

# POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in  
Ingegneria Energetica



La condensazione dei fumi come strumento per incrementare  
l'efficienza del termovalorizzatore Silla 2.

Relatore: Prof. Stefano Consonni

Co-relatore: Ing. Fereshteh Nojourni

Tesi di Laurea di:

Luca Lo Torto

Matr. 800597

Anno Accademico 2013 - 2014



*Desidero ringraziare il Prof. Ing. Stefano Consonni in qualità di relatore per la stesura del presente lavoro di tesi.*

*Ringrazio la mia famiglia che ha sempre incoraggiato e sostenuto questo percorso di studi.*

*La mia riconoscenza va inoltre al personale del termovalorizzatore Silla 2, ai miei capi che mi hanno dato fiducia permettendomi di compiere una grande esperienza lavorativa, ai miei colleghi che sono sempre stati disponibili in questi anni, all'Ing. F. Nojoumi e a quanti mi hanno supportato nell'elaborazione del presente lavoro.*

*Sono grato ai compagni dell'Istituto Feltrinelli, in particolare Angelo e Carlo, che con la loro testimonianza di studenti-lavoratori mi hanno stimolato ad intraprendere gli studi ingegneristici.*

*Ricordo i miei compagni di studi: Paolo e Nicolò con cui ho condiviso gioie e sofferenze della vita universitaria.*

*Sono riconoscente a Marina, per l'instancabile supporto dato durante gli studi. Ringrazio i miei amici di sempre Ale, Ambra, Deborah, Jessica, Linda, Moreno, Peppe, Pier che con la loro compagnia mi hanno sostenuto in questi anni.*



## Motivazioni ed obiettivi

Il presente lavoro di tesi indaga sulla possibilità di installare un sistema di recupero del calore dai fumi del termovalorizzatore Silla 2.

Il sistema verrebbe collocato a valle di tutti i trattamenti di abbattimento degli inquinanti e sarebbe in grado di recuperare gran parte del calore latente presente nei gas combusti. La tecnologia prevede di raffreddare i fumi al di sotto del punto di rugiada in modo da permettere la condensazione dell'umidità in essi contenuta. Il calore recuperato verrebbe valorizzato tramite pompe di calore e ceduto alla rete di teleriscaldamento.

La motivazione di un tale progetto è legata alla volontà di massimizzare il rendimento dei sistemi energetici con lo scopo di ridurre le emissioni inquinanti e di limitare l'utilizzo di fonti energetiche tradizionali e quindi esauribili. Inoltre si sta assistendo in questi anni ad una diffusione delle pompe di calore, dovuta anche a normative che ne incentivano l'utilizzo: appare perciò scontato sfruttare una sorgente a temperatura vantaggiosa come i fumi del termovalorizzatore.

Più in generale, il contesto in cui si inserisce il progetto presentato è particolarmente favorevole: la rete di teleriscaldamento servita dal termovalorizzatore Silla 2 è protagonista di una forte espansione, il valore economico dell'energia elettrica prodotta dal termovalorizzatore è diminuito drasticamente incentivando così il suo sfruttamento tramite pompe di calore, infine il gruppo A2a, proprietario del polo, è da anni attento alle tematiche energetiche ed ambientali. A tal proposito si evidenzia che uno dei maggiori vantaggi del sistema proposto risiede nell'incremento della potenza termica erogata senza variare la produzione di emissioni inquinanti. I benefici andrebbero quindi ad influire sulla qualità dell'aria cittadina grazie all'azzeramento delle emissioni dalle caldaie che verrebbero rimosse con l'interconnessione degli edifici alla rete del teleriscaldamento.

Riguardo gli obiettivi il presente elaborato si prefigge due finalità: da una parte si vuole richiamare l'attenzione su una tecnologia ancora assente in Italia che potrebbe apportare significativi benefici, dall'altra si vuole dimostrare, facendo riferimento ad un impianto reale, come un tale progetto sia non solo realizzabile ma anche economicamente sostenibile. Nello specifico si è quindi voluto analizzare tutte le peculiarità, le problematiche e le tecnologie sfruttabili nella realizzazione di un sistema di condensazione dei fumi; il riferimento è stato, come detto, il termovalorizzatore Silla 2 considerabile uno dei migliori impianti italiani.



## Riassunto esteso

Il presente lavoro di tesi indaga sulla possibilità di incrementare l'efficienza del termovalorizzatore milanese Silla 2 tramite la tecnologia della condensazione dei fumi.

Tale impianto consta attualmente di tre forni a griglia di eguale potenzialità in grado di bruciare 23 t/h ciascuno di rifiuto indifferenziato, avente un potere calorifico medio pari a 10000 kJ/kg. La potenza sviluppata in camera di combustione raggiunge i 64 MW e viene convertita, a meno delle perdite, in 75 t/h per ogni caldaia di vapore surriscaldato a 52 bar(a) e 425°C.

Tale fluido è successivamente ammesso in una turbina divisa in due corpi: alta e bassa pressione. Il cross-over che li congiunge è mantenuto a 2,3 bar(a) tramite una valvola di ammissione vapore, detta di estrazione, al corpo di bassa pressione. Dal cross-over viene spillata la porzione di vapore necessaria ad alimentare la rete di teleriscaldamento servita dall'impianto. Il termovalorizzatore Silla 2 è quindi un sistema cogenerativo che permette di produrre sia energia elettrica che termica sfruttando il calore sprigionato dalla combustione dei rifiuti.

Per comprendere al meglio le caratteristiche tecniche dell'impianto è utile fornire alcuni dati prestazionali. Il termovalorizzatore in sola produzione elettrica è in grado di erogare alla rete elettrica nazionale una potenza pari a 52,27 MW<sub>e</sub> che corrispondono ad un rendimento netto del 27,73 %. Nel caso di funzionamento cogenerativo il sito cede alla rete 30,76 MW<sub>e</sub> e permette la contemporanea produzione di 110,3 MW<sub>t</sub>, il rendimento globale si attesta quindi al 75 %. Al fine di aumentare il rendimento dell'impianto ed il calore erogato è prevista per l'anno 2015 una modifica alla turbina che permetterà di incrementare di 20 MW<sub>t</sub> l'energia disponibile alla rete di teleriscaldamento a fronte di un modestissimo calo della potenza elettrica erogata. Il rendimento globale verrebbe incrementato di circa dieci punti percentuali.

In questi anni la rete di teleriscaldamento connessa al Silla 2 è oggetto di una forte espansione. Questo è dovuto sia all'aumentare del numero di utenze allacciate che all'interconnessione di reti di teleriscaldamento pre-esistenti dotate di generatori di calore in ciclo semplice o cogenerativo. A prescindere dalla tecnologia adottata in queste centrali termiche, risulta più conveniente, sia dal punto di vista economico che ambientale, sfruttare il calore messo a disposizione in maniera particolarmente efficiente dal termovalorizzatore.

In questo contesto si inserisce il presente lavoro di tesi che ha l'obiettivo di aumentare la potenza termica disponibile alla rete di teleriscaldamento e contestualmente il rendimento dell'impianto sfruttando una tecnologia particolarmente innovativa.

La tecnica della condensazione è uno strumento che prevede di abbassare la temperatura dei fumi al di sotto del loro punto di rugiada in modo da permettere la condensazione di una parte dell'umidità in essi presente e di conseguenza un significativo recupero del calore latente di condensazione associato. Tale tecnica è abbondantemente utilizzata nel caso di caldaie per riscaldamento civile alimentate a gas metano. Nell'ambito dei termovalorizzatori esistono delle applicazioni, prevalentemente nel nord-Europa, ma purtroppo non nel nostro paese. Le motivazioni sono molteplici e non per forza legate, come si potrebbe erroneamente considerare, ad una arretratezza tecnologica dei nostri impianti. Il primo motivo è la limitata presenza in Italia di reti di teleriscaldamento. Il secondo risiede nella configurazione impiantistica che generalmente differenzia gli impianti di termovalorizzazione, nello specifico il trattamento fumi, nazionali da quelli nord-europei. Infatti in Italia il sistema di abbattimento più utilizzato, soprattutto nei siti più moderni, è quello a secco. I paesi nord-europei prediligono invece sistemi a semi-secco e, soprattutto, ad umido. Inoltre la struttura delle reti di teleriscaldamento di quelle nazioni porta ad avere temperature di ritorno del fluido termovettore sensibilmente inferiori a quelle delle reti italiane. Questi due motivi rendono più scontata, e anche tecnicamente meno complessa, l'adozione di sistemi di condensazione dei fumi in alcune realtà. Ciononostante l'abbondante contenuto di acqua nei rifiuti e la notevole quantità di fumo da essi prodotti per unità di calore sviluppato rendono la condensazione una tecnologia interessante anche per gli impianti nazionali.

Nel caso del termovalorizzatore Silla 2 è stato ipotizzato di recuperare gran parte del calore presente nei fumi portando a condensazione una notevole frazione dell'umidità in essi contenuta. Il calore così estratto a bassa temperatura verrebbe valorizzato tramite pompe di calore e ceduto alla rete di teleriscaldamento. Si è vagliata la possibilità di adottare pompe di calore a compressione di vapore od ad assorbimento, indagando sia sulla loro efficienza che riguardo la loro compatibilità con l'impianto presente.

L'originalità della trattazione è quindi da valutare sia dal punto di vista tecnico che culturale.

Da una parte infatti si è portata l'attenzione su una tematica ingiustamente trascurata nel nostro paese che porterebbe a significativi risparmi di energia primaria e parallelamente ad una riduzione delle emissioni nel contesto urbano.

L'altra avanguardia riguarda invece gli aspetti ingegneristici che sono stati attentamente valutati. Nello specifico è stato affrontato l'annoso problema della corrosione da parte dell'acidità presente nei fumi, tematica questa molto sentita negli impianti di termovalorizzazione e che sovente porta a scelte cautelative ma energivore. Infatti seppur il sistema di recupero andrebbe installato a valle di tutti i trattamenti di abbattimento degli inquinanti, la presenza, seppur in quantità piccolissime, di composti acidi rende l'argomento meritevole di attenzione. Un altro aspetto considerato riguarda il controllo della temperatura di espulsione dei fumi in atmosfera. Temperature troppo basse comportano infatti



la formazione di condensa nel camino ed un pennacchio eccessivamente visibile. È stata identificata la temperatura fino alla quale post-riscaldare i fumi dopo il recupero energetico e sono state vagliate le possibili fonti da cui attingere il calore necessario all'operazione. Inoltre, un ulteriore aspetto di originalità, riguarda la valutazione di scambiatori a superficie. Infatti la quasi totalità dei termovalorizzatori che utilizzano la tecnica della condensazione adottano scambiatori a miscela. Nell'applicazione su un impianto già esistente i vantaggi degli scambiatori a superficie legati agli ingombri e alla flessibilità di installazione sono sicuramente determinanti. Infine si è indagato circa il trattamento delle condense prodotte ipotizzando di smaltirle o destinarle ad impieghi interni, utilizzando quindi il recupero come una risorsa idrica oltre che termica.

Avendo considerato gli aspetti sopracitati è stata ritenuta migliore la configurazione che prevede di utilizzare due pompe di calore a compressione di vapore collegate idraulicamente in serie.

Riguardo la modalità di post-riscaldamento è stato ritenuto opportuno sfruttare il calore a media temperatura offerto dai fumi nella fase di raffreddamento sensibile che porta tale flusso dalla temperatura di attuale espulsione in atmosfera, pari a 125°C, fino al punto di rugiada.

Rispetto la scelta tra scambiatori a superficie od a miscela non è stata identificata una soluzione oggettivamente migliore; la prima possibilità è preferita per gli ingombri minori, la seconda per la maggior efficienza che permette di ottenere.

I bilanci di massa e di energia nonché il computo dei cicli termodinamici delle pompe di calore e degli ausiliari hanno permesso di ottenere il consumo elettrico del sistema di recupero e la produzione termica aggiuntiva. Nello specifico il sistema con scambiatori a miscela riesce a fornire alla rete di teleriscaldamento una potenza aggiuntiva pari a 52 MW<sub>t</sub> a fronte di un consumo elettrico di 10,6 MW<sub>e</sub>. Nel caso di adozione di scambiatori a superficie entrambi i valori vanno incrementati di circa 0,8 MW. Riguardo i rendimenti con la tecnica della condensazione si assiste ad un notevole miglioramento. Il rendimento di caldaia raggiunge infatti il 110,4 % a fronte di un attuale 88,8 %. L'efficienza dell'impianto arriva invece ad un lusinghiero 106,8 %. È ora palese come la tecnica della condensazione permetta un notevolissimo incremento dell'energia termica ceduta alla rete di teleriscaldamento ed un sensibile miglioramento dell'efficienza dell'impianto.

Infine si sono valutati i benefici in termini ambientali ed economici.

Riguardo i primi sono state calcolate le emissioni equivalenti evitate nella città di Milano ed in generale nel sistema paese; queste ultime hanno tenuto in considerazione le emissioni aggiuntive derivanti dalla minore produzione elettrica del termovalorizzatore Silla 2 in assetto con condensazione.

L'aspetto economico ha invece confrontato i maggiori costi di investimento con il minor costo dell'energia che tale sistema comporterebbe. Il grosso vantaggio

che avrebbe tale sistema risiede nel poter sfruttare come energia primaria elettricità autoprodotta, quindi ad un valore economico conveniente. Un secondo fattore che incide notevolmente sul bilancio globale riguarda la possibilità per il sistema a condensazione di accedere al meccanismo incentivante dei titoli di efficienza energetica.

In definitiva il sistema di recupero del calore latente dai fumi dei termovalorizzatori si rivela una tecnica affidabile, energeticamente efficiente, vantaggiosa per l'ambiente ed economicamente sostenibile. Riguardo quest'ultimo aspetto bisogna specificare che la tecnologia della condensazione risulta un investimento interessante a patto di far funzionare il sistema per buona parte della stagione termica. In altre parole una soluzione di questo tipo presuppone una rete sufficientemente estesa tale da richiedere all'impianto la massima potenza disponibile per un cospicuo periodo dell'anno. Saranno poi altre tipologie di generatori, presumibilmente meno efficienti, a garantire le punte di carico termico.

## Extended summary

Present work investigates how to increase efficiency of the Silla 2 waste to energy plant in Milan using flue gas condensation technology.

The Silla 2 currently consists of three moving grate incinerator of equal potential able to burn 23 t/h each of unsorted waste, having an average heating value of 10000 kJ/kg. The power developed in the combustion chamber reaches 64 MW and is converted, excluded losses, at 75 t/h for each boiler of superheated steam at 52 bar(a) and 425°C.

