorazione con biossido di cloro:** Si presenta in forma gassosa ma può essere facilmente stabilizzato in una soluzione acquosa. Questa possibilità ne facilita di non poco l'utilizzo. Il biossido di cloro ha proprietà disinfettanti migliori rispetto al cloro puro e ciò lo rende il disinfettante più utilizzato negli impianti idrico-sanitari. Una delle proprietà più interessanti di questo composto è che quando viene a contatto con acqua fredda (per esempio quella proveniente dall'acquedotto) non si idrolizza e rimane in soluzione come gas disciolto. Non meno importante, permette di evitare la formazione di alcuni sottoprodotti alogenati nocivi rispetto al cloro puro e le sue proprietà disinfettanti sono insensibili all'alcalinità e alla temperatura dell'acqua. Inoltre alle concentrazioni necessarie per la disinfezione chimica non risulta corrosivo per l'impianto.
- **Clorazione con ipoclorito:** è un sale composto da cloro e sodio molto utilizzato per la disinfezione chimica dell'acqua. Ha il vantaggio di produrre ioni disinfettanti quando si trova in soluzione. È una sostanza molto corrosiva e nociva ma la sua natura fisica ne rende facile il trasporto e il dosaggio [73].

Capitolo 6

Casi studio analizzati



1859

6.1 Caso studio in ambito residenziale

In questo paragrafo si vogliono applicare le metodologie viste in precedenza in ambito residenziale. Lo scopo è quello di metterle a confronto tra loro applicandole ad un esempio standard di alloggio tipico italiano. Secondo un'indagine del RUR [74] l'alloggio medio italiano ha una superficie di 81 metri quadrati e un numero di inquilini medio di 3,5 (dato riportato all'interno dello standard danese). In questo caso verrà considerata la presenza di un solo bagno e la presenza della sola doccia.

Dimensionamento secondo la norma UNI 9182

I dati di input per utilizzare le prescrizioni della norma italiana sono:

- durata del periodo di punta d_p pari a 2 ore in accordo al Prospetto F1 riportato in figura 4.3;
- periodo di preriscaldamento P_r pari a 2 ore in accordo alla tabella Caleffi (figura 4.8);
- Occupazione dell'alloggio pari a 3,5 persone.

Utilizzando il prospetto E1 riportato in figura 4.2 il consumo pro-capite nelle abitazioni di tipo medio è di 70-80 litri per persona al giorno. Nella tabella 6.1 sono riassunti i dati di input utilizzati.

NORMA UNI 9182	
Durata del periodo di punta d_p [h]	2
Durata del periodo di preriscaldamento P_r [h]	2
Numero di occupanti	3,5
Temperatura di utilizzo durante il periodo di punta T_m [°C]	40
Temperatura di adduzione dell'acqua T_f [°C]	10
Temperatura di accumulo dell'acqua T_c [°C]	60
Fabbisogno pro-capite di ACS $\left[\frac{\text{litri}}{\text{giorno-persona}}\right]$	75
Correzione per numero di alloggi $f_1 \left[\frac{\text{litri}}{\text{giorno-persona}}\right]$	1.15
Correzione per numero di vani $f_2 \left[\frac{\text{litri}}{\text{giorno-persona}}\right]$	0.9
Correzione per stile di vita degli occupanti $f_3 \left[\frac{\text{litri}}{\text{giorno-persona}}\right]$	1

Tabella 6.1. Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo la UNI 9182

Utilizzando i valori riportati in tabella 6.1 il consumo giornaliero totale necessario risulta essere di $q = 262,5$ litri. Utilizzando i fattori correttivi f_1 , f_2 e f_3 che sono stati illustrati nelle figure 4.4, 4.5 e 4.6 i cui valori sono stati riportati nella tabella 6.1, il consumo giornaliero pro-capite diviene $q' = 271,7$ litri. Facendo l'ipotesi realistica che circa l'80% viene utilizzato nell'arco temporale di 2 ore (che in questo caso coincide con il periodo di punta d_p). Il consumo massimo contemporaneo q_M può quindi essere determinato dalla seguente relazione:

$$q_M = \frac{262,5 \cdot 0,8 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3}{2} = 108,7 \left[\frac{l}{h}\right] \quad (6.1)$$

Il volume di accumulo secondo la formula 4.2 risulta essere di 65,2l. Applicando la relazione 4.3 per il calcolo della potenza questa risulta pari a circa 1896W.

Dimensionamento secondo il criterio Mariotti-Gambelli

Secondo questo criterio il metodo prescritto dalla normativa italiana porta ad una sottostima del volume di accumulo in quanto non vengono tenuti in considerazione alcuni fenomeni fisici che governano il reale funzionamento dei bollitori di acqua calda sanitaria. Per utilizzare il metodo Mariotti-Gambelli è però necessario patire dal fabbisogno pro-capite giornaliero di acqua calda sanitaria prescritto dalla norma UNI 9182. Viene fatto sempre riferimento all'appartamento standard di 81 metri quadrati definito precedentemente con un numero di occupanti medio di 3,5. Vengono riportati nella seguente tabella i dati di input utilizzati per l'applicazione di tale metodo.

CRTERIO DI DIMENSIONAMENTO MARIOTTI-GAMBELLI	
Fabbisogno totale di ACS $C' [l]$	262,5
Fabbisogno di ACS consumato nel periodo di punta $C [l]$	210
Temperatura di adduzione dell'acqua sanitaria $T_f [^\circ C]$	10
Temperatura di accumulo dell'acqua calda sanitaria al termine del periodo di preriscaldamento $T_c [^\circ C]$	60
Temperatura di utilizzo $T_m [^\circ C]$	40
Periodo di punta $d_p [h]$	2
Periodo di preriscaldamento $P_r [h]$	2
Fattore correttivo dovuto al posizionamento della sonda termometrica $f_{st} [l]$	0,85
Fattore correttivo dovuto al fenomeno della stratificazione $f_s [l]$	0,85
Differenziale di temperatura del sistema di regolazione $\Delta T_a [^\circ C]$	5

Tabella 6.2. Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo il metodo Mariotti-Gambelli

Per determinare il consumo di acqua calda sanitaria C si è fatta l'ipotesi, come nel caso dell'applicazione della norma UNI 9182, che l'80% del fabbisogno giornaliero viene utilizzato nel periodo di punta d_p . Come già detto questa metodologia richiede un processo iterativo per successive scariche e il volume del bollitore sarà determinato in funzione della temperatura dell'accumulo alla fine del processo di scarica T_{c-i} che comporta una temperatura dell'accumulo inferiore di quella di mandata T_m . La portata d'acqua utilizzata alla prima scarica sarà pari a $q_b = q_{b-1}$, cioè pari alla metà. Quindi utilizzando i dati riportati in tabella 6.2 e le equazioni 4.6, 4.7, 4.8, 4.11, 4.12 e 4.13 mostrate nel relativo sotto paragrafo si ottengono i valori riassunti nella seguente tabella.

CRITERIO DI DIMENSIONAMENTO MARIOTTI-GAMBELLI	
Portata media di ACS nel periodo di punta q_{m-1} [l/h]	105
Portata media di ACS effettivamente uscente Dal serbatoio di accumulo q_{b-1} [l/h]	63
Potenza termica dello scambiatore [kW]	1,8
Incremento di temperatura dell'acqua di adduzione una volta entrata nell' accumulo ΔT_{a-1} [°C]	25
Temperatura del volume di sostituzione T_{c-1} [°C]	35
Volume del bollitore V_c [l]	126
Fattore correttivo dovuto al sistema di regolazione f_{off}	0,9
Volume del bollitore V'_c [l]	193,8

Tabella 6.3. Tabella riassuntiva dei dati di output conseguenti alla prima scarica secondo il metodo Mariotti-Gambelli

Dimensionamento secondo il criterio Caleffi

Per determinare il fabbisogno di acqua calda sanitaria nel periodo di punta si fa riferimento alla tabella riportata in figura 4.8. Si riporta di seguito una tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento dell'accumulo dell'alloggio standard tramite il criterio Caleffi.

CRITERIO DI DIMENSIONAMENTO CALEFFI	
Fabbisogno durante il periodo di punta per singolo alloggio con un solo locale servizi C [l]	260
Temperatura di adduzione dell'acqua sanitaria T_f [°C]	10
Temperatura di accumulo dell'acqua calda sanitaria T_c [°C]	60
Temperatura di utilizzo T_m [°C]	40
Periodo di punta d_p [h]	2
Periodo di preriscaldamento P_r [h]	2

Tabella 6.4. Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo il criterio di dimensionamento Caleffi

Secondo i dati riportati nella tabella 6.4 l'energia termica E_t necessaria a riscaldare un volume d'acqua pari a quello consumato (260 litri) nel periodo risulta essere di $7800kcal$. La potenza termica Q_h necessaria a portare il bollitore alle condizioni di

set-point, in relazione al tempo di preriscaldamento P_r e il periodo di punta d_p , risulta di $1950\text{kcal}/h$. L'energia E_a da accumulare durante il periodo di preriscaldamento P_r è di 3900kcal . Infine il volume del bollitore V e la potenza termica dell'elemento scaldante risultano rispettivamente di 78 litri e $1950\text{kcal}/h$ ovvero $2,3\text{kW}$. L'azienda mette anche a disposizione un tool online per il dimensionamento degli accumuli di acqua calda sanitaria. Premesso che si perviene al medesimo risultato del calcolo manuale, si riportano le schermate del tool.