This fluid is subsequently admitted into a turbine divided into two bodies: high and low pressure bodies. The cross-over that joins them is maintained at 2,3 bar(a) through a steam inlet valve, said extraction, in the low pressure body. The portion of steam required to supply the district heating network is tapped from the cross-over. The Silla 2 waste to energy plant is therefore a combined heat and power system that allows to produce both electric and thermal energy using heat generated by waste combustion.

In order to understand better technical characteristics of the plant is useful to provide some performance data. If the plant works as electricity generation only is able to supply 52,27 MW to the national grid power, corresponding to an efficiency of 27,73 %. If the site works in cogeneration mode it provides 30,76 MWe to the general network and allows simultaneous production of 110,3 MWt; the overall performance stood 75 %. In order to increase system efficiency and heat output is planned for 2015 an amendment to the turbine

which will increase to 20 MWt the energy available in the district heating network in the face of a modest decline in the electrical power supplied. In this way the overall performance would be increased by about ten percentage points. In recent years district heating network connected to the Silla 2 has been subjected to a major expansion. This is due to increased number of users connected and to interconnection of district heating networks pre-existing feature of heat generators in simple cycle or cogeneration. Regardless of technology used for these thermal power plants, it is more convenient, both from economic and environmental point of view, exploit the heat made available in a particularly efficient way from the Silla 2.

Present work aims to increase thermal power available to the district heating network and efficiency of the plant itself using this particularly innovative technology.

Flue gas condensation is a tool that permit to lower flue gas temperature below their dew point in order to allow the condensation of a part of the moisture present in them and, consequently, a significant recovery of the latent heat of condensation associated. This technique is used abundantly in case of boilers for domestic heating fueled by natural gas. In the word exist something applications of flue gas condensation applied to waste to energy plants, mainly in northern Europe, but unfortunately no one in our country. The reasons are varied and not necessarily related, as one might consider mistakenly, such a technological backwardness of our plants. The first reason is the limited presence in our country of district heating networks. The second lies in the plant configuration that generally differs Italians waste to energy plants, specifically the flue gas treatment, from those of northern European country. In fact, in Italy the abatement system most widely used, especially in the most modern plant, use dry technology. The Northern European countries prefer instead semi-dry systems and, especially, wet systems. Moreover, district heating structure of those nations leads to fluid return temperatures significantly lower than those of national networks. These two reasons make it more obvious, and also technically less complex, the adoption flue gas condensation system in some realities. Nevertheless, abundant water content in waste and large amount of smoke produced per unit of heat generated, make the flue gas condensation an interesting technology for the Italian plants.

In case of the Silla 2 has been hypothesized to recover most of the heat present in smoke throw flue gas condensation of a significant fraction of moisture contained in them. The heat extracted at low temperature would be enhanced by heat pumps and transferred to district heating network. It is examined the possibility of adopting heat pumps vapor compression or absorption, investigating both on their efficiency and their compatibility with present system.

Treatment originality is therefore to be assessed from technical and cultural point of view.

On one hand it has brought attention to an unjustly neglected topic in our country that would lead to significant primary energy savings and to a corresponding reduction in emissions in urban context.

Other avant-garde concerns engineering aspects that have been carefully evaluated. Specifically addressed was perennial problem of corrosion by acidity present in flue gas, this theme very much felt in waste to energy plants, and that often leads to precautionary choices but energy-hungry. In fact, although recovery system should be installed downstream of all treatments to reduce pollutants, the presence, albeit in very small quantities, of acidic compounds makes the subject worthy of attention. Another aspect considered is control of solvent fumes temperature into the atmosphere. Too low temperatures could result in formation of condensation in chimney and an excessively visible plume. It has been identified the temperature to which post-heat flue gas after energy recovery and were examined the possible sources from which to draw the necessary heat for the operation. Finally another aspect of originality regards the assessment of surface heat exchangers. In fact almost all of waste to energy plants that use the technique of condensation adopt exchangers mixture. In the application of an existing system the advantages of surface heat exchangers related to the size and flexibility of installation are definitely very crucial.

Considering above aspects has been found the best configuration that will use two heat pumps vapor compression hydraulically connected in series.

Regarding post-heating mode has been considered appropriate to use the heat medium temperature provided by fumes in cooling phase sensitive door such that flow from current temperature of expulsion into the atmosphere, equal to 125°C, up to the dew point.

Regarding the choice between surface or a mixture heat exchangers a solution has not been identified objectively better; the first possibility is preferred for the smaller sizes, the second for the most efficiency that allows to obtain.

Mass and energy balances as well as the calculation of heat pumps thermodynamic cycles and auxiliaries allowed to obtain the power consumption of recovery system and additional heat production. Specifically, the system with mixture heat exchangers are able to provide the district heating network additional power equal to 52 MWt in front of a power consumption of 10,6 MWe. In case of adoption of surface heat exchangers both values should be increased by about 0,8 MW. About returns with condensing technology there has been a significant improvement. The efficiency of the boiler reaches 110,4 % compared to a current 88,8%. The efficiency of the system comes to a rather flattering 106,8 %. It is now obvious as condensing technology allows a remarkable increase of thermal energy transferred to district heating network and a considerable improvement in system efficiency.

Finally, we have evaluated environmental benefits and economic benefits.

Regarding the first were calculated equivalent emissions avoided in the city of Milan and in general in country's system; the latter have taken into account the

additional emissions resulting from lower electrical output of the Silla 2 waste to energy plant in alignment with condensation.

The economic aspect is rather higher investment costs compared with the lower cost of energy that such a system would entail. One factor that greatly affects the overall budget is the possibility for flue gas condensation system to access the incentive mechanism of energy efficiency certificates.

Ultimately flue gas condensation in waste to energy plant proves to be a reliable technique, energy-efficient, environmentally beneficial and economically sustainable. Regarding the latter aspect must specify that the condensation technology is an attractive investment as long as you make the system work for most of heating season. In other words, a solution of this kind presupposes a network sufficiently extensive as to require to the system the maximum power available for a substantial period of the year. There will be other types of generators, presumably less efficient, to ensure the peak load.



# Indice Generale

<b>Sommario</b> .....	III
<b>Introduzione</b> .....	V
<b>1 La tematica dei rifiuti e la termovalorizzazione</b> .....	1
1.1 La tematica dei rifiuti: aspetti normativi e tecnologici .....	1
1.2 La termovalorizzazione.....	6
1.2.1 Tecnologie di incenerimento .....	9
1.2.2 Il trattamento fumi .....	13
<b>2 Il termovalorizzatore Silla 2 e la rete di teleriscaldamento connessa</b> ....	15
2.1 L'impianto di termovalorizzazione Silla 2 .....	15
2.1.1 La caldaia .....	16
2.1.2 Il trattamento fumi .....	22
2.1.3 Il ciclo termico .....	28
2.2 Scenari futuri .....	31
2.2.1 Il clutch .....	32
2.2.2 Il ripotenziamento .....	33
2.3 Il teleriscaldamento .....	36
2.3.1 Contesto e tecnologie .....	36
2.3.2 La rete servita dal Silla 2: descrizione e prospettive .....	42
<b>3 La condensazione dei fumi come strumento per l'incremento dell'efficienza dei termovalorizzatori: il caso dell'impianto Silla 2</b> .....	49
3.1 Parametri di interesse del termovalorizzatore Silla 2 .....	51
3.1.1 Metodologia di calcolo e risultati attesi .....	53
3.2 Le pompe di calore: compressione di vapore ed assorbimento .....	56
3.2.1 Il ciclo a compressione di vapore .....	56
3.2.1.1 I fluidi refrigeranti .....	60
3.2.2 Il ciclo ad assorbimento .....	62
3.2.3 Confronto tra le due tecnologie nell'applicazione in oggetto ...	66
3.2.3.1 Compressione di vapore .....	66
3.2.3.2 Assorbimento .....	68
3.2.3.3 Conclusioni .....	70
3.3 Lo scambio termico: scambiatori a superficie ed a miscela .....	72
3.3.1 Scambiatori a miscela .....	72

3.3.2	Scambiatori a superficie ed il problema della corrosione .....	75
3.3.3	Confronto tra le due tecnologie .....	78
3.4	La configurazione impiantistica .....	84
3.4.1	La temperatura di espulsione dei fumi: il problema del pennacchio e della presenza di condense nel camino .....	84
3.4.1.1	Modalità per il controllo della temperatura di espulsione dei fumi .....	87
3.4.2	Ottimizzazione della temperatura del recupero .....	91
3.4.3	Interfaccia idraulica delle pompe di calore .....	95
3.4.3.1	Il collegamento dei condensatori .....	95
3.4.3.2	Il collegamento degli evaporatori .....	96
3.4.4	Ottimizzazione e scelta delle pompe di calore .....	98
3.4.5	Il collegamento con la rete di teleriscaldamento .....	104
3.4.6	Il collegamento con la linea fumi .....	106
3.5	La regolazione .....	107
3.5.1	La parzializzazione del sistema .....	107
3.5.2	L'ottimizzazione dei parametri di funzionamento .....	109
<b>4</b>	<b>Lo smaltimento delle condense .....</b>	<b>113</b>
<b>5</b>	<b>Risultati attesi dal sistema di condensazione; confronto con altre configurazioni .....</b>	<b>119</b>
5.1	Analisi energetica del sistema di recupero del calore latente dei fumi .....	119
5.1.1	Il calcolo degli ausiliari .....	119
5.1.2	Dati energetici conclusivi del sistema di recupero .....	127
5.2	Analisi energetica della configurazione attuale e futura .....	127
5.2.1	Le caldaie .....	128
5.2.2	L'impianto .....	135
5.3	Confronto con indici energetici .....	140
5.4	Aspetti ambientali .....	142
5.5	Aspetti economici .....	145
<b>6</b>	<b>Conclusioni .....</b>	<b>151</b>
	<b>Elenco delle figure .....</b>	<b>157</b>
	<b>Elenco delle tabelle .....</b>	<b>163</b>
	<b>Nomenclatura e lista degli acronimi .....</b>	<b>165</b>
	<b>Bibliografia .....</b>	<b>169</b>



## Sommario

Oggetto del presente lavoro è la valutazione di un possibile sistema di condensazione dei fumi da installare presso il termovalorizzatore Silla 2 di Milano. Il fine è quello di incrementare la potenza termica erogata e ceduta alla rete di teleriscaldamento cittadina, attualmente in forte espansione, e migliorare il rendimento dell'impianto. La tecnica della condensazione, molto diffusa nell'ambito delle piccole caldaie a gas, è, almeno in Italia, ancora assente nel campo dei termovalorizzatori. Tali impianti, bruciando un combustibile particolarmente umido, hanno però un grande potenziale. Il calore recuperato a bassa temperatura viene valorizzato grazie a pompe di calore e ceduto alla rete di teleriscaldamento. L'originalità del presente elaborato è quella di analizzare l'applicazione di questa tecnologia nell'ambito dei termovalorizzatori. In questi ultimi le problematiche, legate alla presenza di composti acidi nei fumi e ai timori connessi alla temperatura di espulsione dei fumi, hanno ingiustamente precluso la possibilità di aumentare notevolmente la loro efficienza. Inoltre si è studiato il caso che prevede l'utilizzo di scambiatori a superficie, finora quasi mai applicati nei sistemi di recupero del calore contenuto nei fumi di termovalorizzatori. L'analisi comprende la valutazione delle tecnologie utilizzabili e, soprattutto, il computo dei vantaggi energetici ed ambientali del sistema.

**Parole chiave:** condensazione dei fumi, teleriscaldamento, pompa di calore, termovalorizzatore, Silla 2.

## Abstract

The object of this work is evaluation of a possible flue gas condensation system to be installed at Silla 2 waste to energy plant in Milan. The aim is to increase heat recovery and transfer it to district heating network in the city, which is currently booming, and improve system performance. Condensing technology is widely used in small gas boilers context, but it is still absent from waste to energy plants in Italy. However waste to energy plants burning a particularly wet fuel have a great potential. Recovered heat at low temperature is enhanced through heat pumps and assigned to district heating network. The originality of the present study is to analyze the application of this technology in the field of energy plants. In recent issues, related to the presence of acidic compounds in the flue gas and concerns related to the temperature of the exhaust fan, have unfairly denied the opportunity to dramatically increase their efficiency.

Moreover, it was studied the case which involves the use of surface heat exchangers, so far almost never applied in waste to energy plant flue gas condensation system. This analysis includes an assessment of used technologies and, mostly, calculation of energetic and environmental benefits of the system.

**Key words:** flue gas condensation, district heating, heat pump, waste to energy plant, Silla 2.

## Introduzione

Il teleriscaldamento è protagonista in questi ultimi anni di una forte espansione che sta profondamente mutando la metodologia di generazione del calore necessario a garantire il comfort negli edifici. Si è infatti passati da una produzione decentralizzata, favorita in Italia da una capillare distribuzione del gas metano, ad una generazione centralizzata del calore che, tramite un fluido termovettore, generalmente acqua, raggiunge le utenze. L'obiettivo di tale sistema, incentivato dalle politiche pubbliche, è quello di razionalizzare l'utilizzo delle fonti energetiche con lo scopo di ridurre l'inquinamento e limitare l'importazione nazionale di combustibili. In quest'ottica è lecito attendersi, da parte delle centrali di produzione del calore, l'utilizzo delle migliori tecnologie atte ad incrementare l'efficienza e diminuire le emissioni inquinanti.

La possibilità di utilizzare come fonte primaria, per la rete di teleriscaldamento del comune di Milano, il calore ottenuto dalla termovalorizzazione Silla 2 risulta sicuramente una prospettiva attraente. Infatti se si considera una necessità lo smaltimento dei rifiuti tramite incenerimento, le emissioni del termovalorizzatore sono inevitabili; di conseguenza il calore da esso estratto si rivela ad emissioni zero per l'aria cittadina. Attualmente la potenza termica generata dal termovalorizzatore deriva dal ciclo termico dell'impianto che, grazie al funzionamento cogenerativo, si rivela particolarmente efficiente. L'incremento della rete di teleriscaldamento comporterà però l'insufficienza del calore messo a disposizione tramite detta maniera.

Il sistema presentato in questa trattazione propone di sfruttare il calore latente dei fumi del termovalorizzatore portando a condensazione gran parte dell'umidità in essi contenuta. Il calore recuperato a bassa temperatura verrebbe valorizzato grazie all'ausilio di pompe di calore. Così facendo si riuscirebbe ad avere un sensibile incremento della potenza termica disponibile alla rete di teleriscaldamento, senza peraltro modificare l'entità delle emissioni nell'ambito cittadino.

L'originalità di tale tecnologia è da ricercare nelle differenze che la caratterizzano rispetto alle tradizionali caldaie a condensazione a gas metano. Innanzitutto è stata posta molta attenzione ai materiali e alla configurazione per affrontare l'annoso problema della corrosione causata dai composti acidi derivanti dalla combustione dei rifiuti. A tal proposito bisogna ricordare che l'applicazione in oggetto sarebbe il primo caso di sfruttamento della condensazione in un termovalorizzatore con trattamento dei fumi a secco. Inoltre è stato previsto il controllo della temperatura di espulsione dei fumi in atmosfera dopo il recupero energetico. Infine si sono valutati i possibili cicli termodinamici atti a valorizzare il calore a bassa temperatura prestando

particolare attenzione alla loro compatibilità con l'impianto esistente. Il computo energetico conclusivo ha mostrato la grande quantità di calore ottenibile con questa innovativa tecnologia, finora trascurata nell'ambito dei termovalorizzatori.

Nei calcoli energetici ci si è riferiti ai valori di progetto che caratterizzano l'impianto milanese Silla 2, gentilmente forniti dalla società A2a ambiente, proprietaria del sito. Inoltre vengono mostrati i benefici che si avrebbero in ambito energetico, in termini di combustibile risparmiato, e in campo ambientale, grazie alle numerose caldaie che potrebbero essere disattivate, adottando una soluzione di questo tipo rispetto a modalità di produzione dell'energia termica più tradizionali.

Infine la possibilità data da A2a di poter disporre di materiale aziendale ha permesso di disporre di campioni rappresentativi delle condense che si verranno a formare con il processo analizzato. Grazie alle analisi svolte è stato possibile ipotizzare alcune modalità di smaltimento e/o di sfruttamento di tale risorsa idrica.

Il testo è stato suddiviso in sei capitoli, di seguito si riporta brevemente il loro contenuto:

- Capitolo 1: il tema dello smaltimento rifiuti in Italia ed in Europa. La termovalorizzazione: diffusione e tecnologie.
- Capitolo 2: il termovalorizzatore Silla 2, tecnologie adottate e funzionamento. Prospettive impiantistiche del sito. Il teleriscaldamento, il quadro normativo e diffusione; la rete annessa all'impianto Silla 2: funzionamento e piano di sviluppo.
- Capitolo 3: la condensazione dei fumi, definizioni e principi tecnici; valutazione riguardo il termovalorizzatore Silla 2. Analisi delle pompe di calore, compressione di vapore ed assorbimento. Analisi dello scambio termico, scambiatori a superficie ed a miscela. Le configurazioni impiantistiche possibili.
- Capitolo 4: lo smaltimento/recupero delle condense prodotte. Trattamenti necessari.
- Capitolo 5: computo degli ausiliari previsti ed analisi energetica conclusiva. Confronto con tecnologie più tradizionali; vantaggi economici ed ambientali.
- Capitolo 6: conclusioni, le motivazioni a sostegno della condensazione negli impianti di termovalorizzazione.





# Capitolo 1

## La tematica dei rifiuti e la termovalorizzazione

La tematica dei rifiuti risulta un argomento di interesse per tutte le società sviluppate che hanno l'obiettivo di tutelare l'ambiente e nello stesso tempo fornire ai loro cittadini un servizio efficiente ed al giusto costo. Nel capitolo seguente vengono riportati alcuni dati che caratterizzano la gestione dei rifiuti in Italia ed in Europa. Questo tema risulta di particolare importanza in quanto vi sono molte zone, alcune anche in Italia, in cui lo smaltimento dei rifiuti risulta problematico. Gli effetti negativi di ciò si ripercuotono sull'ambiente e sui cittadini i quali subiscono, in termini economici e sanitari, le conseguenze di un'inefficace gestione dei rifiuti. Nella seconda parte del capitolo verrà mostrato come, tramite la termovalorizzazione, si riesca a trasformare gli scarti in una risorsa.

### 1.1 La tematica dei rifiuti: aspetti normativi e tecnologici

La definizione normativa di rifiuto in Italia è data dal primo comma dell'art. 183 del Decreto Legislativo del 3 aprile 2006 n. 152 [1] (il cosiddetto Testo Unico Ambientale): “Qualsiasi sostanza od oggetto [...] di cui il detentore si disfi o abbia deciso o abbia l'obbligo di disfarsi; indipendentemente dal fatto che il bene possa potenzialmente essere oggetto di riutilizzo (diretto o previo intervento manipolativo)”.

Una prima importante classificazione dei rifiuti proviene da quanto stabilito dall'articolo 184 del D.Lgs. 152/2006, secondo il quale la discriminante è l'origine; nello specifico i rifiuti si suddividono in:

- rifiuti urbani (RU), sono i rifiuti domestici derivanti da luoghi adibiti ad abitazione civile;
- rifiuti speciali: sono quelli derivanti da attività produttive o di servizio (industriali, artigianali, sanitarie, agricole, commerciali, etc.). Tra questi vi sono anche i rifiuti urbani che hanno subito uno specifico trattamento, come per esempio il combustibile da rifiuti.

Una successiva suddivisione viene proposta a seconda delle caratteristiche del rifiuto; le categorie che derivano da tale classificazione sono le seguenti:

- rifiuti pericolosi, sono quelli che contengono al loro interno una quantità di sostanze inquinanti tale da renderli pericolosi per la sopravvivenza; possono essere sia domestici che speciali;
- rifiuti non pericolosi.

Riguardo i quantitativi di rifiuti non pericolosi, facendo riferimento al rapporto dei rifiuti urbani 2013 redatto dall'ISPRA [2], istituto superiore per la protezione e la ricerca ambientale, si evince una produzione nazionale annua nel 2010 pari a 161 milioni di tonnellate. Di questi 32,5 sono rifiuti urbani, ovvero circa il 20 %. Il quantitativo di rifiuti pericolosi è invece molto più esiguo, arrivando alla quota di 9,7 milioni di tonnellate. È interessante notare che, analizzando dati più aggiornati riguardanti la produzione italiana di rifiuti urbani, nel 2012 il quantitativo si attesta a 30 milioni di tonnellate con una riduzione del 7,7 %. Tale valore è da imputare da una parte alla maggiore attenzione volta agli aspetti ambientali e, in definitiva, alla riduzione degli imballaggi ma, soprattutto, alla situazione socio-economica del periodo. Confrontando la produzione di rifiuti degli ultimi anni con il PIL nazionale, si dimostra inequivocabilmente una relazione diretta tra i due valori. La conseguenza di ciò si riflette nell'andamento della produzione dei rifiuti che risulta essere costantemente in discesa dal 2007 ad oggi ed ha portato il valore del 2012 ad essere vicino al quantitativo raggiunto dieci anni prima nel 2002.

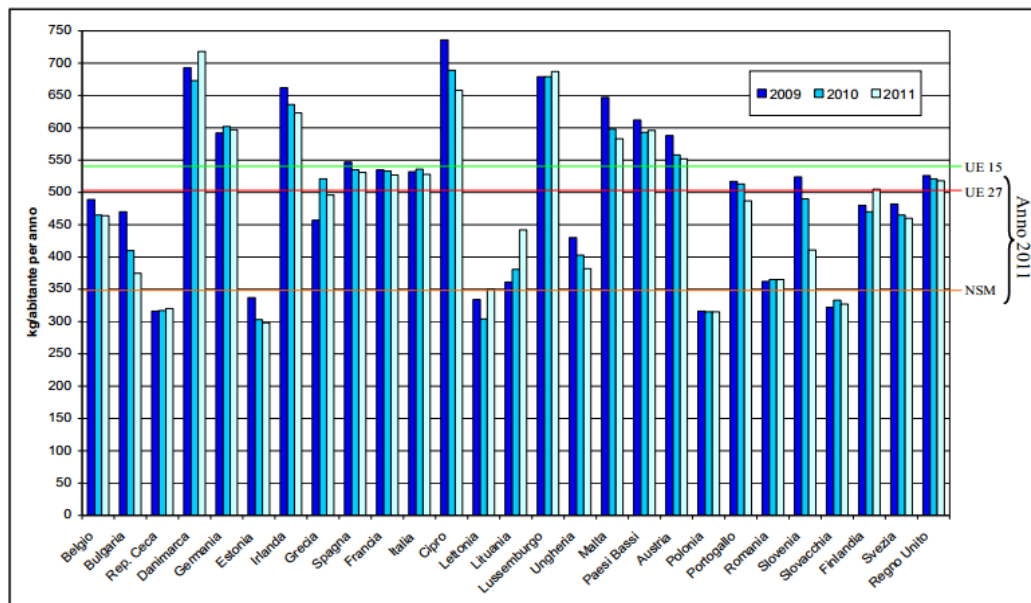


Figura 1.1. Andamento della produzione pro-capite di rifiuti urbani nei paesi europei nel triennio 2009-2011. Sono indicate anche le medie riferite ai paesi dell'UE 15, dell'UE 27 e dei nuovi stati membri. (Fonte ISPRA [2] su dati Eurostat)

Ampliando lo sguardo alla situazione europea si quantifica la produzione totale di rifiuti, pericolosi e non, a 2515 milioni di tonnellate nell'anno 2010, di questi 102 milioni di tonnellate sono pericolosi, ovvero il 4,1 %. In Europa la produzione dei rifiuti non ha registrato, almeno fino al 2010, un calo, anzi la produzione risulta leggermente incrementata. Analizzando meglio i dati emerge che i quantitativi hanno subito un calo di circa un punto percentuale nei paesi



cosiddetti UE 15, ovvero quelli entrati a far parte dell'unione prima del 2004, mentre negli altri paesi si è verificato un sensibile incremento di quasi il 7 %. Questo è da imputare alla stagnazione economica, ed anche demografica, dell'Europa più vecchia a fronte di un andamento più dinamico dei paesi che stanno emergendo da condizioni economiche di partenza meno floride.

I valori finora mostrati si riferiscono alle produzioni totali di rifiuti. È interessante ora focalizzarsi solamente sui rifiuti urbani, soprattutto riferendosi all'indice della produzione pro capite, vedi fig. 1.1.

I dati mostrati sanciscono una netta differenza tra la produzione pro capite di un gruppo di paesi, che si può identificare con quelli entrati per ultimi a far parte dell'unione europea. Come già detto tali paesi soffrono ancora una situazione economica svantaggiata rispetto al resto del continente, che si riflette in una minor produzione di rifiuti. Nella figura 1.1 sono rappresentati anche i valori medi di produzione della cosiddetta vecchia Europa (ovvero quella formata da 15 stati), dei nuovi stati membri e dell'Europa attuale di 27 stati. È palese la notevole differenza che può essere ancor più messa in risalto considerando la produzione dell'Estonia e della Danimarca: si passa infatti dai 298 kg/abitante per anno del primo stato ai 718 kg/abitante per anno del secondo. Tale gap, come suddetto mostrando gli incrementi delle quantità di rifiuti prodotti, è però in diminuzione.

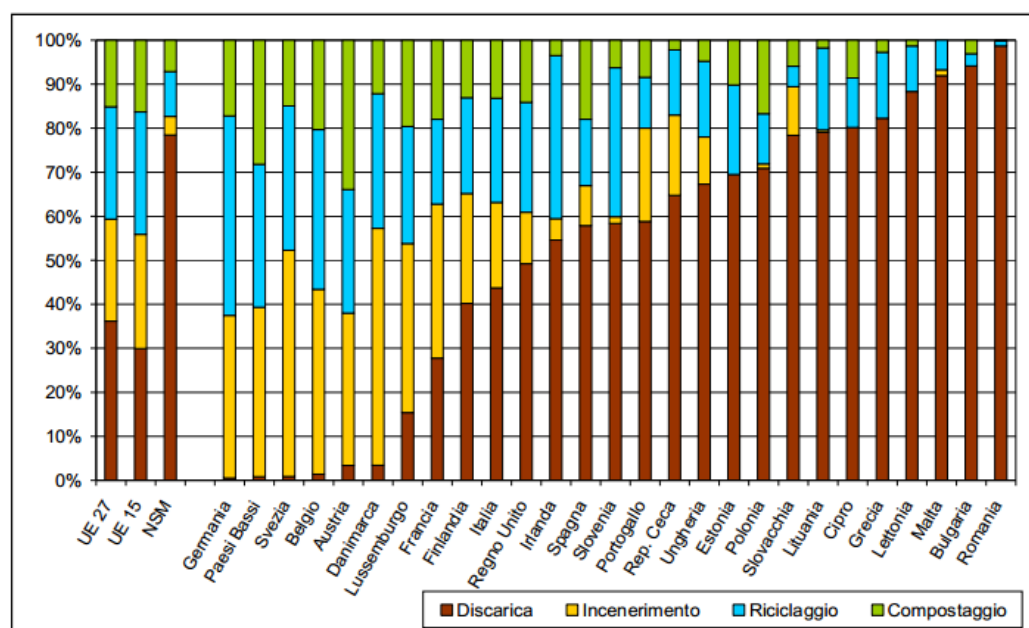


Figura 1.2. Destinazione dei rifiuti urbani nei paesi dell'unione europea nell'anno 2010. Sono mostrati anche i dati delle medie dell'UE 27, dell'UE 15 e dei nuovi stati membri. (Fonte ISPRA [2] su dati Eurostat)

Riguardo la gestione dei rifiuti urbani nel 2011, nell'UE 27 il 36 % dei rifiuti gestiti è smaltito in discarica, il 23 % è incenerito, mentre circa il 26 % e quasi il 15 % sono avviati, rispettivamente, a riciclaggio e compostaggio. Nell'ultimo triennio si è assistito a una sensibile riduzione del conferimento in discarica, grazie a campagne dell'unione europea volte a ridurre l'uso. Anche in questo ambito emergono le differenze con i nuovi stati membri, come mostrato in fig. 1.2. In tale immagine emerge chiaramente che questi ultimi stati sono caratterizzati da una quota di smaltimento in discarica rilevante, superiori al 90 % in Romania, Bulgaria e Malta. Sempre dall'istogramma è possibile comprendere come i paesi con una gestione dei rifiuti più evoluta abbiano delle elevate percentuali di riciclaggio e compostaggio ed utilizzino l'incenerimento per smaltire la maggioranza del rimanente. Così facendo dalla maggior parte dei rifiuti viene recuperata materia o energia e, soprattutto, si riduce ad una piccola frazione lo smaltimento in discarica.

Riguardo il caso italiano, uno dei principali obiettivi degli organi competenti sul tema della gestione dei rifiuti urbani riguarda l'incremento della raccolta differenziata.

Secondo la normativa europea, recepita nell'ordinamento italiano con il D.Lgs n. 205/2010 [3], la gestione dei rifiuti urbani dovrebbe seguire le strategie indicate nel seguente ordine di preferenza:

- prevenzione;
- riutilizzo;
- riciclaggio;
- recupero di energia;
- discarica;
- incenerimento (senza un sufficiente recupero energetico).