Figura 6.1. Schermata 1 del tool di dimensionamento disponibile sul sito dell'azienda Caleffi

RISULTATI			
Consumo totale	Volume calcolato	Potenza stimata	Volume suggerito
260 L	78 L	2.3 KW	100 L

Figura 6.2. Schermata 2 del tool di dimensionamento disponibile sul sito dell'azienda Caleffi

Dimensionamento secondo lo standard danese DS 439

Secondo la norma danese DS 439 nel caso di un alloggio con un solo bagno fornito di doccia il volume di accumulo deve essere dimensionato per soddisfare la richiesta del programma che prescrive la norma stessa. I prelievi che bisogna considerare sono quelli di n°4 docce e n°2 prelievi dal lavello della cucina. Si riporta in seguito una tabella riassuntiva dei dati di input utilizzati per il dimensionamento del boiler.

NORMA DANESE DS 439		
	Energia necessaria per singolo utilizzo [kWh]	Energia totale necessaria [kWh]
N°4 docce	1,47	5,88
N°2 prelievi dal lavello cucina	0,61	1,22
Correzioni sul volume e la potenza		
Incremento sulla potenza per il possibile accumulo di sporcizia sul serpentino f_p		1,25
Incremento sul volume dovuto alla geometria dell'accumulo, alla posizione del sensore termometrico e alla superficie del serpentino f_y		1,15
Incremento sul volume dovuto alla stratificazione f_v		1,15
valori di temperatura di progetto		
Temperatura suggerita dalla norma da inserire nella relazione 4.23 T_v [$^{\circ}C$]		55
Temperatura di adduzione T_k [$^{\circ}C$]		10

Tabella 6.5. Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo lo standard danese DS 439

Lo standard danese suggerisce di utilizzare come temperatura di accumulo di progetto una temperatura intermedia tra quella di utilizzo e di accumulo che identifica in $55^{\circ}C$. Secondo i dati riportati nella tabella 6.5 l'energia termica effettiva E_{eff} necessaria a soddisfare l'intero programma di prelievo risulta essere pari a $7,1kWh$. Dal grafico riportato in figura 4.10 si deduce una potenza effettiva P_{eff} dell'elemento scaldante pari a $0,9kW$ e con un fattore correttivo f_p pari 1,25 e tenuto conto di $150W$ dovute alle dispersioni nella rete di distribuzione la potenza di progetto P_0 risulta pari a $1,27kW$. Per quanto riguarda il volume effettivo di accumulo V_{eff} si può calcolare attraverso la formula 4.23 e tenendo conto dai fattori correttivi f_y e f_v esso risulta pari a 179,4 litri.

Dimensionamento secondo lo standard CIBSE

In questo sotto paragrafo si vuole operare il dimensionamento dell'accumulo sanitario seguendo la guida G della CIBSE. In particolare secondo il caso residenziale preso in esame (81 metri quadri, un solo bagno, 3,5 occupanti e abitazione di livello medio) è necessario utilizzare la tabella 2.11 riportata nell'immagine 4.12. Secondo i riferimenti riportati nella guida per un'abitazione come quella in esame (medium, privately owned) i fabbisogni di riferimento sono di 115 litri/persona di ACS a 40°C e un volume di accumulo di 45 litri/persona di ACS a 65°C . Inserendo i parametri di progetto del caso studio preso in esame, si riportano nella seguente tabella i valori di output.

GUIDA G CIBSE	
Durata periodo di punta d_p [h]	1
Durata di preriscaldamento P_r [h]	2
Numero di occupanti	3,5
Temperatura di utilizzo durante il periodo di punta T_m [$^{\circ}\text{C}$]	40
Temperatura di adduzione dell'acqua T_f [$^{\circ}\text{C}$]	10
Temperatura di accumulo dell'acqua T_c [$^{\circ}\text{C}$]	65
Fabbisogno di ACS a 40°C [litri]	402,5
Accumulo di ACS a 65°C [litri]	157,5
Potenza scambiatore di calore [kW]	5

Tabella 6.6. Tabella riassuntiva del dimensionamento secondo la guida G della CIBSE

Il volume di accumulo soddisfa abbondantemente i valori minimi riportati nella tabella 2.13 (immagine 4.13). Per quanto riguarda la potenza da fornire all'accumulo la guida CIBSE si rifà allo standard britannico BS EN 806 Annesso C. La formula proposta è in funzione del tempo di preriscaldamento necessario per portare la temperatura di accumulo dalla temperatura minima T_f a quella massima T_c .

$$W = \frac{V_c \cdot (T_c - T_f)}{14,3 \cdot P_r} \quad (6.2)$$

6.2 Caso studio in ambito sanitario

In questo paragrafo si vuole replicare il confronto in un ambito differente da quello residenziale; ospedaliero. Ancora una volta lo scopo è quello di confrontare la norma UNI 9182 con altre metodologie presenti sul territorio nazionale e internazionale applicandole ad un caso studio. La struttura presa come riferimento è il Presidio Ospedaliero San Giovanni Bosco sito nella città di Torino.

Presidio Ospedaliero San Giovanni Bosco

Il Presidio Ospedaliero San Giovanni Bosco è la struttura più grande e di riferimento della zona Nord della città di Torino (Circoscrizione 6 e 7). Inaugurata nel 1961 la struttura si compone di otto piani fuori terra, un piano seminterrato e uno interrato.



Figura 6.3. Prospetto Presidio Ospedaliero San Giovanni Bosco

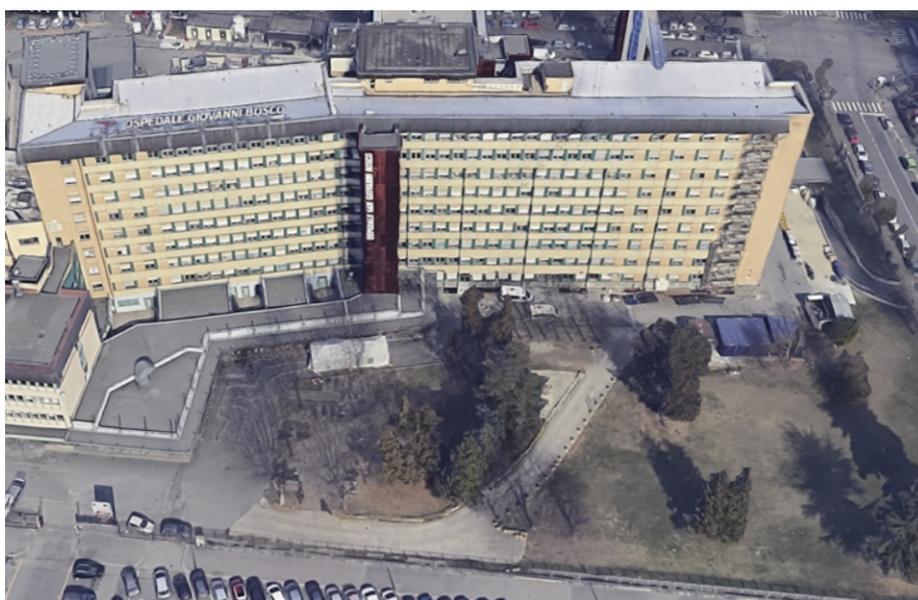


Figura 6.4. Vista aerea Presidio Ospedaliero San Giovanni Bosco

Dai dati disponibili sul sito dell'ASL della città metropolitana di Torino si apprende che il presidio dispone di un totale di 357 posti letto di cui 330 adibiti a degenza ordinaria e 27 adibiti a day hospital e day surgery.

Impianto di produzione di ACS esistente

Attualmente la centrale termica a servizio della struttura è situata in un locale tecnico nel piano interrato. È costituita da tre caldaie a vapore a tubi da fumo a tre giri a fondo bagnato alimentate a gasolio. Il vapore prodotto nella centrale termica è utilizzato per adempiere alle seguenti necessità:

- produzione di acqua calda;
- produzione di acqua calda sanitaria;
- Processi di sterilizzazione.

L'impianto in dotazione all'ospedale San Giovanni Bosco non deve far fronte ai carichi termici dovuti ai servizi di lavanderia in quanto demandati ad aziende esterne che operano nelle proprie strutture. Le caratteristiche dei generatori di calore sono riportati nella tabella 6.7

Generatori di calore in dotazione al P.O. San Giovanni Bosco		
	Produzione di vapore [t/h]	Potenza nominale installata[kcal/h]
Generatore 1	6,035	3500000
Generatore 2	6,035	3500000
Generatore 3	8,062	5000000

Tabella 6.7. Tabella riassuntiva dei generatori di calore in dotazione al Presidio Ospedaliero San Giovanni Bosco

L'acqua calda sanitaria è prodotta tramite scambio termico e stoccata in tre accumuli da 2500 litri ciascuno. Ogni bollitore è dotato di scambiatore a fascio tubiero di potenza pari a $203,5kW$ all'interno del quale circola il vapore prodotto dalle caldaie. Il vapore, in maggior parte condensato, viene estratto da una coppia di elettropompe e rinviato alle caldaie. L'utilizzo del quarto accumulato si rende necessario in quanto funge da polmone di vapore e consente una più rapida messa a regime dei bollitori di ACS e di impiegare generatori di calore con potenze nominali più basse. L'acqua calda sanitaria prodotta viene inviata a dei collettori di distribuzione che provvedono a servire tutte le utenze distribuite nei vari piani della struttura.