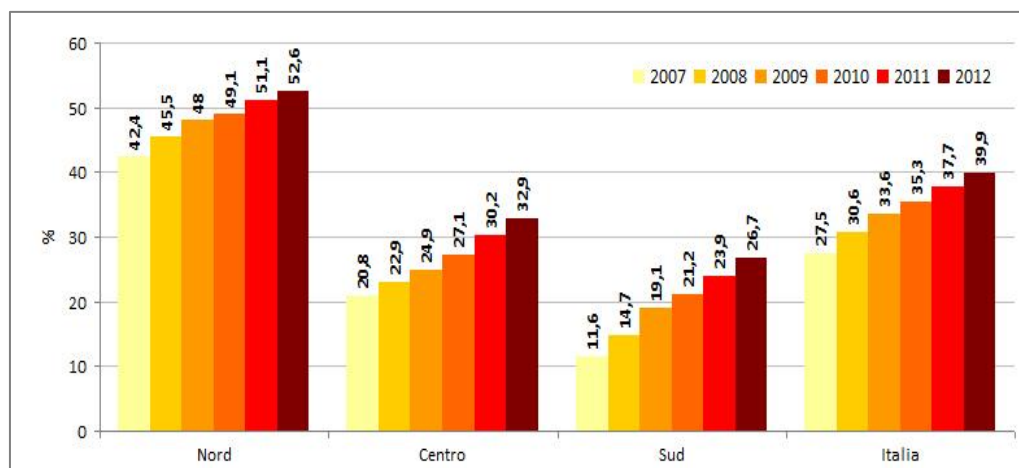


Figura 1.3. Percentuale di raccolta differenziata di rifiuti urbani in Italia negli anni 2007-2012. (Fonte ISPRA [2])

Nello specifico il legislatore ha posto degli obiettivi di percentuale della raccolta differenziata da raggiungere:

- almeno il 35 % entro il 31 dicembre 2006;
- almeno il 40 % entro il 31 dicembre 2007;
- almeno il 45 % entro il 31 dicembre 2008;
- almeno il 50 % entro il 31 dicembre 2009;
- almeno il 60 % entro il 31 dicembre 2011;
- almeno il 65 % entro il 31 dicembre 2012.

In figura 1.3 vengono mostrati le percentuali italiane di raccolta differenziata raggiunte nei sei anni 2007-2012. È palese come, soprattutto al sud, si hanno percentuali di raccolta differenziata particolarmente basse, addirittura i quantitativi raggiunti sono inferiori alla metà di quelli indicati dal legislatore; fortunatamente il trend mostra una crescita notevole negli ultimi anni. La situazione al nord è invece nettamente migliore e non lontana dagli obiettivi. Nel complesso l'Italia raggiunge quindi risultati mediocri in termini di quantitativi differenziati.

Si vuole ora indagare sulla gestione dei rifiuti urbani in Italia. Come suddetto, seppur le normative promuovano la raccolta differenziata, gli obiettivi sono ancora lontani, di conseguenza, un gran quantitativo di rifiuti viene smaltito con tecnologie più convenzionali.

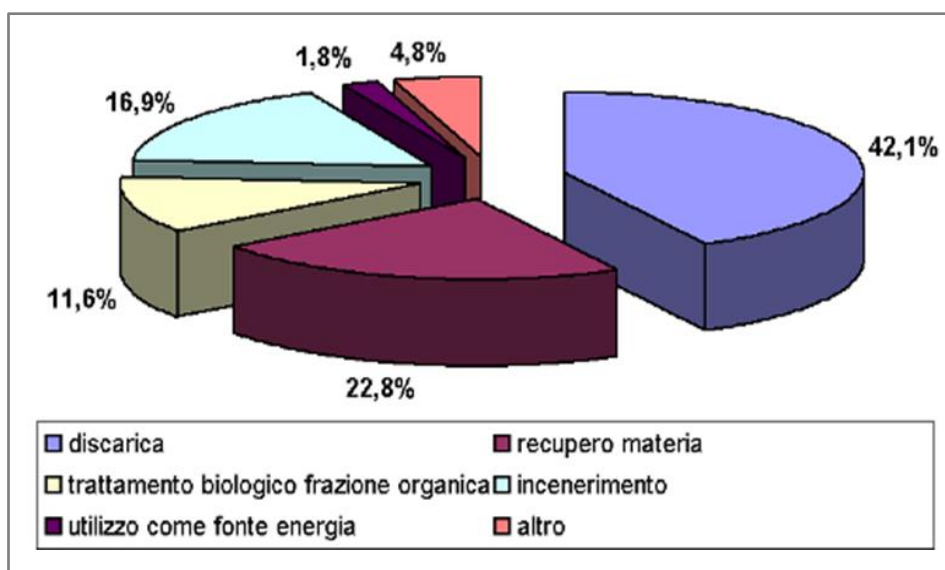


Figura 1.4. Gestione dei rifiuti urbani in Italia nell'anno 2011. (Fonte MATER su dati ISPRA [2])

Il grafico a torta, vedi fig. 1.4, mostra come in Italia la maggior parte dei rifiuti, ovvero il 42,1 %, venga ancora conferito in discarica. Il riciclaggio delle diverse frazioni provenienti dalla raccolta differenziata o dagli impianti di trattamento meccanico biologico rappresenta il 34,4 % della produzione di cui l'11,6 % è

costituito dalla sola frazione organica da raccolta differenziata (umido e verde) ed il 22,8 % dalle restanti frazioni merceologiche.

## 1.2 La termovalorizzazione

La termovalorizzazione è una tecnica affermata di smaltimento, in sicurezza e nel rispetto dell'ambiente, dei rifiuti urbani, che permette di recuperare energia termica dalla combustione. L'incenerimento dei rifiuti corrisponde all'ossidazione delle sostanze organiche presenti ad anidride carbonica, acqua e sostanze inorganiche smaltibili con maggior facilità e talvolta riutilizzabili.

Il pregio principale di questo processo è quello di ridurre di circa il 70 % il peso originale del rifiuto rendendolo più gestibile, ai fini dello smaltimento, con la riduzione in volume di circa il 90 %.

A livello normativo il Decreto Legislativo n.133 dell'11 maggio 2005 [4] per prevenire e ridurre l'inquinamento atmosferico, del suolo, delle acque e quindi anche i rischi per la salute umana provocati da suddetti impianti disciplina:

- le procedure per il rilascio delle autorizzazioni alla costruzione e all'esercizio degli impianti;
- i valori limiti di emissioni prodotte;
- i metodi di campionamento, di analisi e di valutazione degli inquinanti prodotti;
- i criteri e le norme tecniche generali riguardanti le caratteristiche costruttive e funzionali nonché le condizioni d'esercizio degli impianti;
- i criteri temporali di adeguamento degli impianti esistenti alle nuove disposizioni.

Gli impianti di incenerimento non devono solo rispettare i limiti sulle emissioni ma sono tenuti ad ottenere la così detta AIA, autorizzazione integrata ambientale. Quest'ultima prevede l'adozione della migliore tecnologia disponibile MTD (in inglese BAT, best available technology) definita negli allegati del Decreto Ministeriale del 29 gennaio 2007 [5]. Nuove normative nazionali, recependo le direttive europee, stimolano la produzione di energia da rifiuti, fissando il rendimento minimo che gli impianti devono raggiungere per essere classificati come termovalorizzatori e non inceneritori.

Riguardo la situazione italiana si è assistito a partire dagli anni '90 ad un lento ma costante aumento degli impianti installati sul territorio italiano fino ad avere la presenza di 48 strutture (dato 2012). Tale andamento è da imputare al recepimento delle direttive europee che prevedono la creazione di un ciclo integrato del rifiuto e lo sviluppo delle tecnologie di incenerimento. L'incremento degli impianti presenti sul territorio ha portato ad un sensibile aumento della percentuale dei rifiuti urbani incenerita negli anni, vedi fig. 1.5. Inoltre grazie a sistemi di incentivazione quali CIP6 prima e certificati verdi poi è diminuito sempre più il numero d'impianti con assenza di recupero energetico.

Dei 48 impianti esistenti ne risultano operativi 45 che smaltiscono rifiuti urbani, frazione secca (FS) e combustibile solido secondario (CSS). Infine è da sottolineare come la situazione in Italia sia estremamente diversificata; mentre nel nord Italia sono numerosi tali impianti il centro-sud è ancora molto arretrato; nel nord infatti sono localizzati 28 impianti, 9 nel Centro e 8 nel Sud.

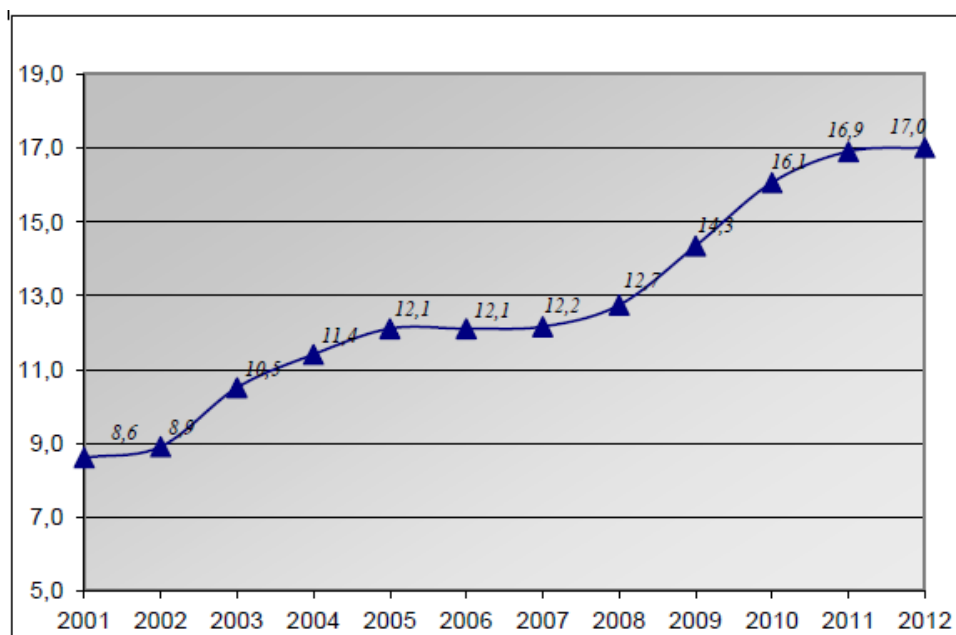
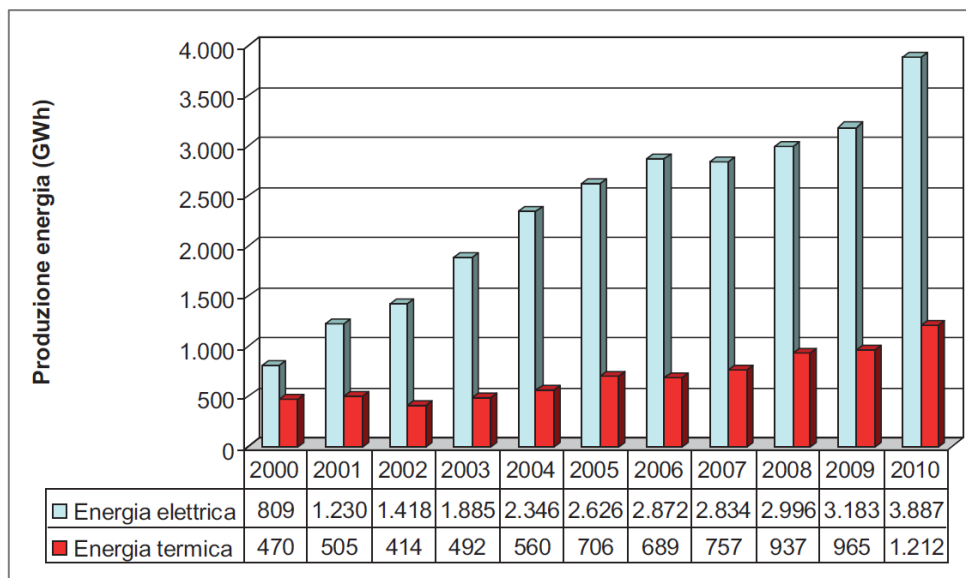


Figura 1.5. Andamento della percentuale di rifiuti urbani incenerita in Italia negli anni 2001-2012. (Fonte ISPRA [2])

Uno degli aspetti sicuramente positivi legati all'utilizzo di termovalorizzatori è stata la produzione energetica connessa che ha inequivocabilmente permesso di risparmiare combustibili tradizionali, con i relativi vantaggi, economici ed ambientali, per il paese intero. Quanto detto è mostrato in figura 1.6, ove si riportano le produzioni termiche ed elettriche degli impianti di termovalorizzazione. Come si vede la crescita di produzione elettrica è stata maggiore rispetto a quella termica a causa delle infrastrutture, ovvero reti di teleriscaldamento, necessarie alla seconda. Questo implica un danno per il sistema paese in quanto con un maggior sfruttamento dell'energia termica disponibile si sarebbe incrementato il rendimento dei termovalorizzatori e si sarebbero ridotte le emissioni da caldaie per riscaldamento nei centri cittadini. Già oggi tuttavia ci sono segnali che permettono di prospettare per il futuro un crescente interesse verso sistemi di teleriscaldamento, interconnessi con centrali di cogenerazione e termovalorizzatori.



**Figura 1.6. Energia elettrica e termica prodotta da impianti di termovalorizzazione in Italia negli anni 2000-2010. (Fonte ENEA [6])**

Riguardo i rifiuti inceneriti, di seguito si elencano le tipologie di materiali processati da tali impianti:

- rifiuti urbani indifferenziati o residui;
- CDR, combustibile da rifiuti;
- frazione secca;
- rifiuti speciali.

In Italia i rifiuti urbani indifferenziati sono il combustibile più utilizzato, i rifiuti speciali e le frazioni pretrattate, CDR e frazione secca, sono di gran lunga meno processate.

Il potere calorifico medio dei rifiuti inceneriti a livello nazionale è pari a circa 11,5 MJ/kg, superiore a quello riscontrato nelle altre realtà europee compreso tra 9,5 e 11 MJ/kg; ciò è causato dall'utilizzo in alcuni impianti di CDR in grado di sviluppare anche più di 15 MJ ogni chilogrammo.