Dimensionamento secondo la norma UNI 9182

In questo sotto paragrafo si vuole applicare la metodologia prescritta dalla norma UNI 9182 alla struttura adibita al Presidio Ospedaliero San Giovanni Bosco. Lo scopo, come già fatto nel caso del residenziale, è quello di confrontare il risultato con i risultati delle altre metodologie. Si sottolinea pertanto che l'obiettivo del seguente sotto paragrafo e dei successivi non è quello di stabilire se gli accumuli di acqua calda sanitaria di cui è dotata la struttura sono stati correttamente dimensionati o meno, in quanto sarebbero necessarie ulteriori informazioni e considerazioni formulate in sede di progetto che qui non sono riportate. Nella tabella 6.8 sono riassunti i dati di input utilizzati.

NORMA UNI 9182	
Durata del periodo di punta d_p [h]	3
Durata del periodo di preriscaldamento P_r [h]	2
Posti letto	357
Temperatura di utilizzo durante il periodo di punta T_m [°C]	40
Temperatura di adduzione dell'acqua T_f [°C]	10
Temperatura di accumulo dell'acqua T_c [°C]	65
Fabbisogno di ACS per posto letto $[\frac{\text{litri}}{\text{giorno} \cdot \text{postoletto}}]$	140

Tabella 6.8. Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo la UNI 9182

Utilizzando i valori riportati in tabella 6.8 il consumo giornaliero totale necessario risulta essere di $q = 49980$ litri. Facendo l'ipotesi, in accordo a quanto riportato nel Plumbing Engineering Services Design Guide, che circa il 50% viene utilizzato durante il periodo di punta d_p il consumo massimo contemporaneo q_M può quindi essere determinato dalla seguente relazione:

$$q_M = \frac{49980 \cdot 0,5}{3} = 8330 \left[\frac{l}{h} \right] \quad (6.3)$$

Il volume di accumulo secondo la formula 4.2 risulta essere di 5452,4l. Applicando la relazione 4.3 per il calcolo della potenza questa risulta pari a circa 174,4kW.

Dimensionamento secondo il criterio Mariotti-Gambelli

Come già detto precedentemente secondo questo criterio il metodo prescritto dalla normativa italiana porta ad una sottostima del volume di accumulo in quanto non vengono tenuti in considerazione alcuni fenomeni fisici che governano il reale funzionamento dei bollitori di acqua calda sanitaria. Analogamente al caso residenziale, per utilizzare il metodo Mariotti-Gambelli è necessario partire dal fabbisogno pro-capite giornaliero di acqua calda sanitaria prescritto dalla norma UNI 9182. Vengono riportati nella seguente tabella i dati di input utilizzati per l'applicazione di tale metodo. Per determinare il consumo di acqua calda sanitaria C si è fatta l'ipotesi, come nel caso dell'applicazione della norma UNI 9182, che il 50% del fabbisogno giornaliero viene utilizzato nel periodo di punta d_p . Come già detto questa metodologia richiede un processo iterativo per successive scariche e il volume del bollitore sarà determinato in funzione della temperatura dell'accumulo alla fine del processo di scarica T_{c-i} che comporta una temperatura dell'accumulo inferiore di quella di mandata T_m . La portata d'acqua utilizzata alla prima scarica sarà pari a $q_b = q_{b-1}$, cioè pari alla metà.

CRTERIO DI DIMENSIONAMENTO MARIOTTI-GAMBELLI	
Fabbisogno totale di ACS $C' [l]$	42840
Fabbisogno di ACS consumato nel periodo di punta $C [l]$	21420
Temperatura di adduzione dell'acqua sanitaria $T_f [^\circ C]$	10
Temperatura di accumulo dell'acqua calda sanitaria al termine del periodo di preriscaldamento $T_c [^\circ C]$	65
Temperatura di utilizzo $T_m [^\circ C]$	40
Periodo di punta $d_p [h]$	3
Periodo di preriscaldamento $P_r [h]$	2
Fattore correttivo dovuto al posizionamento della sonda termometrica $f_{st} [l]$	0,85
Fattore correttivo dovuto al fenomeno della stratificazione $f_s [l]$	0,85
Differenziale di temperatura del sistema di regolazione $\Delta T_a [^\circ C]$	5

Tabella 6.9. Dati di input utilizzati per l'applicazione del metodo proposto da Mariotti-Gambelli

Quindi utilizzando i dati riportati in tabella 6.9 e le equazioni 4.6, 4.7, 4.8, 4.11, 4.12 e 4.13 mostrate nel relativo sotto paragrafo si ottengono i valori riassunti nella tabella 6.10.

CRITERIO DI DIMENSIONAMENTO MARIOTTI-GAMBELLI	
Portata media di ACS nel periodo di punta q_{m-1} [l/h]	7140
Portata media di ACS effettivamente uscente dal serbatoio di accumulo q_{b-1} [l/h]	3895
Potenza termica dello scambiatore [kW]	149,4
Incremento di temperatura dell'acqua di adduzione una volta entrata nell' accumulo ΔT_{a-1} [°C]	33
Temperatura del volume di sostituzione T_{c-1} [°C]	43
Portata media di ACS perfettamente uscente dal serbatoio di accumulo alla seconda scarica q_{b-2} [l/h]	7140
Temperatura del volume di sostituzione T_{c-2} [°C]	28
Incremento di temperatura dell'acqua di adduzione una volta entrata nell' accumulo ΔT_{a-2} [°C]	18
Volume del bollitore senza valutazione sul controllo della temperatura V_c [l]	14423
Fattore correttivo dovuto al sistema di regolazione f_{off}	0,9
Volume effettivo del bollitore V'_c [l]	16025,4

Tabella 6.10. Tabella riassuntiva dei dati di output conseguenti alla seconda scarica applicando il metodo Mariotti-Gambelli al caso studio P.O. Giovanni Bosco

Dimensionamento secondo il criterio Caleffi

Per determinare il fabbisogno di acqua calda sanitaria nel periodo di punta si fa riferimento alla tabella riportata in figura 4.8. Si riporta di seguito una tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento dell'accumulo dell'alloggio standard tramite il criterio Caleffi. Secondo i dati riportati nella tabella 6.11 l'energia termica E_t necessaria a riscaldare un volume d'acqua pari a quello consumato (42840 litri) nel periodo risulta essere di 128520kcal. La potenza termica Q_h necessaria a portare il bollitore alle condizioni di set-point, in relazione al tempo di preriscaldamento P_r e il periodo di punta d_p , risulta di 257040kcal/h. L'energia E_a da accumulare durante il periodo di preriscaldamento P_r è di 514080kcal. Infine il volume del bollitore V e la potenza termica dell'elemento scaldante risultano rispettivamente di 9347 litri e 257040kcal/h ovvero 299kW.

CRITERIO DI DIMENSIONAMENTO CALEFFI	
Fabbisogno durante il periodo di punta per posto letto l	120
Temperatura di adduzione dell'acqua sanitaria T_f [$^{\circ}C$]	10
Temperatura di accumulo dell'acqua calda sanitaria T_c [$^{\circ}C$]	65
Temperatura di utilizzo T_m [$^{\circ}C$]	40
Periodo di punta d_p [h]	3
Periodo di preriscaldamento P_r [h]	2
Numero di posti letto	357
Fabbisogno totale durante il periodo di punta per posto letto C [l]	42840

Tabella 6.11. Tabella riassuntiva dei dati di input per il dimensionamento secondo il criterio di dimensionamento Caleffi

Dimensionamento secondo la guida G del CIBSE

La guida G del CIBSE specifica che il calcolo del fabbisogno di ACS in ambito ospedaliero non tiene conto del fabbisogno del personale che lavora in loco o servizi di ristorazione. È chiaro che ai fini di una progettazione ben fatta quelli citati prima sono due dei tantissimi fattori da tenere in considerazione ma per lo scopo di confronto non è di fondamentale importanza. Si esegue quindi il dimensionamento prendendo solo i fabbisogni a posto letto riportati in tabella 4.14 e per il calcolo della potenza si procede come indicato nell'annesso C del BS EN 8558 [75]. Si riporta nella seguente tabella (6.12) i dati di input utilizzati per effettuare il dimensionamento

GUIDA G CIBSE	
N ° posti letto	357
Durata periodo di preriscaldamento P_r [h]	2
Temperatura di adduzione dell'acqua T_f [$^{\circ}C$]	10
Temperatura di accumulo T_c [$^{\circ}C$]	65
Temperatura di utilizzo T_m [$^{\circ}C$]	40
Fabbisogno di ACS a 40 ° C [l/pl]	136
Fabbisogno di ACS a 65 ° C [l/pl]	27

Tabella 6.12. Tabella riassuntiva di dimensionamento secondo la guida G del CIBSE al caso studio P.O. Giovanni Bosco

Con i dati riportati in tabella si desume un volume di accumulo a 65°C pari a 9639 litri e una potenza necessaria per garantire un tempo di preriscaldamento, dalla temperatura minima (temperatura di adduzione T_f) a quella massima di accumulo (T_c), di 2 ore. Si vuole precisare che lo standard CIBSE in accordo al *Plumbing Engineering Services Design Guide* suggerisce un tempo di preriscaldamento di un'ora

tuttavia si è scelto di raddoppiarlo per uniformare il calcolo alle prescrizioni delle UNI 9182 e la metodologia Caleffi. Tuttavia la modifica del periodo di preriscaldamento P_r non influisce sul volume di accumulo ma bensì sulla potenza necessaria. Quest'ultima analogamente al calcolo fatto per il caso residenziale risulta pari a 308,9 kW (la metà rispetto al caso di $P_r = 1h$).