Riguardo invece la grandezza degli impianti, in Italia si assiste a un frazionamento maggiore rispetto al contesto europeo. Infatti, come riportato in [7], l'Italia è il secondo paese per impianti che smaltiscono unitariamente minor rifiuto. La motivazione di ciò è 'storica' in quanto i siti più piccoli hanno origine in tempi remoti, tipicamente dagli anni '70, e sono stati poi oggetto di riqualficazioni per ottemperare alle nuove normative. In generale però questo porta al funzionamento di impianti con capacità di investimento più limitate e quindi con emissioni, seppur nel rispetto delle normative, in genere più elevate.

Uno studio condotto da ENEA, ente per le nuove tecnologie, l'energia e l'ambiente, [8] evidenzia come in Italia il 43 % degli impianti abbia un carico

termico compreso tra 20 e 50 MW, valori quindi molto modesti; gli impianti sopra i 100 MW sono appena l'8 % del totale.

### **1.2.1 Tecnologie di incenerimento**

L'incenerimento dei rifiuti necessita di sistemi di combustione notevolmente diversi rispetto a quelli adottati in caldaie alimentate con combustibili tradizionali. Di seguito si illustrano, come riportato da Procida [9], le peculiarità che differenziano il rifiuto rispetto ai combustibili tradizionali:

- basso potere calorifico, circa 11 MJ/kg;
- pezzatura variabile, solo nel caso di rifiuto non trattato;
- composizione non omogenea;
- il contenuto d'acqua può superare il 40 %.

Tali caratteristiche rendono le tecnologie di combustione tradizionali non adatte all'incenerimento dei rifiuti, per cui si devono predisporre particolari accorgimenti. Tutte le modalità di combustione dei rifiuti hanno in comune l'impiego di un elevato eccesso d'aria, compreso tra il 70 % e il 120 % del valore stechiometrico, a causa della natura stessa del combustibile e delle condizioni fluidodinamiche poco favorevoli. Inoltre la normativa ha stabilito che la temperatura operativa di combustione deve essere compresa tra gli 850 e 1450°C.

Le modalità di combustione dei rifiuti attualmente utilizzate sono:

- forni a griglia;
- forni a tamburo rotante;
- combustori a letto fluido.

#### Forni a griglia

I forni a griglia rappresentano la tecnologia più consolidata e diffusa. Come si deduce dal nome il forno consiste in una griglia, in genere mobile, su cui si viene a depositare uno strato di rifiuti dello spessore di alcune decine di centimetri. La griglia è formata da elementi mobili, chiamati barrotti, che, tramite file poste in movimento alternato, permettono l'avanzamento e la miscelazione dei rifiuti.

Nello specifico i rifiuti vengono introdotti nella parte più alta della griglia per mezzo di uno spintore che li preleva dalla tramoggia di caricamento e li forza ad avanzare. La combustione è assicurata tramite l'immissione di una quantità d'aria, all'incirca pari a quella stechiometrica, chiamata aria primaria, da sotto la griglia. L'eccesso d'aria richiesto è invece fornito da un secondo flusso, detto aria secondaria, immesso nella parte bassa della camera di combustione. Quest'ultima serve a garantire la completa ossidazione al fine di limitare la produzione di monossido di carbonio ed a creare la turbolenza necessaria al cosiddetto processo di post-combustione. Tale fase è molto importante in quanto

regolamentata dalla normativa, la quale impone il mantenimento della temperatura di almeno 850°C per due secondi. Il quantitativo di aria secondaria deve essere tuttavia limitato al fine di ridurre la mole di fumi, il cui aumento implica un abbassamento del rendimento della caldaia ed un dimensionamento più generoso delle apparecchiature di abbattimento. Per far fronte a questo aspetto si tende a ridurre la portata d'aria secondaria e la si integra con un ricircolo dei fumi prelevati a valle della caldaia stessa; così facendo si diminuisce la portata globale dei fumi e la formazione di NOx. Spesso per migliorare l'efficienza di combustione, soprattutto in caso di basso potere calorifico del combustibile, sia l'aria primaria che l'aria secondaria vengono preriscaldate.

La regolazione della combustione avviene tramite la modulazione della velocità della griglia, quindi dei tempi di residenza del materiale immesso in camera di combustione, della quantità d'aria e del rapporto tra aria primaria e secondaria.

La griglia ha dei vincoli riguardo le massime temperature di funzionamento; sono quindi predisposti sistemi di raffreddamento ad aria od ad acqua. Quest'ultimo, più efficace, si rende necessario nel caso di impiego di rifiuto con potere calorifico particolarmente elevato. Le alte temperature di combustione sono comunque da evitare in quanto potrebbero portare le scorie al loro punto di fusione, con il conseguente rischio di colate sui barrotti che portano al danneggiamento del sistema di movimentazione della griglia.

Lo scambio termico nella camera di combustione deve essere attentamente dimensionato al fine di rispettare il limite minimo di temperatura prevista per legge e di favorire la stabilità della combustione anche con basso potere calorifico del rifiuto. La soluzione normalmente adottata prevede di ricoprire i tubi di materiale refrattario in modo da controllare lo scambio termico e proteggere i tubi da fenomeni di cedimento strutturale e corrosione ad elevata temperatura.

Un esempio di forno a griglia è il termovalorizzatore Silla 2, le cui caratteristiche sono descritte nel capitolo 2.

### Forni a tamburo rotante

I forni a tamburo rotante sono utilizzati nell'ambito dello smaltimento dei rifiuti industriali e speciali, ma possono anche essere utilizzati per quelli urbani. Tale tecnologia è caratterizzata da una grande versatilità in relazione allo stato del combustibile immesso, rifiuti solidi e liquidi, anche se richiedono un potere calorifico del materiale mediamente elevato. Si hanno due camere di combustione. La camera di combustione primaria consiste in un tubo cilindrico costruito in materiale refrattario inclinato di 5-15°, il cui movimento attorno al proprio asse di rotazione viene trasmesso ai rifiuti. L'alimentazione del forno avviene tramite opportune aperture collocate ad un'estremità del tamburo, mentre lo scarico delle scorie e dei residui avviene all'estremità opposta, vedi fig.1.7. L'aria di combustione può essere immessa sia con una configurazione in



equicorrente che in controcorrente rispetto al flusso dei rifiuti. Nella maggior parte dei casi è preferita la prima in quanto costruttivamente più semplice e caratterizzata da un minor trascinarsi di sostanze volatili nei fumi caldi. Nei forni a tamburo la combustione è meno efficiente in quanto l'aria lambisce lo strato di rifiuti e non lo attraversa. Per migliorare la difficoltosa interazione di materia è possibile installare all'interno del tamburo degli elementi, per esempio palette, che aumentano la movimentazione del letto di rifiuti. Vi è anche il bisogno di elevati eccessi d'aria e di un'apposita camera di post-combustione. Quest'ultima, identificata come camera di combustione secondaria, è priva di movimento ed è necessaria per portare a completamento le reazioni di ossidazione in fase gassosa.

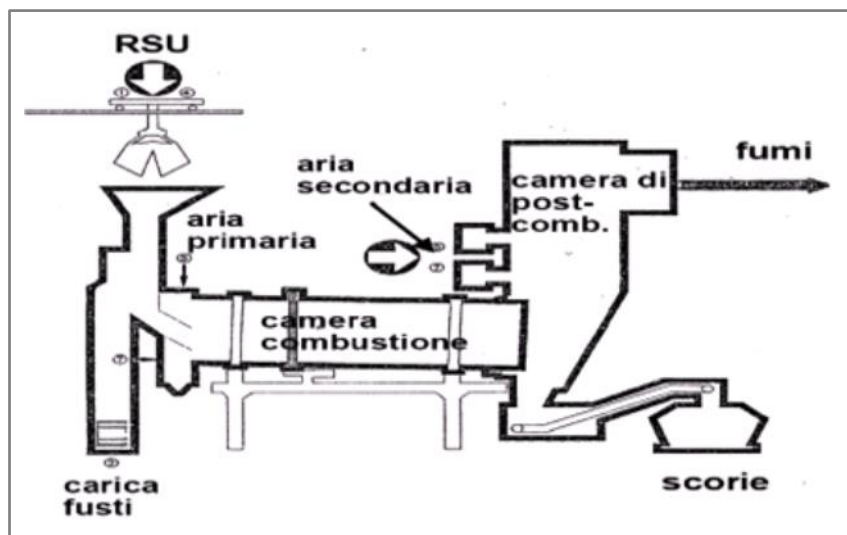


Figura 1.7. Immagine schematica del funzionamento di un forno a tamburo rotante in equicorrente. (Fonte Procida)

Un ulteriore limite dei forni a tamburo rotante risiede nelle massime dimensioni della camera di combustione primaria, a causa delle gravose condizioni termiche a cui deve lavorare. Ne consegue una capacità massima di incenerimento di circa 10 t/h.

#### Forni a letto fluido

I forni a letto fluido sono costituiti da una camera di combustione nella quale il materiale da ossidare immesso viene miscelato in un letto tenuto in sospensione da un flusso di aria ascendente proveniente dal fondo della camera stessa. Nello specifico l'aria immessa è il comburente e permette anche il sollevamento del letto ed il suo continuo mescolamento, vedi fig. 1.8. Il letto è costituito da materiale inerte, tipicamente sabbia. Il rifiuto iniettato viene quindi trascinato in questa violenta agitazione, assumendo in tale modo caratteristiche simil-fluide, da cui l'appellativo letto fluido.

I vantaggi di tale tecnologia sono principalmente legati alle ridotte emissioni. Infatti la maggiore interazione comburente-combustibile porta ad una minore produzione d'incombusti e di polveri. La distribuzione più omogenea della temperatura e dell'ossigeno rendono possibili minori eccessi d'aria e quindi, a parità di temperatura d'esercizio, si ha una minore produzione di  $\text{NO}_x$ . Inoltre è possibile iniettare in camera di combustione dei reagenti, per esempio calcare, che viene a miscelarsi con la sospensione riducendo così le emissioni  $\text{SO}_x$ .

Infine la modalità di ossidazione dei rifiuti determina una maggiore efficienza di combustione.

Un altro pregio è dato dall'esiguo numero di parti meccaniche in movimento che determinano minori interventi di manutenzione.

Lo svantaggio principale a cui si va incontro con l'uso di tali forni è relativo alla qualità del rifiuto richiesto dal letto fluido. Nello specifico i materiali devono essere finemente sminuzzati e preselezionati, al fine di rimuovere alcuni materiali, come alluminio e vetro, che potrebbero essere dannosi. La pericolosità di questi componenti è legata al basso punto di fusione che potrebbe essere raggiunto nel letto; la successiva solidificazione, all'abbassarsi della temperatura, porterebbe di conseguenza alla creazione di formazioni solide che potrebbero risultare dannose al buon funzionamento dell'impianto.

Inoltre non si possono raggiungere temperature di funzionamento sopra i  $1100^\circ\text{C}$  altrimenti si incorrerebbe nella possibilità di agglomerazione delle particelle costituenti il letto fluido.

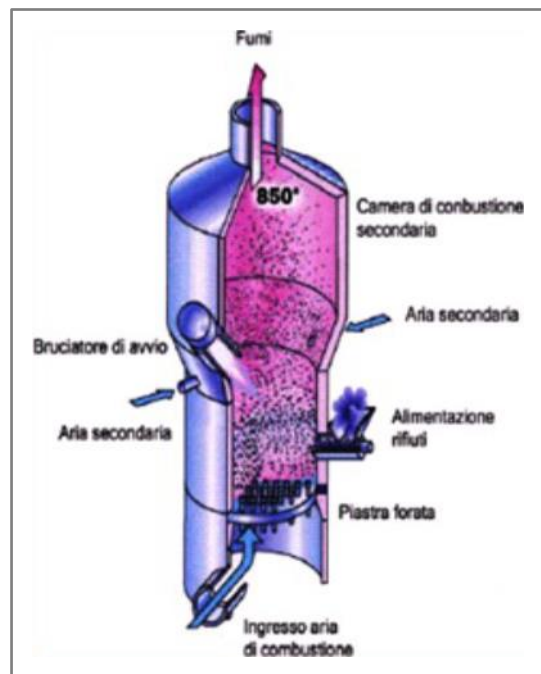


Figura 1.8. Immagine di un tipico forno di incenerimento a letto fluido. (Fonte Procida)

In figura 1.9 è mostrata la percentuale di utilizzo delle tre tecnologie mostrate nel panorama dei forni di incenerimento nazionali.

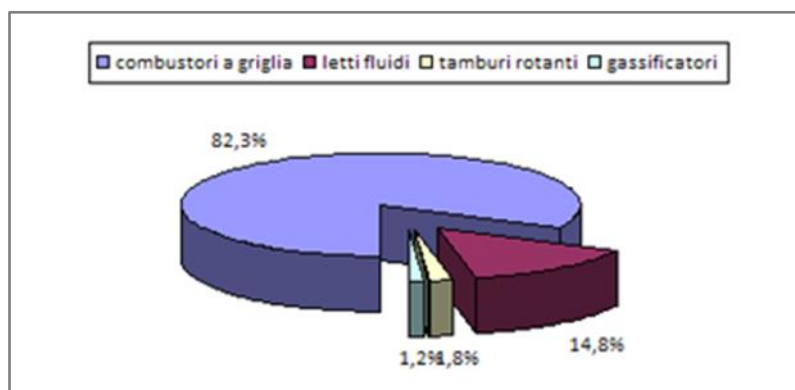


Figura 1.9. Ripartizione delle tecnologie di trattamento termico negli impianti di termovalorizzazione italiani. (Fonte MATER su dati ENEA [6])

### 1.2.2 Il trattamento fumi

I forni di incenerimento si distinguono dalle tradizionali caldaie sia per le differenti modalità di combustione sia per il trattamento dei fumi particolarmente complesso. Avendo già trattato la tematica della combustione si vuole ora affrontare l'argomento dell'abbattimento degli inquinanti.

I principali trattamenti che devono subire i fumi uscenti da una caldaia alimentata a rifiuti riguardano la depolverazione, la deacidificazione e la denitrificazione. Ci si vuole soffermare, per brevità, solo sulla deacidificazione in quanto è il processo che più caratterizza l'intero sistema di abbattimento di un termovalorizzatore.

Nello specifico l'acidità dei fumi è causata dalla presenza di HCl, HF e SO<sub>x</sub>. Vi sono tre metodi di rimozione dei gas acidi: a secco, a semi secco, a umido.

Il procedimento a secco prevede l'iniezione di un reagente basico solido nella corrente gassosa dei fumi. Le particelle gassose acide vengono così neutralizzate. Il risultato sono delle polveri costituite dalla combinazione dei reagenti con i composti acidi; si dovrà quindi prevedere un processo di depolverizzazione a valle. Le sostanze che possono essere utilizzate sono due: calce idrata Ca(OH)<sub>2</sub> o bicarbonato di sodio NaHCO<sub>3</sub>.