Capitolo 7

Analisi critica della UNI:9182 e risultati



In questo capitolo si vuole indagare circa le motivazioni che portano ad un dimensionamento così differente tra la norma UNI 9182 e gli altri criteri visti nei capitoli precedenti. Per farlo, analogamente a quanto fatto nel capitolo della modellazione matematica, si scrive il bilancio energetico trascurando l'energia persa attraverso l'involucro e con la stessa simbologia utilizzata dalla norma in questione.

$$\text{Energia erogata} = \text{Energia accumulata} - \text{Energia fornita dal serpentino}$$

Esplicitando i termini presenti nell'equazione si ottiene:

- *Energia erogata* = E_e : questo termine è funzione della portata erogata dall'accumulo alla temperatura di utilizzo T_m e del salto termico compiuto dall'acqua dalla temperatura di adduzione T_f a quella di utilizzo.

$$E_e = G \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_m - T_f) \quad (7.1)$$

- *Energia accumulata* = E_a : questo termine è funzione del volume dell'accumulo V_c alla temperatura di stoccaggio T_c e del salto termico compiuto dall'acqua dalla temperatura di accumulo T_c a quella di utilizzo T_m . Pertanto questo valore di energia rappresenta quella utile disponibile.

$$E_a = V_c \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_c - T_m) \quad (7.2)$$

- *Energia ceduta* = E_c : questo termine rappresenta l'energia ceduta dal serpentino all'acqua presente nell'accumulo e pertanto sarà funzione della potenza del serpentino P_s . Dato che l'accumulo deve soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria nel periodo di punta d_p e che G rappresenta la portata d'acqua richiesta alla temperatura di utilizzo T_m , valutata nello stesso periodo, anche la potenza del serpentino dovrebbe essere valutata durante il medesimo arco temporale. Pertanto l'energia ceduta avrà la seguente forma:

$$E_c = P_s \cdot d_p \cdot 3600 \quad (7.3)$$

Una volta sostituiti i vari termini, l'equazione di bilancio sarà la seguente:

$$G \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_m - T_f) = V_c \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_c - T_m) + P_s \cdot d_p \cdot 3600 \quad (7.4)$$

Dove, riassumendo, i termini indicano:

- T_m : Temperatura di utilizzo dell'acqua calda sanitaria [$^{\circ}C$];
- T_c : Temperatura di accumulo dell'acqua calda sanitaria [$^{\circ}C$];
- T_f : Temperatura di adduzione dell'acqua fredda sanitaria [$^{\circ}C$];
- d_p : durata del periodo di punta [h];
- G : portata di acqua calda sanitaria erogata dall'accumulo alla temperatura di utilizzo durante il periodo di punta [l];
- V_c : Volume dell'accumulo di acqua calda sanitaria [l];
- P_s : Potenza scambiata col serpentino [W].

Il periodo di preriscaldamento P_r è l'arco temporale necessario per portare l'accumulo, utilizzando la potenza P_s , dalla temperatura di utilizzo T_m alla temperatura di accumulo T_c . Ciò significa che è dato dal rapporto tra l'energia accumulata e l'energia fornita dal serpentino.

$$P_r = \frac{\text{Energia utile accumulata}}{\text{Energia fornita dal serpentino}} = \frac{V_c \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_c - T_m)}{(P_s \cdot 3600)} \quad (7.5)$$

Ricavando la potenza P_s dall'equazione 7.5 e sostituendo nell'equazione di bilancio 7.4 ed esplicitando il termine V_c si ottiene:

$$V_c = \frac{G \cdot (T_m - T_f)}{d_p + P_r} \cdot \frac{P_r}{T_c - T_m} \quad (7.6)$$

Si riporta per comodità di lettura l'equazione 4.2 riportata dalla norma UNI 9182.

$$V_c = \frac{q_M \cdot d_p \cdot (T_m - T_f)}{d_p + P_r} \cdot \frac{P_r}{T_c - T_f} \quad (7.7)$$

Come è possibile vedere le due equazioni hanno la stessa forma ma presentano importanti differenze.

- La quantità di acqua erogata durante il periodo di punta G anziché $q_M \cdot d_p$. L'autore della norma presente nel prospetto G.2 ha identificato il fabbisogno di acqua calda sanitaria nel periodo di punta come il prodotto tra la portata massima contemporanea (espressa in *litri/ora*) e il periodo di punta (espresso in *ore*). La determinazione di q_M risulta spesso laboriosa e forviante. Per fornire un esempio, nel caso di dimensionamento di un accumulo a servizio di più utenze (si pensi a un impianto centralizzato condominiale o a servizio di più uffici) la norma non rende chiaro se in questi casi andrebbe usato un consumo pro-capite (riportati in tabella E.1) o il fabbisogno per apparecchio ad ogni utilizzo (riportati nella tabella E.2) o se andrebbero utilizzati entrambi. Alla luce di quanto detto potrebbe risultare più semplice identificare un consumo medio di acqua calda sanitaria durante il periodo di punta per tipologia di utenza (per esempio a persona, a posto letto, a locale ecc..) oppure un consumo orario nell'ora di punta (quindi valutato su una sola ora del periodo di punta che tipicamente è di più ore) per tipologia di utenza.
- Un'altra differenza sta nella differenza di temperatura presente al denominatore dell'equazione e in particolare l'utilizzo della temperatura di adduzione dell'acqua fredda sanitaria T_f anziché la temperatura di utilizzo T_m . Nella norma UNI 9182 nel bilancio energetico viene utilizzata l'energia totale accumulata ¹ (corrispondente al salto termico $T_c - T_f$) e non l'energia utile accumulata (corrispondente al di temperatura $T_c - T_m$). Questo sembrerebbe proprio un errore in quanto se la temperatura dell'accumulo T_c scendesse al di sotto di quella di utilizzo T_m esso non sarebbe più utilizzabile e l'energia residua insufficiente per soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria.

Anche il criterio proposto nella rivista Idraulica n.16 dall'azienda Caleffi porta ad un risultato molto lontano dagli altri criteri. Come nel caso della norma UNI 9182

¹Considerare l'intera energia accumulata come sfruttabile equivale a fare la tacit ipotesi che l'accumulo si presenta perfettamente stratificato. Questa ipotesi non solo non è realistica ma è anche la meno conservativa.

lo scostamento deriverebbe da una differente valutazione energetica. Se si unificano tutte le formule riportate nel capitolo dove è stato descritto il criterio, in particolare: 4.14 4.15 4.16 4.17 Si ottiene la seguente equazione:

$$V_c = \frac{C \cdot (T_m - T_f)}{d_p + P_r} \cdot \frac{P_r}{T_c - T_f} \quad (7.8)$$

Confrontandola con l'equazione 7.6 si possono fare due considerazioni:

- l'autore del procedimento di calcolo proposto dalla Caleffi ha preferito identificare il fabbisogno di acqua calda sanitaria nel periodo di punta come *Consumi di ACS durante il periodo di punta* in litri e non come la massima portata contemporanea in litri ora come proposto dalla UNI 9182. Ciò va a vantaggio di un procedimento più chiaro e meno ambiguo.
- La seconda considerazione è analoga a quella fatta per la norma italiana. Anche in questo caso si sarebbe calcolato il volume dell'accumulo in funzione dell'energia totale accumulata e non di quella utile comportando così l'utilizzo di un salto termico ($T_c - T_f$) che sembrerebbe inappropriato e che causa una tale differenza con i valori calcolati con gli altri metodi.

Si riporta nella seguente tabella i risultati dei due casi studio ottenuti con i criteri di dimensionamento scelti con due righe aggiuntive (UNI 9182(b) e Caleffi(b)) dove all'interno delle quali i valori ottenuti sono figli delle considerazioni fatte in questo capitolo (con al denominatore T_m anziché T_f).

CASO STUDIO RESIDENZIALE		
	volume di accumulo sanitario [l]	Potenza scambiatore [kW]
UNI 9182	65,2	1,9
Metodo Caleffi	78	2,3
Metodo Mariotti Gambelli	193,8	1,8
DS 439	179,4	1,3
CIBSE	157,5	5,0
UNI 9182 (b)	163	1,9
Metodo Caleffi (b)	195	2,3
CASO STUDIO PO SAN GIOVANNI BOSCO		
UNI 9182	5452,4	174,4
Metodo Caleffi	9346,9	299
Metodo Mariotti Gambelli	16025,4	149,4
CIBSE	9639	308,9
UNI 9182 (b)	11995,2	174,4
Metodo Caleffi (b)	20563,2	299

Tabella 7.1. Tabella riassuntiva del dimensionamento dei bollitori

Per un ulteriore confronto e per cercare di fare più chiarezza si è utilizzato, solo per il caso residenziale ², un tool, di cui l'autore è l'Ing. Michele Vio, messo a disposizione dall'AiCARR (Associazione italiana Condizionamento dell'Aria Riscaldamento e Refrigerazione) volto al dimensionamento degli accumuli di acqua calda sanitaria. È un metodo, secondo quanto riportato, più dinamico e permette di avere dei risultati più accurati rispetto a quello previsto dalla norma UNI 9182. Il procedimento di calcolo consente di eseguire il calcolo di due differenti configurazioni impiantistiche (figure 7.1 e 7.2).