Il processo, come riportato da Vergani [10], è fortemente influenzato dalla temperatura. Nel caso di utilizzo di calce si opera tra i 100 e 150°C, con una maggiore efficienza alle basse temperature. Nel caso si adotti bicarbonato di sodio le temperature operative devono essere più elevate, ovvero superiori ai 140°C con un valore ottimo a 170°C. Il grosso vantaggio del bicarbonato di sodio risiede nella maggiore efficienza di rimozione che permette minori

quantitativi di reagenti. Il beneficio economico, influenzato dal minor costo della calce, risiede nel minor quantitativo di polveri da smaltire.

I sistemi a semi-secco prevedono l'immissione della calce sotto forma di una sospensione acquosa concentrata. Tale soluzione ha l'obiettivo di raffreddare i fumi fino al valore per cui la calce si trova a reagire in maniera ottimale.

Infine si hanno i sistemi ad umido ove i gas acidi vengono posti a contatto ed assorbiti da opportuni sorbenti liquidi a base di sodio o magnesio. Nello specifico l'HCl e l'HF sono dei gas altamente idrofili, riescono quindi ad essere abbattuti con sola acqua. L'ossido di zolfo necessita invece di acqua additivata, in genere tramite sodio.

Gli assorbitori ad umido permettono una rimozione dei gas acidi estremamente efficace. Di contro si deve predisporre lo stoccaggio e lo smaltimento dei residui, in fase liquida, prodotti dal processo di abbattimento a umido.

## Capitolo 2

### Il termovalorizzatore Silla 2 e la rete di teleriscaldamento connessa

Il termovalorizzatore Silla 2 è l'impianto di smaltimento dei rifiuti urbani del comune di Milano. L'impianto, tecnologicamente tra i più avanzati d'Europa, verrà in questo capitolo brevemente descritto nelle sue caratteristiche principali. Nella seconda parte sarà trattato invece il tema del teleriscaldamento, sia in generale che nello specifico delle reti milanesi, a cui il termovalorizzatore Silla 2 fornisce calore.

#### 2.1 L'impianto di termovalorizzazione Silla 2

Il Silla 2 è uno dei più grandi impianti di termovalorizzazione dei rifiuti in Italia [11], vedi tab. 2.1. Il sito è proprietà di A2a ambiente, società del gruppo A2a che si occupa della gestione degli impianti operanti nel ciclo integrato dei rifiuti.



Figura 2.1. Veduta aerea del termovalorizzatore Silla 2 di Milano. (Fonte Vergani)

Ubicato a Figino su una superficie di circa 120000 m<sup>2</sup>, nella zona nord-ovest del territorio comunale di Milano, provvede allo smaltimento dei rifiuti della raccolta urbana cittadina e di alcuni comuni dell'hinterland milanese dall'anno

2000, data di entrata in esercizio, vedi fig. 2.1. Sfruttando la combustione dei rifiuti il termovalorizzatore riesce a produrre energia elettrica, utilizzata per gli autoconsumi ed immessa in rete, e calore per il teleriscaldamento destinato ad alcuni quartieri di Milano Rho, Pero e per il vicino polo fieristico.

**Tabella 2.1. Rilevazioni annuali di esercizio dell'anno 2013 del termovalorizzatore Silla 2. (Fonte A2a)**

RSU inceneriti [t]	549905
Vapore prodotto [t]	1773675
PCI medio RSU [kJ/kg]	10027
Energia elettrica prodotta [MWh <sub>e</sub> ]	450507
Energia elettrica ceduta [MWh <sub>e</sub> ]	392710
Teleriscaldamento [MWh <sub>t</sub> ]	218754
Rendimento lordo impianto cogenerativo [%]	43,7
Rendimento netto impianto cogenerativo [%]	39,9
Rendimento elettrico netto [%]	25,6

Per analizzare le caratteristiche del termovalorizzatore è utile suddividerlo in tre zone differenti:

- la caldaia in cui si produce vapore attraverso l'incenerimento dei rifiuti;
- la linea trattamento fumi, in cui i prodotti gassosi in uscita dalla caldaia vengono depurati prima dell'espulsione in atmosfera;
- il ciclo a vapore deputato al recupero termico.

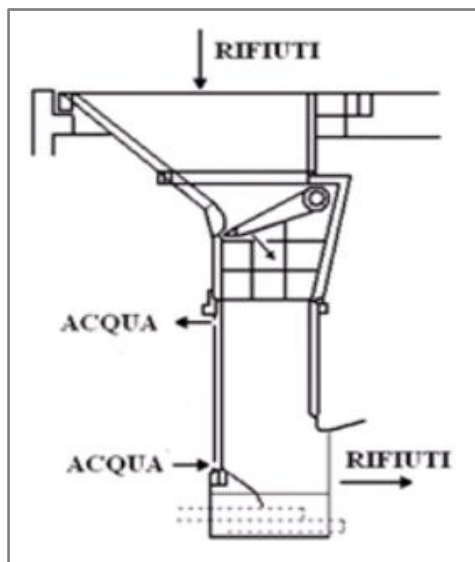
### 2.1.1 La caldaia

L'impianto Silla 2 è composta da tre linee di incenerimento, identiche tra loro, atte alla combustione del rifiuto. Le tre caldaie producono nominalmente 74,7 t/h ciascuna di vapore surriscaldato a 52 bar(a) e 425°C. Le caratteristiche del vapore sono molto importanti in quanto hanno la responsabilità di influenzare notevolmente il rendimento globale dell'impianto. Alzare temperature e pressioni permetterebbe produzioni di energia elettrica sensibilmente superiori. I valori scelti sono quindi frutto di un compromesso: la temperatura del vapore non può essere infatti troppo elevata altrimenti sulle superfici dei tubi dei surriscaldatori si raggiungono valori di temperature per cui il fenomeno corrosivo è particolarmente aggressivo. Di conseguenza è consigliabile non superare i 50-60 bar di pressione del vapore altrimenti si ha una frazione di liquido troppo grande allo scarico della turbina e, soprattutto, temperature superficiali dei tubi dell'evaporatore troppo elevate, con le relative problematiche di tipo strutturale.

Un altro limite che affligge le caldaie dei termovalorizzatori riguarda la temperatura dei fumi in uscita caldaia, questi infatti non possono scendere al di sotto dei 150°C prima di essere depurati altrimenti vi è il pericolo di condense

acide, particolarmente pericolose per i metalli degli scambiatori. Di conseguenza si è impossibilitati ad utilizzare una quota di calore dei fumi; tale energia potrà essere recuperata tramite scambiatori esterni alla caldaia, posti a valle del trattamento fumi.

Il rifiuto incenerito dalle caldaie giunge al termovalorizzatore tramite autocompattatori, i quali vengono controllati prima dell'ingresso nel sito attraverso un portale che permette di rilevare ed isolare materiali radioattivi. Superato il controllo, avviene la fase di ricezione in cui si identifica la provenienza dei rifiuti e ne si quantifica l'entità mediante pesatura. Si accede quindi al piazzale di scarico ove i rifiuti vengono scaricati in due fosse contigue, una detta di combustione e l'altra di preselezione. Tale dicitura trova la sua spiegazione in quanto, fino al 2009, era prevista una sezione di preselezione dei rifiuti che permetteva la separazione di alcune componenti, umido e metalli, al fine di ottenere un combustibile con potere calorifico migliore, viste le limitazioni imposte sui quantitativi da incenerire. Attualmente, a seguito della modifica dell'Autorizzazione Integrata Ambientale i rifiuti vengono prelevati dalle fosse e avviati direttamente alle tramogge di caricamento delle caldaie. Prima di inviare i rifiuti in camera di combustione, si effettua un rimescolamento con le benne a polipo montate sui carriponte. Questa movimentazione, oltre alla sistemazione della fossa di contenimento, permette di avere un combustibile con caratteristiche merceologiche più omogenee, con la prospettiva di evitare irregolarità nella combustione.



**Figura 2.2. La tramoggia e il pozzo di carico con raffreddamento ad acqua. (Fonte Procida)**

Essendo l'aria delle fosse caratterizzate da elevata presenza di polveri e di odore, si è previsto di tenere le stesse in depressione rispetto all'ambiente in modo da evitare fuoriuscite. Ciò è possibile grazie all'aria primaria, necessaria

alla combustione, che viene appunto aspirata dalle fosse. In caso di fermata dell'impianto, è previsto l'utilizzo di un sistema di filtraggio e deodorizzazione ausiliario che permette di mantenere le stesse condizioni bariche.

Il rifiuto stoccato in fossa viene prelevato da benne, le quali alimentano le tramogge posizionate sopra il pozzo di carico. Quest'ultimo è un condotto a doppia parete divergente, così da evitare intasamenti, in cui i rifiuti passano dalla tramoggia alla camera di combustione. Per evitare problemi termici e strutturali la sua parte inferiore è raffreddata ad acqua, vedi fig.2.2.

Alla base del condotto dei rifiuti sono presenti gli alimentatori che provvedono a immetterli sulla griglia. Ne sono installati due in ogni caldaia, ciascuno formato da due spintori a cassetto sovrapposti, vedi fig. 2.3.

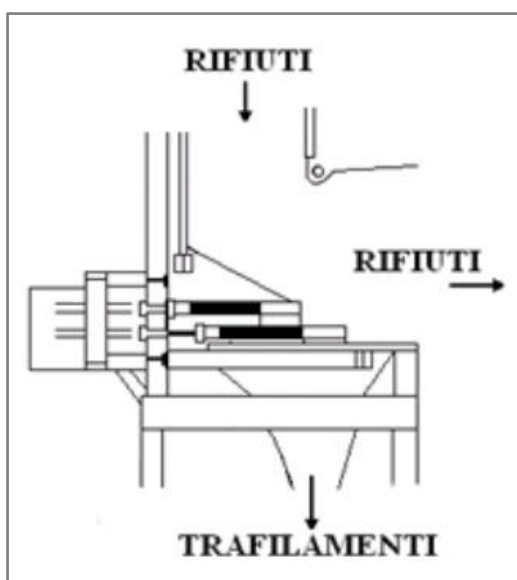
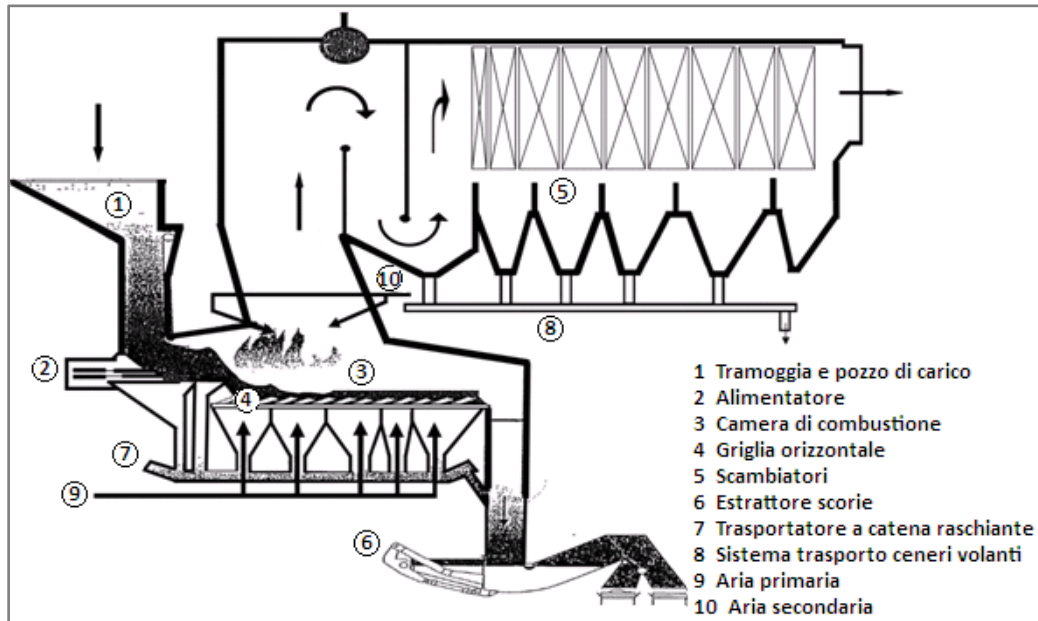


Figura 2.3. Gli spintori. (Fonte Procida)

Gli spintori servono a far avanzare il rifiuto sulla griglia, di tipo orizzontale, divisa in due treni paralleli, con spegnimento delle scorie in bagno d'acqua.

Essa è costituita da file di barre mobili e fisse realizzate in getti di acciaio al cromo-nickel. La movimentazione dei rifiuti è garantita da serie di barrotti mossi in contromarcia, i quali sono disposti alternativamente sulla struttura della griglia. Il combustibile viene quindi rimescolato attraverso questo sistema: le prime particelle di rifiuto accese vengono mosse in avanti grazie al movimento dei barrotti e pervengono sotto il letto del combustibile; qui formano nuovi nuclei di accensione che stimolano il processo di combustione del materiale posto sopra. Questo processo favorisce l'incenerimento permettendo all'aria comburente di accedere ad una superficie maggiore di combustibile. Il tempo di permanenza dei rifiuti sulla griglia di combustione è compreso tra i 30 e i 90 minuti.





**Figura 2.4. Schema della caldaia del termovalorizzatore Silla 2. (Fonte Vergani)**

L'avanzamento del rifiuto sulla griglia è controllato dal movimento dei barrotti, azionati da 16 cilindri oleodinamici. La regolazione agisce su 8 zone separate, 4 per ogni lato, ognuna delle quali ha 2 cilindri da poter movimentare in contromarcia al fine di realizzare il miscelamento e l'avanzamento desiderato. L'aria primaria, ovvero quella necessaria all'ossidazione del combustibile, viene immessa, dopo essere stata preriscaldata fino a 125°C, dalle fessure che separano i barrotti adiacenti. La sua immissione è regolata tramite 10 serrande, 5 per ogni lato, che pressurizzano altrettante tramogge poste sotto la griglia. Siccome le fessure tra i barrotti permettono a piccoli corpi presenti nei rifiuti di precipitare, le tramogge hanno l'estremità inferiore immersa in un bagno d'acqua tale da assicurare la tenuta all'aria ma permettere l'espulsione di corpi estranei. Questi ultimi sono poi inviati alla fossa scorie tramite un nastro a catena, numero 7 fig. 2.4. Di conseguenza tale flusso viene forzato ad attraversare i barrotti facilitando così il movimento e la combustione dei rifiuti. L'aria primaria viene iniettata maggiormente nel secondo e terzo settore, ovvero quelli deputati alla combustione del rifiuto. Il primo infatti ha la funzione di ridurre il quantitativo di umidità presente nel rifiuto, mentre gli ultimi due sono deputati al solo raffreddamento delle scorie. La combustione ottimale prevede infatti di far giungere al quarto settore solamente materiale già incenerito; l'aria fornita serve quindi, oltre che per completare l'ossidazione di eventuali incombusti, a raffreddare le scorie prima che esse siano espulse dalla camera di combustione al fine di recuperare calore altrimenti disperso. La gestione dell'aria primaria e delle griglie, come del resto dell'intero impianto, viene fatta da un sistema di controllo di cui il termovalorizzatore Silla

2 si avvale, denominato DCS, Distributed Control System. Si tratta di un sistema funzionalmente distribuito, basato su microprocessori che forniscono una serie completa di funzioni di regolazione, memorizzazione e richiamo dati, diagnostica ed eventuale interfaccia con altri calcolatori e/o sistemi di controllo esterni. Ovvero è possibile sorvegliare, programmare e coordinare il funzionamento dell'intero impianto direttamente dalla sala controllo, ove sono installati i terminali di tale sistema.