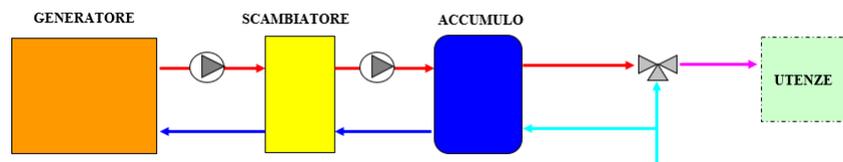


Figura 7.1. Configurazione impiantistica che è possibile selezionare nel tool messo a disposizione dell'AiCARR

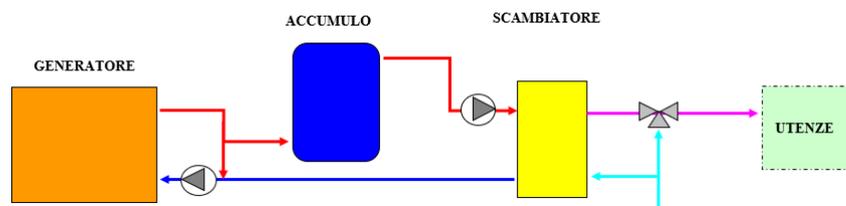


Figura 7.2. Configurazione impiantistica che è possibile selezionare nel tool messo a disposizione dell'AiCARR

Nel primo caso l'accumulo è installato sul circuito dell'acqua calda sanitaria (accumulo di ACS) e può essere utilizzato nel caso di scambiatore di calore installato entro l'accumulo (il serpentino) e con la presenza o meno della valvola a tre vie miscelatrice a valle dell'accumulo sanitario (la miscelazione infatti può avvenire subito dopo l'accumulo o direttamente alle utenze tramite i punti di prelievo; i rubinetti per esempio). Nel secondo caso invece l'accumulo è installato sul circuito primario e la produzione di acqua calda sanitaria avviene in modo istantaneo tramite lo scambiatore di calore. Con questa soluzione ai fini del calcolo non è rilevante la configurazione del circuito primario. Nel caso studio residenziale i dati di input necessari al calcolo sono riportati nella tabella 7.2.

²Si è optato per il solo caso residenziale in quanto per essere applicato al P.O. San G. Bosco si sarebbero dovuti stimare il numero di bagni, a servizio di personale e pazienti, rendendo il risultato eccessivamente approssimativo e quindi vano il confronto.

DATI DI INPUT TOOL AiCARR	
N° bagni	1
Portata di acqua sanitaria all'utenza [l/min]	14
% di massima contemporaneità	100
Temperatura di utilizzo durante il periodo di punta [$^{\circ}C$]	40
Temperatura di adduzione dell'acqua [$^{\circ}C$]	10
Temperatura di accumulo dell'acqua [$^{\circ}C$]	60
% di accumulo esente dalla miscelazione	50
volume di accumulo sanitario [l]	200
Potenza del generatore di calore di calore [kW]	6
Tempo minimo di erogazione della portata alla massima contemporaneità e alla temperatura di utilizzo [min]	$4 \div 5$ [min/pers.] x 3,5 [pers.] = $14 \div 17,5$ [min]

Tabella 7.2. Tabella riassuntiva dei dati di input utilizzati per il dimensionamento con il tool messo a disposizione dall'AiCARR

Si nota che il volume dell'accumulo per il programma di calcolo è un input e non un output per cui selezionando un valore di partenza è possibile sceglierne la taglia in funzione del periodo di tempo nel quale è possibile garantire la portata di acqua massima alla temperatura di utilizzo prima che la temperatura dell'accumulo scenda al di sotto di questa. Secondo il manuale dell'AiCARR è necessario garantire l'utilizzo della doccia ad occupante che nel caso dell'esempio qui proposto avrà una durata di $4 \div 5$ minuti ³ (si tenga a mente che tale arco temporale è riferito all'acqua corrente e non al tempo effettivo dell'utilizzo della doccia). Per quanto riguarda la percentuale del volume dell'accumulo esente dalla miscelazione è una variabile a discrezione del progettista ⁴. Per il generatore di calore si è considerata la tipica pompa di calore utilizzata negli appartamenti di $6kW$. Nel caso in esame essendo un accumulo di piccole dimensioni e con la volontà di operare a ragione di sicurezza si è scelto il valore minimo consigliato dall'AiCARR (50%). Nella figura 7.3 è riportata la schermata degli input del programma di calcolo. Come si vede dalla figura è possibile garantire una portata di $8 l/min$ (si veda figura 7.4) dall'accumulo a $60^{\circ}C$ e una portata di $14 l/min$ a $40^{\circ}C$ per circa 16 minuti. Il periodo di preriscaldamento dalla temperatura di adduzione è pari a 116 minuti e la temperatura dell'accumulo alla fine dei prelievi risulta essere circa $16^{\circ}C$ (si veda figura 7.5) e un periodo di preriscaldamento a partire da quest'ultima di circa 54 minuti.

³Nel manuale dell'AiCARR la durata dell'utilizzo della doccia è considerata compresa tra $5 \div 6$ minuti. Nell'applicazione al caso residenziale si è preferito ridurre il tempo di utilizzo della doccia in quanto si ritiene improbabile che tutti gli occupanti utilizzino la doccia durante lo stesso periodo di punta.

⁴L'AiCARR consiglia valori compresi tra $50 \div 80\%$.

Numero bagni/apparecchi totale	1	< >
Portata per bagno/apparecchio [litri/min]	14	< >
Massima contemporaneità	100%	< >
Massima portata acqua [litri/min]	14	
Temperatura utilizzo [°C]	40	< >
Temperatura acquedotto [°C]	10	< >
Temperatura produzione [°C]	60	< >
Volume accumulo [litri]	200	< >
inizio miscela a % caricamento accumulo	50%	< >
Tempo di ricarica a partire da T acquedotto [Minuti]	116	▲
Tempo di ricarica a partire da T serbatoio [Minuti]	54	▲
POTENZA GENERATORE [kW]	6	< >
Temperatura di utilizzo alla max contemporaneità garantita per		
	16	[minuti]
	28	[secondi]

Figura 7.3. Tabella di inserimento dei dati di input nel tool di dimensionamento messo a disposizione dell'AiCARR

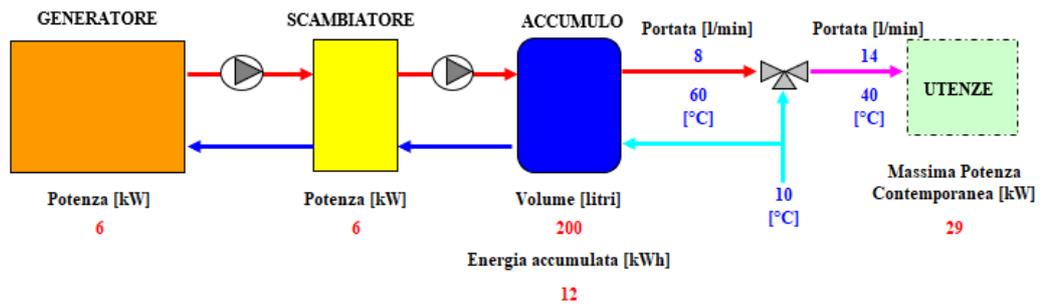


Figura 7.4. Schema di impianto con valori di input inseriti e valori di output di dimensionamento

Nella figura 7.5 si riporta il grafico nel quale viene diagrammato l'andamento della temperatura dell'acqua inviata alle utenze nell'ipotesi che permanga sempre la massima portata di ACS.

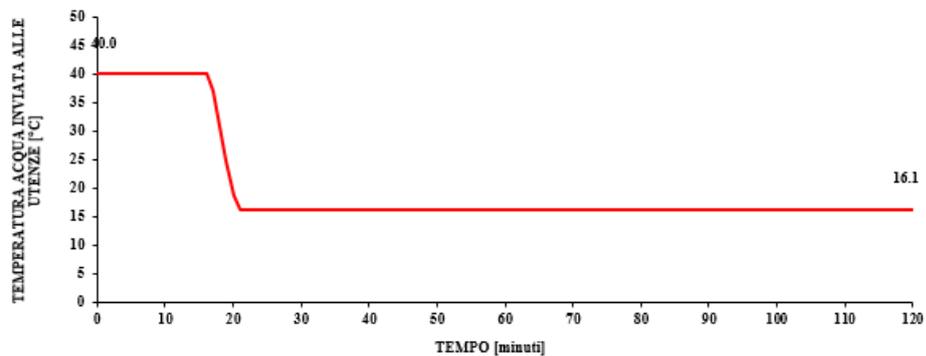


Figura 7.5. Grafico dell'andamento della temperatura dell'acqua inviata alle utenze nell'ipotesi che permanga sempre la massima portata di ACS

Secondo le indicazioni fornite dall’AiCARR per il caso studio residenziale e con un generatore di calore in grado di fornire una potenza massima di 6 kW è necessario un accumulo sanitario di 200 litri. Solo a titolo esemplificativo, poiché non rientra nello stato dell’arte attuale, se come generatore di calore si scegliesse una caldaia a condensazione da 25 kW, tipica per la produzione istantanea di ACS, mantenendo i resto dei dati di input invariati si otterrebbe un’erogazione della portata massima contemporanea per un tempo di circa 20 minuti (si veda figura 7.7 e figura 7.6).