L'aria primaria oltre ad essere il comburente ha anche lo scopo di raffreddare i barrotti che potrebbero raggiungere, durante il normale esercizio, temperature tali da comprometterne il funzionamento. Altri impianti utilizzano più efficaci sistemi di raffreddamento ad acqua. Il pregio del raffreddamento ad aria risiede, oltre che nella semplicità, nel recupero del calore asportato che infatti serve ad incrementare la temperatura dell'aria primaria a tutto vantaggio del processo di combustione.

Al termine della griglia le scorie sono espulse dalla camera di combustione tramite un sistema dotato di guardia idraulica, in grado di impedire rientrate d'aria indebita in caldaia. Dopo la quarta zona ci sono quindi due tramogge, una per lato, che convogliano le scorie in due rispettivi canali di caduta, detti pozzo scorie, che permettono il loro arrivo ad altrettanti estrattori.

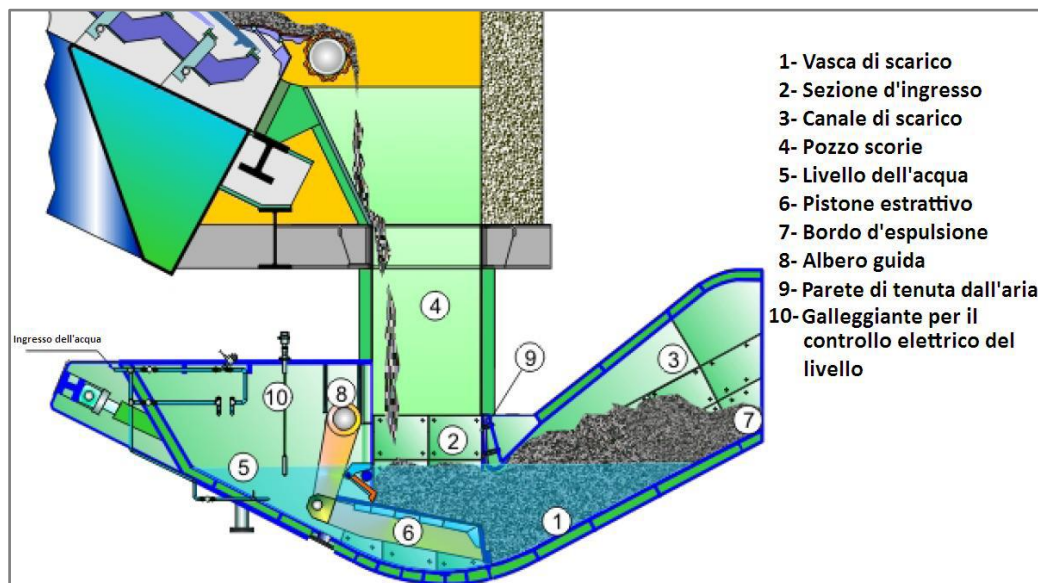


Figura 2.5. Principio di funzionamento di un estrattore scorie. (Fonte Vergani)

La peculiarità del sistema è che la sezione inferiore del pozzo termina sotto il livello dell'acqua presente nell'estrattore scorie, vedi fig. 2.5. In tal modo si realizza la tenuta della camera di combustione rispetto all'ambiente e lo spegnimento delle scorie. L'estrattore è costituito da una struttura a forma di gondola ed è dotato di uno spintore azionato tramite un cilindro idraulico e di un

percorso di “spremitura”, in modo che le scorie in uscita abbiano un minimo contenuto d’acqua. Il livello dell’acqua all’interno degli estrattori è mantenuto costante grazie ad un galleggiante che prevede a reintegrare l’acqua fuoriuscita con le scorie ed evaporata. Tale consumo idrico permette all’impianto di non avere effluenti liquidi; tutti i reflui del processo vengono infatti destinati a tale compito.

La fiamma, originata sulla griglia, si sviluppa quindi per buona parte della camera di combustione. Nello specifico si è soliti nominare tale spazio camera di post-combustione, che permette alla fiamma di espandersi e completare l’ossidazione di particelle carboniose residue, minimizzando al contempo la formazione di monossido di carbonio. In tale tratto vengono immessi l’aria secondaria, dopo essere stata preriscaldata, ed il ricircolo fumi.

Riguardo le pareti della camera di combustione esse sono rivestite nel primo tratto da materiale refrattario, al fine di garantire la sufficiente coibentazione termica così da mantenere le temperature di combustione al di sopra degli 850°C per un tempo minimo di due secondi. Tale prescrizione è imposta dalle normative vigenti per minimizzare la formazione di furani e diossine. Il restante tratto della camera di combustione, come il secondo e il terzo passo radiante, sono composti da pareti membranate rivestiti da uno strato protettivo in Inconel. Dopo aver attraversato la parte radiante, i fumi raggiungono la sezione convettiva ove scambiano calore con serie di tubi lisci. Tali serie di tubi sono suddivisi in nove banchi, che assolvono a diverse funzioni. Seguendo il flusso dei fumi i banchi sono i seguenti: flexiboiler, SH5, SH4, SH3, SH2, SH1, evaporatore, ECO2, ECO1. Il flexiboiler è così chiamato in quanto poteva essere utilizzato sia come surriscaldatore che come economizzatore. Bisogna infatti evidenziare come, date le caratteristiche del combustibile, le superfici di scambio termico della caldaia subiscano, durante il funzionamento, un progressivo sporcamento. I depositi creano uno strato isolante che fa aumentare le temperature dei fumi in ingresso nella zona convettiva. Il timore dei progettisti era che non si riuscisse a garantire tramite i cinque surriscaldatori le temperature del vapore desiderate. Questo banco era quindi pensato per poter funzionare a caldaia pulita come surriscaldatore e a caldaia sporca come economizzatore. Problemi di resistenza e, soprattutto, la constatazione di un sufficiente surriscaldamento del vapore anche con superfici pulite hanno poi suggerito l’utilizzo di tale scambiatore solo come economizzatore. Gli SH sono i surriscaldatori che permettono al vapore il raggiungimento della temperatura di progetto pari a 425°C. L’evaporatore è un banco collegato al corpo cilindrico che permette un maggiore raffreddamento dei fumi prima che questi raggiungano i due economizzatori. I tubi delle pareti di tutta la caldaia, sia nella parte radiativa che convettiva, sono collegati al corpo cilindrico, cedono quindi calore al fluido in transizione di fase; fanno eccezione le pareti degli economizzatori che fungono anch’esse da preriscaldamento dell’acqua alimento. A questo punto è necessario definire la funzione del corpo cilindrico in quanto

esso svolge una funzione fondamentale nei generatori di vapore a circolazione naturale come quelle del Silla 2. Esso, come dice il nome, è un recipiente metallico cilindrico disposto orizzontalmente. Per circa metà del suo volume è riempito d'acqua. Da tale riserva di liquido partono i tubi di caduta che servono a rifornire i collettori, posti nella parte bassa del generatore di vapore. Ai collettori sono collegati idraulicamente tutti gli scambiatori, sostanzialmente tantissimi tubi ad andamento sub-verticale, della caldaia in cui avviene l'evaporazione. In questi tubi, grazie al calore della combustione, parte del liquido vaporizza. La miscela bifase raggiunge nuovamente il corpo cilindrico ove il vapore si separa uscendo dalla parte alta dello stesso.

Il controllo della temperatura del vapore è ottenuto tramite attemperatori che iniettano nel flusso di vapore surriscaldato la quantità di acqua alimento necessaria a riportare la temperatura del vapore alle condizioni desiderate. Gli attemperatori sono tre, detti desurriscaldatori (DSH).

In conclusione si può quindi riassumere il generatore di vapore, lato acqua, con la seguente stringa: ECO1, ECO2, flexiboiler, corpo cilindrico/pareti membranate/evaporatore, SH1, SH2, DSH1a, SH3, DSH1b, SH4, DSH2, SH5.

Il corpo cilindrico è inoltre dotato di uno spurgo atto a smaltire eventuali concentrazioni saline o di silice.

### **2.1.2 Il trattamento fumi**

L'eterogeneità nella composizione chimica dei rifiuti da incenerire porta alla formazioni di una gamma di inquinanti altrettanto diversificata che necessita un particolare abbattimento rispetto ai fumi originati da combustibile noto.

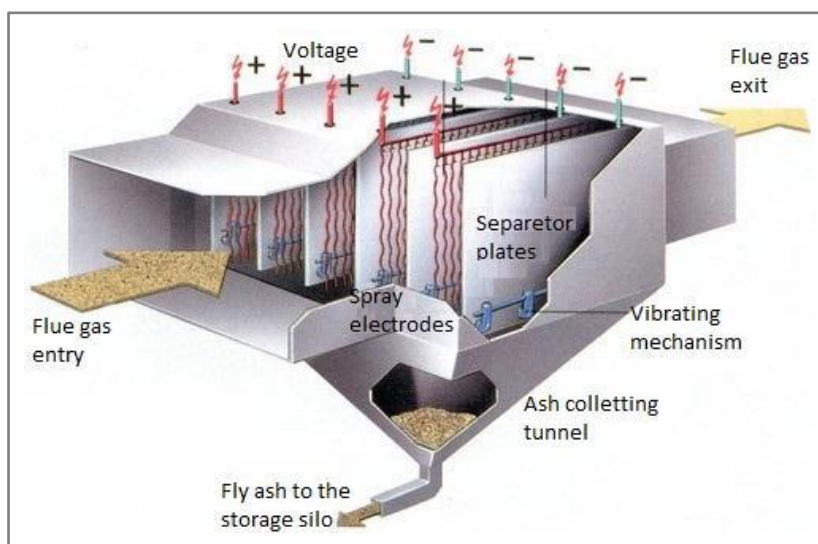
Già dalle caldaie è infatti asportata una notevole quantità di ceneri volanti, sostanzialmente particelle solide generate dalla combustione di varia composizione chimica e granulometria, che si depositano naturalmente sulle superfici di scambio. Al fine di rimuovere tali incrostazioni sono previsti nel secondo e terzo tratto radiante getti di acqua che vaporizza creando onde d'urto tali da favorire il distacco di materiale. Nella parte convettiva sono invece installati strumenti di battitura meccanica che scuotono le tubazioni di scambio. Le ceneri volanti sono quindi raccolte ed espulse per mezzo di tramogge poste al di sotto della caldaia stessa. Quanto detto esemplifica molto bene l'entità delle concentrazioni di inquinanti che caratterizzano la combustione dei rifiuti.

L'impianto di depurazione dei fumi nel termovalorizzatore Silla 2 è del tipo a secco con SCR installato in configurazione tail-end. Il trattamento dei fumi acidi avviene attraverso il processo NEUTREC basato sull'utilizzo di bicarbonato di sodio. L'abbattimento dei metalli pesanti, delle diossine e dei furani presenti avviene attraverso l'iniezione di carbone attivo.

La filtrazione del particolato viene effettuata con un precipitatore elettrostatico ed un filtro a maniche posti in serie. Un denitrificatore catalitico, unitamente alla

combustione a due stadi e al ricircolo dei fumi, completa il processo d'abbattimento degli inquinanti.

I fumi in uscita dalla caldaia, circa 116000 Nm<sup>3</sup>/h alla temperatura di 210°C, vengono quindi primariamente trattati dall'elettrofiltro, vedi fig. 2.6. Il compito di tale dispositivo è quello di rimuovere le ceneri volanti presenti. Il principio di funzionamento dell'elettrofiltro è quello di generare un campo elettrico, mediante corrente continua a 50 kV, che permetta di caricare negativamente le particelle solide in sospensione. Queste, per effetto del campo elettrico, migrano quindi sull'elettrodo positivo dove, dopo essersi scaricate, cadono, con l'ausilio di semplici sistemi meccanici di battitura, verso il basso e si raccolgono in una tramoggia. Il pregio dell'elettrofiltro è quello di rimuovere il 95 % in peso delle ceneri volanti con una buona economia di esercizio, derivata da ridotte perdite di carico dei fumi e dal ridotto consumo del campo elettrico. Le ceneri volanti raccolte sono inviate, assieme a quelle prelevate dalle tramogge sotto caldaia, a due sili di stoccaggio, tramite un sistema di propensione pneumatica.



**Figura 2.6. Rappresentazione semplificata di un precipitatore elettrostatico. (Fonte Vergani)**

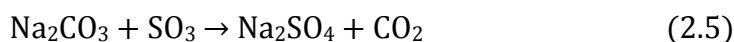
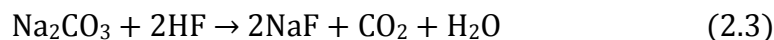
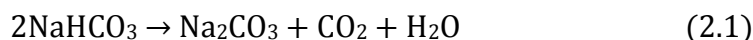
All'uscita dall'elettrofiltro è presente il prelievo del flusso destinato al ricircolo fumi, che, tramite un apposito ventilatore, sarà inviato in camera di combustione.

Successivamente è collocato uno scambiatore, detto ECO E2, che raffredda i fumi preriscaldando l'acqua alimento. L'obiettivo di tale recupero è quello di portare i fumi alla temperatura ottimale, circa 190°C, per le successive reazioni di deacidificazione.

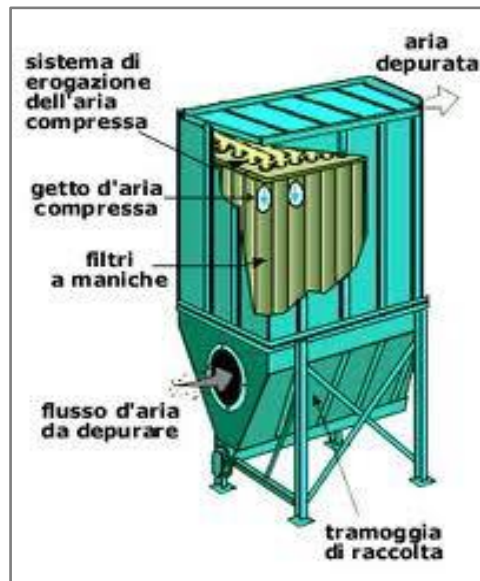
Proseguendo con il flusso dei fumi si incontra un primo ventilatore, detto Booster, che assicura la depressione voluta in camera di combustione, regolata al fine di impedire fuoriuscite di fumo.