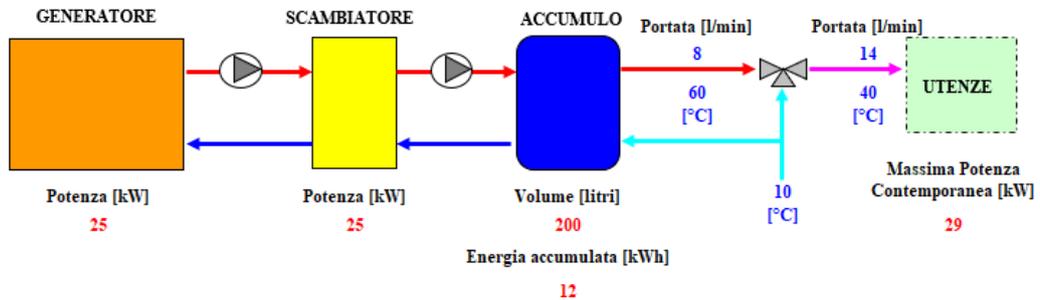


Figura 7.6. Schema di impianto con valori di input inseriti e valori di output di dimensionamento nel caso di una tipica caldaia a condensazione



Numero bagni/apparecchi totale	1	< <input type="text"/> >
Portata per bagno/apparecchio [litri/min]	14	< <input type="text"/> >
Massima contemporaneità	100%	< <input type="text"/> >
Massima portata acqua [litri/min]	14	< <input type="text"/> >
Temperatura utilizzo [°C]	40	< <input type="text"/> >
Temperatura acquedotto [°C]	10	< <input type="text"/> >
Temperatura produzione [°C]	60	< <input type="text"/> >
Volume accumulo [litri]	200	< <input type="text"/> >
inizio miscela a % caricamento accumulo	50%	< <input type="text"/> >
Tempo di ricarica a partire da T acquedotto [Minuti]	28	< <input type="text"/> >
Tempo di ricarica a partire da T serbatoio [Minuti]	11	< <input type="text"/> >
POTENZA GENERATORE [kW]	25	< <input type="text"/> >
Temperatura di utilizzo alla max contemporaneità garantita per	19	[minuti]
	57	[secondi]

Figura 7.7. Tabella di inserimento dei dati di input nel tool di dimensionamento messo a disposizione dell’AiCARR nel caso di una tipica caldaia a condensazione

Un’altra considerazione sicuramente doverosa è relativa ai fabbisogni di acqua calda sanitaria riportati all’interno della norma UNI 9182. La data della prima pubblicazione risale al mese di aprile del 1987 (mentre le tabelle dei capitoli precedenti sono state estratte dalla versione più recente e attualmente in vigore del 2014). Si riportano le tabelle estratte dalla prima versione (si vedano immagini 7.8 e 7.9).

Norma italiana		Aprile 1987
EDILIZIA (Ac, Rt)	Edilizia Impianti di alimentazione e distribuzione d'acqua fredda e calda Criteri di progettazione, collaudo e gestione	UNI 9182

APPENDICE G

(punto 9.1)

Fabbisogni medi giornalieri di acqua calda a 40 °C

G 1. Riferiti ad una persona

Utenza	l/persona-giorno
Case di abitazioni*	
— di tipo popolare	da 40 a 50
— di tipo medio	da 70 a 80
— di tipo di lusso	da 150 a 200
Alberghi e pensioni	
— camere con servizi dotati di vasca	da 180 a 200
— camere con servizi dotati di doccia	130
— camere con lavabo e bidet	60
Uffici	da 15 a 200
Ospedali e cliniche	da 130 a 150
Centri sportivi	da 50 a 60
Spogliatoi di stabilimenti	da 30 a 50

* I valori indicati devono essere moltiplicati per i fattori correttivi riportati nei prospetti seguenti per tenere conto del numero degli alloggi, delle dimensioni di ogni alloggio e del tenore di vita dell'utente.

Figura 7.8. Tabella estratta dalla prima edizione della UNI 9182: consumi pro-capite di acqua calda sanitaria a 40°C [40]

G 2. Per apparecchio ad ogni utilizzo

Apparecchio	l
Vasca da bagno da 170 cm x 70 cm con doccetta a mano	da 160 a 200
Vasca da bagno da 105 cm x 70 cm	da 100 a 120
Doccia	da 50 a 60
Lavabo	da 10 a 12
Bidet	da 8 a 10
Lavello di cucina	da 15 a 20

Figura 7.9. Tabella estratta dalla prima edizione della UNI 9182: consumi per apparecchio ad ogni utilizzo di acqua calda sanitaria [40]

Confrontandole con le tabelle riportate nel capitolo nel quale si è descritto il criterio di dimensionamento (Immagini 4.1 e 4.2), che fanno riferimento alla versione ancora in vigore di febbraio 2014, si nota che i valori sono identici. Non è escluso che dopo 36 anni i fabbisogni di acqua calda sanitaria medi possano essere attuali tuttavia si ritiene che sia improbabile. In un arco di tempo così lungo (circa una generazione e mezza in sociologia) le abitudini sociali possono cambiare notevolmente soprattutto negli ultimi anni dove la sensibilità e la cura per l'ambiente si è accresciuta

notevolmente. Infine nella norma nulla viene detto circa la perfetta miscelazione o stratificazione. È chiaro che queste sono condizioni ideali al quale si può tendere ma non arrivare nella pratica comune, tuttavia si ritiene che un volume di accumulo di piccole dimensioni (es 200 litri) non può seguire le stesse logiche di calcolo di un volume di grosse dimensioni (es. 2000, 5000 o 10000 litri) in quanto i fenomeni fisici e termodinamici, dettati soprattutto dai volumi e dai rapporti di forma del boiler, che hanno luogo al loro interno sono di entità differenti.

Capitolo 8

Conclusioni



1859

Questo lavoro di tesi è stato svolto con l'obiettivo di rispondere ai seguenti quesiti: Come mai la norma UNI 9182 porta ad un dimensionamento dei volumi di accumulo di acqua calda sanitaria così distante rispetto ai modelli internazionali? Perché alla suddetta norma, nella pratica progettuale si preferisce utilizzare altri criteri?

Per dare una risposta si sono esaminati due casi studio: un appartamento corrispondente a quello medio italiano con un numero di occupanti medio di 3,5 persone e il P.O. Giovanni Bosco di Torino. Per entrambi i casi studio si è svolto il dimensionamento del volume di accumulo di ACS applicando i seguenti criteri:

- per il caso residenziale: UNI 9182, criterio proposto da Caleffi, criterio proposto da Mariotti-Gambelli, DS 439 e CIBSE;
- per il caso ospedaliero: UNI 9182, criterio proposto da Caleffi, criterio proposto da Mariotti-Gambelli e CIBSE;

I risultati hanno mostrato quanto la norma italiana fornisca un volume di accumulo notevolmente inferiore, e con essa il criterio fornito dall'azienda Caleffi, rispetto agli standard internazionali e il criterio Mariotti-Gambelli. Anche l'applicazione del tool messo a disposizione dall'AiCARR, applicato al solo caso residenziale, ha confermato questa sottostima. Si è dunque impostato un bilancio energetico con l'obiettivo di risalire a un'equazione, dal punto di vista della forma matematica, uguale a quelle indicate dai due criteri che presentavano un risultato notevolmente inferiore. Si sono fatte considerazioni circa le difficoltà causata dall'utilizzo della portata massima contemporanea, contenuta, contenuta nella UNI 9182, e sulla differenza di temperatura al denominatore di entrambe le equazioni del volume di accumulo (Caleffi e UNI 9182). Si è concluso che il notevole scostamento tra i risultati potrebbe derivare da un errato utilizzo della differenza di temperatura ($T_c - T_f$) piuttosto che ($T_c - T_m$) e si è evidenziato che sostituendo il salto termico i valori risultanti sono in linea con gli altri, in particolar modo nel residenziale. L'ultima considerazione che si vuole fornire è sui valori del fabbisogno di ACS per le diverse tipologie di utenze riportate all'interno della UNI 9182. La stima dei fabbisogni di ACS rappresenta una zona di incertezze nella progettazione degli impianti idrico-sanitari negli edifici e il consumo di acqua calda sanitaria potrebbe essere variato in modo significativo rispetto a quello riportato nella norma (datata 1987). Sarebbe senz'altro doveroso porre particolare attenzione sul problema al fine di ottenere un adeguato approvvigionamento di ACS riducendo al minimo l'impatto ambientale e il costo d'investimento dell'impianto. [76] Con il miglioramento delle prestazioni energetiche degli edifici e in particolar modo dell'involucro edilizio, la quota di energia richiesta per la produzione di acqua calda sanitaria è divenuta la parte più significativa. Senza i valori adeguati sui fabbisogni diventa improbabile progettare e realizzare impianti ottimizzati dal punto di vista energetico, di emissioni di CO₂ e consumo idrico seppur riuscendo a soddisfare la richiesta dell'utenza. Secondo lo studio condotto da Fan e il suo team [77] negli ultimi decenni il consumo di acqua calda sanitaria si è ridotto e in alcuni casi notevolmente. Per fornire alcuni esempi, a Melbourne, in Australia, in seguito a una campagna di sensibilizzazione si è registrata una riduzione del 57%, in Spagna del 18% e in California del 20%. In Italia lo studio condotto da Romano, Salvato e Guerrini [78] ha evidenziato quanto il consumo di acqua sanitaria si sia ridotto di circa il 17% (passando da un consumo pro-capite medio giornaliero di 206 litri a 170 litri) negli anni dal 2002 al 2009. Nonostante le ricerche e gli studi fatti sul tema abbiano evidenziato un aumento della consapevolezza e sensibilità ambientale da parte degli utenti non c'è stato alcun aggiornamento sulla metodologia di progettazione e le relative formule di dimensionamento ed è probabile che ciò possa

portare ad un inconsapevole sovradimensionamento degli impianti.

8.1 Sviluppi futuri

Si auspica che nel prossimo futuro possa essere rilasciata una versione aggiornata della norma UNI 9182 nel quale viene descritta una metodologia di calcolo chiara e pratica nel suo utilizzo. Come già detto nei paragrafi precedenti l'utilizzo della portata massima contemporanea rende il calcolo più complesso e lungo da effettuare motivo per cui probabilmente sarebbe preferibile ragionare in termini di fabbisogno in litri, in analogia ai criteri internazionali e Caleffi, piuttosto che di portata oraria. Inoltre è possibile che i valori di fabbisogni riportati nelle tabelle presenti nella norma siano divenuti ormai obsoleti nell'arco di 36 anni portando ad un possibile volume di accumulo eccessivo, in accordo con lo studio di Romano e il suo team, o addirittura insufficiente a soddisfare adeguatamente la domanda di acqua calda sanitaria. In ultimo si ritiene opportuno fornire al progettista un criterio per tenere conto della stratificazione e della miscelazione negli accumuli di piccola o grande dimensione differenziando le procedure di dimensionamento in funzione del fabbisogno di acqua calda sanitaria richiesta da una determinata utenza, sia essa un appartamento, un condominio, un ufficio o un ospedale.

Capitolo 9

Appendice



1859

9.1 Plumbing Engineering Services Design- Domanda di acqua calda sanitaria

Table 6 Hot water demand

Type of building	Daily (litres)	Stored (litres)	Unit
Dwellings			
- 1 bedroom	115	115	Bedroom
- 2 bedroom	75	115	Bedroom
- 3 + bedrooms	55	115	Bedroom
- Student en-suite	70	20	Bedroom
- Student, comm	70	20	Bedspce
- Nurses home	70	20	Bedspce
- Children's home	70	25	Bedspce
- Elderly sheltered	70	25	Bedroom
- Elderly care home	90	25	Bedspace
- Prison			inmate
Hotels			
- Budget	115	35	Bedroom
- Travel Inn/Lodge	115	35	Bedroom
- 4/5 Star Luxury	135	45	Bedroom
Offices & general work places			
- with canteen	15	5	Person
- without canteen	10	5	Person
Shops			
- with canteen	15	5	Person
- without canteen	10	5	Person
Factory			
- with canteen	15	5	Person
- without canteen	10	5	Person
Schools			
- Nursery	15	5	Pupil
- Primary	15	5	Pupill
- Secondary	15	5	Pupil
- 6th form college	15	5	Pupil
- Boarding	114	25	Pupil
Hospitals			
- District General	200	50	Bed
- Surgical ward	110	50	Bed
- Medical ward	110	50	Bed
- Paediatric ward	125	70	Bed
- Geriatric ward	70	40	Bed
Sports changing			
- Sports Hall	20	20	Person
- Swimming Pool	20	20	Person
- Field Sports	35	35	Person
- All weather pitch	35	35	Person
Places of assembly (excl. staff)			
- Art Gallery	2	1	Person
- Library	2	1	Person
- Museum	1	1	Person
- Theatre	1	1	Person
- Cinema	1	1	Person
- Bars	2	1	Person
- Night Club	1	1	Person
- Restaurant	6	6	Cover

SUPPORTING INFORMATION

The storage figures stated are based on a re-heat period of two hours, an inlet temperature of 10°C and a stored temperature of 65°C.

Figura 9.1. Tabella 2.6 estratta dalla guida Plumbing Engineering Services Design - Domanda di acqua calda sanitaria.

Bibliografia

- [1] Luis Pérez-Lombard, José Ortiz, and Christine Pout. A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*, 40(3):394–398, 2008.
- [2] TK-Italiastore. Rubinetto miscelatore elettrico attacco sotto da lavello lavandino con mini caldaia acqua calda e doccetta.
- [3] DAFI systems. Scalda acqua elettrico istantaneo dafi 7,3 kw 230v - sotto il lavello (monofase).
- [4] Ariston. Nsga 500 - nsga 500p ncosmos 500p- ngc/i 500 scaldacqua a gas accumulo riscaldamento rapido tes 50.1-istruzioni per l'installazione e la manutenzione.
- [5] ManoMano-Gianfrancesco. Come scegliere uno scaldabagno elettrico.
- [6] LaCertificazioneEnergetica. Pompa di calore.
- [7] Edutecnica. Ciclo frigorifero.
- [8] Climaexpert. Come scegliere il giusto condizionatore: Guida agli acquisti.
- [9] idraulica.it. Scaldacqua in pompa di calore mitsubishi hot water, serie "in room" - monoblocco.
- [10] Rossato S.p.A. Pompa di calore inverter con unità interna a muro.
- [11] Baxi. Spc: scaldacqua in pompa di calore aria/acqua, monoblocco.
- [12] dreamstime. Riscaldatore di acqua solare, pannelli e caldaia su sfondo tetto di tegole. illustrazione 3d.
- [13] Pannelli solari24-parte di homedeal. Collettori solari.
- [14] Solar Source. Solar pool heating: Does it really work?
- [15] Nextville – Rinnovabili ed efficienza energetica. Pannelli solari sottovuoto.
- [16] Termoleader. Sottostazioni di teleriscaldamento e teleraffrescamento.
- [17] Termoleader. Sottostazioni di teleriscaldamento e teleraffrescamento.
- [18] S.I.R.comm S.r.l. Altherma inwall hybrid-sistema ibrido da incasso.
- [19] Oliveri. <https://www.olivericasa.it/stufe-a-pellet-perche-sceglierle>.
- [20] Rossato S.p.A. Scaldacqua in pompa di calore air combo pro.
- [21] HVAC-Eng. Caldaie a tubi d'acqua contro caldaie a tubi di fumo.
- [22] Dispensa n. 4-il miglioramento dell'efficienza energeticane nei generatori di calore.
- [23] Mingazzini. Generatori di vapore e di acqua surriscaldata a tubi da fumo, 2023.
- [24] Generatori di vapore e impianti di generazione termica- generatori di vapore a tubi di fumo.
- [25] Azharul Karim, Ashley Burnett, and Sabrina Fawzia. Investigation of stratified thermal storage tank performance for heating and cooling applications. *Energies*, 11(5), 2018.
- [26] Albert Castell, M Medrano, C Solé, and Luisa F Cabeza. Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates. *Renewable Energy*, 35(10):2192–2199, 2010.
- [27] Howard Njoku, Val Ekechukwu, and Samuel Onyegegbu. Analysis of stratified thermal storage systems: An overview. *Heat and Mass Transfer*, 50:1017, 01 2014.

- [28] UNI:9182, "Impianti di alimentazione e distribuzione d'acqua fredda e calda" *Progettazione, installazione e collaudo*.
- [29] Ian Hobbs, Martin Anda, and Parisa A. Bahri. Produzione di acqua calda ad accumulo - il pericolo legionella. *Quadreno Caleffi*, 1999 n.6.
- [30] ds 439, "Code of Practice for domestic water supply installations".
- [31] *Public health and plumbing engineering-CIBSE Guide G*.
- [32] Sarah Kaplan. Legionnaires' disease, once 'the greatest epidemiological puzzle of the century,' kills seven in n.y. *The Washington Post*, 2015.
- [33] M. Castellani Pastoris, L. Ciceroni, R. Monaco, P. Goldoni, B. Mentore, G. Flego, L. Cattani, S. Ciarrocchi, A. Pinto, and P. Visca. Molecular epidemiology of an outbreak of legionnaires' disease associated with a cooling tower in genovese-ponente, italy. *European Journal of Clinical Microbiology Infectious Diseases*, 16(12):883–92, 1997.
- [34] Genova, epidemia di polmonite. *la Repubblica*, 1995.
- [35] Association of Water Technologies. Legionella 2003: Update and awt statement, 2003.
- [36] Imec Risanamenti Italia. Come pulire i tubi dal calcare.
- [37] AQC srl Ambiente Qualità Controlli. Indagine sulle cause di corrosione di tubi di uno scambiatore allagati.
- [38] Chimica online. Applicazioni dell'elettrochimica: il ferro zincato.
- [39] PGCasa. Corrosione galvanica: cos'è e perchè può danneggiare le tubature.
- [40] UNI:9182, *Impianti di alimentazione e distribuzione d'acqua fredda e calda-Criteri di progettazione, collaudo e gestione*.
- [41] Mongibello L. Liberatore R. Tecnologie e sistemi per l'accumulo termico. *Energia e Green New Deal*, 1988.
- [42] Nino Zinna. *Tecnologia e ambientazione degli impianti idrotermosanitari*.
- [43] Readkong. Caldaie industriali e civili.
- [44] C Cristofari, G Notton, P Poggi, and A Louche. Influence of the flow rate and the tank stratification degree on the performances of a solar flat-plate collector. *International Journal of Thermal Sciences*, 42(5):455–469, 2003.
- [45] Shahab Alizadeh. An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank. *Solar Energy*, 66(6):409–421, 1999.
- [46] MW Wildin. Diffuser design for naturally stratified thermal storage. *ASHRAE Transaction*, 90, 1990.
- [47] J.E.B. Nelson, A.R. Balakrishnan, and S. Srinivasa Murthy. Experiments on stratified chilled-water tanks: Expériences menées avec des réservoirs d'accumulation d'eau glacée à stratification. *International Journal of Refrigeration*, 22(3):216–234, 1999.
- [48] Z.F. Li and K. Sumathy. Performance study of a partitioned thermally stratified storage tank in a solar powered absorption air conditioning system. *Applied Thermal Engineering*, 22(11):1207–1216, 2002.
- [49] Necdet Altuntop, Mevlut Arslan, Veysel Ozceyhan, and Mehmet Kanoglu. Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks. *Applied Thermal Engineering*, 25(14):2285–2298, 2005.
- [50] A Zachar, I Farkas, and F Szlivka. Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows. *Solar Energy*, 74(4):287–302, 2003.
- [51] Mi-Soo Shin, Hey-Suk Kim, Dong-Soon Jang, Sang-Nam Lee, Young-Soo Lee, and Hyung-Gi Yoon. Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system. *Applied Thermal Engineering*, 24(1):17–27,

- 2004.
- [52] JEB Nelson, AR Balakrishnan, and S Srinivasa Murthy. Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems. *Applied Thermal Engineering*, 19(1):89–115, 1999.
- [53] MA Abdoly and D Rapp. Theoretical and experimental studies of stratified thermocline storage of hot water. *Energy Conversion and Management*, 22(3):275–285, 1982.
- [54] A Barba and M Spiga. Discharge mode for encapsulated pcms in storage tanks. *Solar energy*, 74(2):141–148, 2003.
- [55] Luisa F Cabeza, Manuel Ibanez, Cristian Sole, Joan Roca, and Miquel Nogues. Experimentation with a water tank including a pcm module. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 90(9):1273–1282, 2006.
- [56] Harald Mehling, Luisa F Cabeza, S Hippeli, and Stefan Hiebler. Pcm-module to improve hot water heat stores with stratification. *Renewable energy*, 28(5):699–711, 2003.
- [57] Manuel Ibanez, Luisa F Cabeza, Cristian Solé, Joan Roca, and Miquel Nogué. Modelization of a water tank including a pcm module. *Applied Thermal Engineering*, 26(11-12):1328–1333, 2006.
- [58] J Van Berkel. Mixing in thermally stratified energy stores. *Solar energy*, 58(4-6):203–211, 1996.
- [59] Jacob van Berkel, Camilo CM Rindt, and Anton A van Steenhoven. Modelling of two-layer stratified stores. *Solar energy*, 67(1-3):65–78, 1999.
- [60] Y. H. Zurigat and P. R. Liche. Turbulent mixing correlations for thermocline thermal storage tank. *Internal Report*, (Research Project No.EN 87-R-103), 1987.
- [61] Afshin J. Ghajar and Yousef H. Zurigat. Numerical study of the effect of inlet geometry on stratification in thermal energy storage. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 19(1):65–83, 1991.
- [62] MA Rosen. Appropriate thermodynamic performance measures for closed systems for thermal energy storage. 1992.
- [63] Ibrahim Dincer, Sadik Dost, and Xianguo Li. Performance analyses of sensible heat storage systems for thermal applications. *International Journal of Energy Research*, 21(12):1157–1171, 1997.
- [64] Jose Fernandez-Seara, Francisco J Uhl, Jaime Sieres, et al. Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. part ii: dynamic mode of operation. *Applied thermal engineering*, 27(1):137–144, 2007.
- [65] Jose Fernandez-Seara, Francisco J Uhl, Jaime Sieres, et al. Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. part ii: dynamic mode of operation. *Applied thermal engineering*, 27(1):137–144, 2007.
- [66] Jane H Davidson, DA Adams, and JA Miller. A coefficient to characterize mixing in solar water storage tanks. 1994.
- [67] Marc A Rosen. The exergy of stratified thermal energy storages. *Solar energy*, 71(3):173–185, 2001.
- [68] Michael W Jack and Jan Wrobel. Thermodynamic optimization of a stratified thermal storage device. *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12):2344–2349, 2009.
- [69] Louise Jivan Shah and Simon Furbo. Entrance effects in solar storage tanks. *Solar energy*, 75(4):337–348, 2003.
- [70] *Plumbing Engineering Services Design Guide-Hot and cold water supplies*.
- [71] Storia della legionella: una scoperta scientifica tra errori e ritardi fatali.
- [72] Acqua sanitaria 60°C.

- [73] Lenntech B.V. Ipoclorito di sodio.
- [74] Rete Urbana delle Rappresentanze. Più di un terzo degli italiani vive in case troppo piccole. 27 marzo 2020.
- [75] *BSI Standards Publication- "Guide to the design, installation, testing and maintenance of services supplying water for domestic use within buildings and their curtilages – Complementary guidance to BS EN 806.* 2011.
- [76] Predicting domestic hot water use in commercial, institutional and multi-residence buildings. *Cibse Journal*, 179:75, 2021.
- [77] Liangxin Fan, Fei Wang, Guobin Liu, Xiaomei Yang, and Wei Qin. Public perception of water consumption and its effects on water conservation behavior. *Water*, 6(6):1771–1784, 2014.
- [78] Giulia Romano, Nicola Salvati, and Andrea Guerrini. Estimating the determinants of residential water demand in italy. *Water*, 6(10):2929–2945, 2014.

Capitolo 10

Ringraziamenti



1859

A conclusione di questo lavoro di tesi è doveroso esprimere la mia gratitudine a tutte le persone che hanno contribuito in modo significativo al mio percorso accademico e alla stesura di questo elaborato. Ringrazio il relatore, prof. Vincenzo Corrado, e il correlatore, prof. Gian Vincenzo Fracastoro, per la loro guida e il loro sostegno. Le vostre competenze e disponibilità nel chiarire dubbi e rispondere alle mie domande sono state degli elementi chiave negli ultimi mesi. Grazie per le critiche costruttive, per gli spunti di riflessione che mi avete donato e per avermi guidato nei momenti di indecisione. Un grandissimo grazie a mamma e papà senza i quali non avrei potuto raggiungere questo traguardo. So che siete felici e fieri del mio percorso ed è mio desiderio, da figlio, nutrire il vostro orgoglio sempre, sia oggi che domani. Grazie per esservi fatto carico dei miei studi, grazie per il vostro sostegno incondizionato e grazie per essere stati sinceri quando sono stato poco convincente su alcune scelte professionali. Un grazie tocca anche agli Augusti, mio fratello e il mio cuginetto. Spesso siete stati fonte di ispirazione ed esempi da seguire. Grazie per avermi regalato momenti di spensieratezza e per esserci sempre stati anche se distanti. Un grazie enorme a Martina per il suo sostegno, la sua comprensione e il suo amore. Senza di te e la voglia di stare insieme quasi sicuramente non sarei da questa parte dell'Italia. Grazie per essere mia complice e per spronarmi costantemente ad essere una persona migliore, dal punto di vista umano e professionale. Grazie al Compein e a Tunnellina col quale ho condiviso momenti di leggerezza che non poche volte hanno smorzato le ansie e le tensioni che solo una laurea in ingegneria può donare. Grazie per esserci stati sempre da giù a su e da su a giù. Grazie per le cene siciliane e per quelle con pizza napoletana e per le serate passate a giocare e chiacchierare. Grazie ai miei colleghissimi di sempre che hanno reso questi anni indimenticabili. Vi nominerò in ordine alfabetico: Daniele, Danilo, Francesco, Gabriel, Gwen, Ludo, Richi e Vale. Grazie per aver condiviso con me momenti che mi porterò dietro per sempre. Grazie per aver reso i successi più belli e le sconfitte meno amare. Siamo riusciti insieme a rendere cinque anni di ingegneria meno stressanti e ad inserire momenti di assoluta leggerezza. Le pause pranzo a discutere se la frittata fosse frittata o meno è solo uno degli innumerevoli esempi che si potrebbero scrivere. Grazie per aver condiviso i nostri percorsi, per aver condiviso pranzi e cene all'università, pause caffè. Grazie per esservi fatti trascinare spesso a fare sessioni notturne, le mie preferite. Per quel che vale, amici miei, questo titolo è anche vostro e vi ringrazio per averlo reso divertente e spesso più semplice. Un ultimo grazie va alla mia Sicilia. Come ogni cosa e persona hai i tuoi pregi e i tuoi difetti e proprio questi ti rendono unica. Tra una sessione e l'altra mi bastava mangiare qualcosa di tipico della tua tradizione culinaria o, quando possibile, fare un'immersione o sentire “ *u scrusciiu du mari*” per fare reset e preparare gli esami della sessione successiva.

"C'è una forma motrice più
forte del vapore,
dell'elettricità e
dell'energia atomica:
la volontà."
-Albert Einstein