I fumi sono quindi spinti in un venturi ove avviene l'immissione dei reagenti: bicarbonato di sodio e carboni attivi. Il bicarbonato di sodio serve per l'abbattimento dell'acido cloridrico e dell'anidride solforosa. Il carbone attivo è invece un adsorbente microporoso, preparato da materie prime vegetali ed attivato generalmente con un processo termico, utilizzato per adsorbire i microinquinanti organo clorurati (diossine/furani) e i metalli pesanti, come mercurio e Cadmio. Lo scopo del venturi è quello di permettere un adeguato miscelamento tra i fumi da purificare e i reagenti immessi. Un'altra variabile che influisce sul rendimento di abbattimento è il tempo di contatto. Esso deve essere sufficiente a far avvenire le reazioni chimiche di deacidificazione. Tale reazioni iniziano nel venturi, continuano nel condotto seguente e terminano nel filtro a maniche, vedi fig. 2.7. Quest'ultimo ha una doppia funzione; da una parte serve ad arrestare tutte le particelle solide sospese nei fumi al fine di raggiungere i valori consentiti dalla legge per lo scarico in atmosfera e dall'altra permette la creazione sulle maniche di uno strato di reagenti, attraverso il quale il fumo è costretto a passare, che lascia il tempo di terminare le reazioni di deacidificazione. Le maniche utilizzate sono in Gore-tex, materiale resistente alle alte temperature presenti.

Le reazioni chimiche che permettono l'abbattimento dei composti acidi sono di seguito riportate nelle equazioni (2.1) – (2.5).



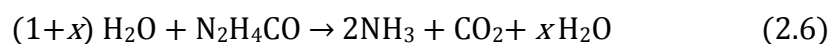
La pulizia delle maniche avviene attraverso un sistema automatico che provvede ad iniettare, in alcune maniche per volta, un getto d'aria compressa in controflusso, tale da permettere il distacco dello strato di polveri presente. Il lavaggio si attiva quando le perdite di carico a cavallo del filtro superano il valore impostato. Le polveri filtrate sono quindi raccolte in tramogge sottostanti al filtro stesso. Esse sono principalmente costituite, come visibile dalle reazioni chimiche mostrate, da composti sodici. Da ciò deriva l'acronimo che le identifica: PSR, prodotti sodici residui. Tale materiale, stoccato in due sili, viene smaltito dall'azienda Solvay, la stessa che si occupa della fornitura del bicarbonato di sodio.



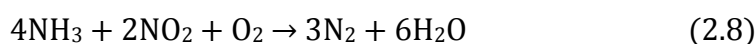
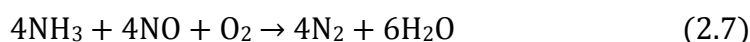
**Figura 2.7. Un filtro a maniche. (Fonte Procida)**

I fumi in uscita dal filtro a maniche sono quindi esenti da polveri in sospensione e privi della loro originale acidità. L'ultimo trattamento previsto è quello di denitrificazione, atto a ridurre la concentrazione di ossidi di azoto. Tale inquinante si sviluppa in fase di combustione quando un gas inerte come l'azoto tende, a causa delle elevate temperature, a diventare reattivo e a legarsi con l'ossigeno presente. Il sistema utilizzato per l'abbattimento prevede di iniettare un mix ammoniacale che reagisce su un catalizzatore costituito da due supporti ceramici additivati posti in serie. Nello specifico i materiali che velocizzano le reazioni sono: biossido di titanio  $TiO_2$  come materiale di base, pentossido di vanadio  $V_2O_5$  e triossido di wolframio  $WO_3$  come componenti attivi specifici.

Il mix ammoniacale deriva da un processo di idrolizzazione dell'urea,  $N_2H_4CO$ , preferita all'ammoniaca per questioni di sicurezza nella gestione e nello stoccaggio. L'urea viene acquistata in soluzione acquosa, il cui contenuto di acqua è pari al 60 % in peso. Tale fluido si trasforma nel mix ammoniacale desiderato tramite evaporazione. Nello specifico l'urea viene pompata in uno scambiatore ove vaporizza grazie all'apporto termico dato da vapore di media pressione prelevato dall'impianto. Il mix ammoniacale sprigionato, secondo l'eq. (2.6), composto da ammoniaca, acqua e anidride carbonica viene quindi iniettato nel sistema di abbattimento. Il pregio dell'urea rispetto all'ammoniaca è quello di essere liquida a pressione ambiente e di avere, anche dopo essere stata vaporizzata, una tossicità limitata ed infiammabilità assente.



Le reazioni di abbattimento degli ossidi di azoto, equazioni (2.7) e (2.8), hanno come obiettivo la trasformazione di tali inquinanti in azoto molecolare. La cinetica di tale abbattimento è fortemente influenzata dalla temperatura operativa del denitrificatore. Infatti una temperatura troppo bassa, inferiore ai 180°C, porta ad una diminuzione della cinetica di reazione con conseguente aumento dello slip ammoniacale ed all'avvelenamento dei catalizzatori ad opera delle condense di sali ammoniacali e del bisolfato d'ammonio. Viceversa una temperatura troppo alta, superiore ai 210°C, porta ad una possibile disattivazione dei catalizzatori o, più in generale, ad una diminuzione della loro vita utile. La temperatura ottimale è mantenuta grazie alla regolazione dello scambiatore posto a valle dell'elettrofiltro, lo stesso che garantisce temperature favorevoli alla deacidificazione. Nel caso in cui la temperatura dei fumi in ingresso al denitrificatore sia troppo bassa, per esempio quando la caldaia è pulita, è previsto un bruciatore, alimentato a metano, inserito nella corrente dei fumi che provvede al loro riscaldamento.



I fumi in uscita dal denitrificatore vengono raffreddati da due scambiatori posti in serie. Il primo, a temperature più elevate, è detto ECO E1 e serve a preriscaldare l'acqua alimento. Il secondo, detto teflonato, scambia calore con il condensato, la sua parzializzazione permette il controllo della temperatura dei fumi allo scarico in atmosfera, attualmente mantenuta a 125°C. I fumi, a questo punto completamente depurati, sono aspirati dal ventilatore, detto ID, ed inviati al camino. La portata degli stessi risulta in questo punto aumentata, rispetto al valore precedentemente indicato in uscita caldaia, e pari a 130000 Nm<sup>3</sup>/h. Tale incremento è da imputare principalmente a rientrate di aria indebita durante il percorso di abbattimento in quanto esso è mantenuto interamente in depressione al fine di evitare fuoriuscite di fumi inquinati all'interno dell'edificio. Inoltre bisogna considerare che solo l'immissione del bicarbonato e dei carboni attivi è accompagnata da un ingresso di aria di 3000 Nm<sup>3</sup>/h. Una rappresentazione schematica della linea di trattamento fumi suddetta è riportata in figura 2.8.

Riguardo il dosaggio dei reagenti il computo delle quantità necessarie è effettuato direttamente dal DCS, a partire dalle misure delle concentrazioni in uscita caldaia. Tramite degli algoritmi preimpostati viene così calcolata l'entità di reagenti necessari. Successivamente vengono confrontate le misurazioni effettuate al camino con le concentrazioni desiderate; eventuali scostamenti vengono corretti variando l'iniezione dei reagenti. Essendo le misure di diossine e metalli pesanti non misurabili in continuo i carboni attivi vengono dosati in quantità costante. I valori di emissioni sono sempre mantenuti notevolmente al di sotto dei limiti di legge, vedi tab. 2.2.



Tabella 2.2. Valori medi di emissioni in atmosfera del termovalorizzatore Silla 2 nel corso dell'anno 2013 e confronto con i limiti di legge. I valori sono riferiti ai fumi secchi all'11 % vol di ossigeno. (Fonte A2a)

Inquinante	Concentrazione media misurata [mg/Nm <sup>3</sup> ]	Limite di legge [mg/Nm <sup>3</sup> ]
<b>Polveri totali</b>	0,16	10
<b>Acido cloridrico</b>	2,17	10
<b>Ossidi di zolfo</b>	0,64	50
<b>Ossidi di azoto</b>	39,13	80
<b>Ammoniaca</b>	0,82	10
<b>Carbonio Organico Totale</b>	0,39	10
<b>Monossido di carbonio</b>	5,91	50

Il sistema di abbattimento degli ossidi di azoto, come detto, si basa sul sistema catalitico con iniezione di mix ammoniacale. È però presente in impianto un ulteriore dispositivo di abbattimento basato sul metodo SNCR, selective non catalytic reduction. Tale sistema sfrutta l'iniezione in camera di combustione di una miscela di acqua e urea al fine di ridurre gli ossidi di azoto; non è quindi previsto, come specificato dall'acronimo che lo definisce, alcun catalizzatore. Questo dispositivo era utilizzato precedentemente all'installazione del sistema catalitico che ovviamente permette un abbattimento migliore; attualmente non è più in funzione.

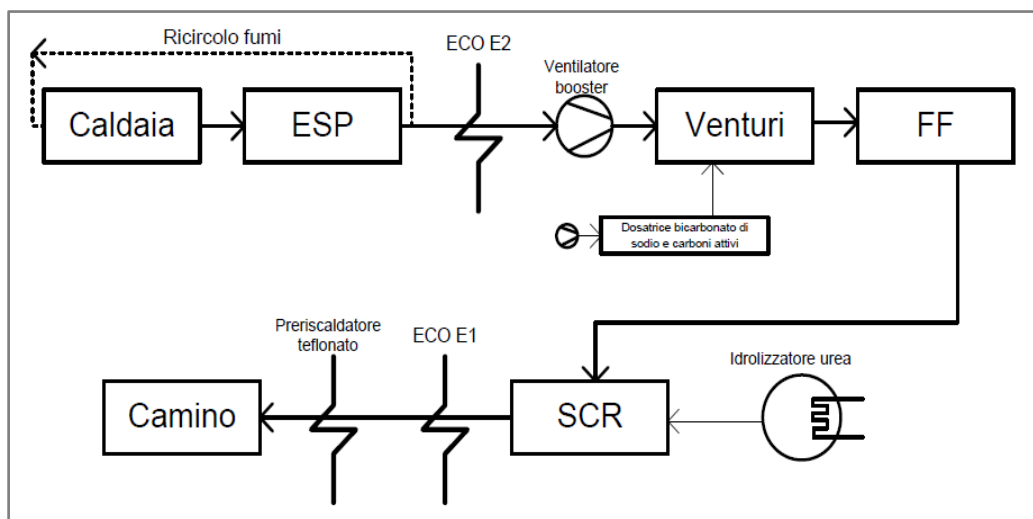


Figura 2.8. Schema di una linea fumi del termovalorizzatore Silla 2. Sono visibili i trattamenti di abbattimento e gli economizzatori esterni alla caldaia.

### 2.1.3 Il ciclo termico

Il ciclo termico del termovalorizzatore Silla 2 si basa sul ciclo Rankine a vapore d'acqua con un surriscaldamento.

Partendo dal vapore prodotto dalle caldaie, in totale 224,1 t/h a 425°C e 52 bar(a), esso è convogliato, a meno di un piccolo spillamento per usi di impianto, alla turbina di alta pressione. Nello specifico gli usi di impianto riguardano dispositivi che necessitano vapore di media pressione a 14 bar(a) e 230°C (attemperato tramite acqua alimento), ricavato tramite riduttrice dal vapore di alta pressione. I dispositivi sono i seguenti:

- preriscaldatori dell'aria secondaria. Servono ad incrementare la temperatura dell'aria secondaria immessa. Le relative condense sono inviate al degasatore;
- preriscaldatori dell'aria primaria, secondo stadio. Hanno lo scopo di aumentare ulteriormente, in quanto già parzialmente scaldata dallo stadio alimentato con vapore di bassa pressione, la temperatura dell'aria primaria. Sono sicuramente il dispositivo che consuma la maggior parte del vapore di media pressione, circa 2,5 t/h. Le relative condense sono inviate al degasatore;
- idrolizzatori. Come già detto la trasformazione dell'urea liquida in mix ammoniacale aeriforme avviene tramite calore fornito dal vapore. Le condense, poche centinaia di kg all'ora sono inviate al condensatore;
- eiettori. Servono per estrarre eventuali incondensabili dal condensatore. Gli eiettori sono alimentati con vapore a 25 bar(a), proveniente da una riduttrice dedicata che utilizza il vapore surriscaldato di alta pressione.

La pressione del vapore in uscita dalle caldaie viene sempre mantenuta costante grazie alla parzializzazione delle quattro valvole di ammissione vapore in turbina di alta pressione. In essa il fluido espande fino a 2,3 bar e a tale pressione viene accolto dal cross-over. In questo punto una parte del vapore viene prelevato per usi interni all'impianto stesso e per soddisfare la richiesta termica del teleriscaldamento. Nello specifico gli usi interni sono i seguenti:

- preriscaldatori aria primaria, primo stadio. Servono ad aumentare la temperatura dell'aria di combustione. Le condense sono inviate al preriscaldatore di bassa pressione;
- preriscaldatore di bassa pressione. È uno scambiatore la cui funzione è quella di incrementare la temperatura del condensato, nonché raccogliere le condense dei preriscaldatori dell'aria primaria. Le condense sono poi aspirate dalle pompe di rilancio condense e inviate ai teflonati;
- degasatore. Oltre ad assolvere la funzione principale di strippaggio dell'ossigeno, è uno scambiatore a miscela.

La quantità di vapore spillata dal cross-over corrisponde, in sola produzione elettrica, a circa 25 t/h.

Il fluido in uscita dalla turbina di alta pressione ha titolo minore dell'unità, ha quindi una percentuale, seppur modesta (inferiore al 5 %), di acqua allo stato liquido al suo interno. La parte del vapore non prelevata dal cross-over viene inviata nella turbina di bassa pressione che provvede ad espanderlo fino alla pressione del condensatore, circa 70 mbar(a). La pressione nel cross-over viene sempre mantenuta costante grazie ad una valvola, detta di estrazione, che regola l'ammissione in turbina di bassa.

Il condensatore è del tipo a fascio tubiero a doppio passo. L'acqua di raffreddamento, pari a 9000 m<sup>3</sup>/h dissipa il calore in atmosfera tramite 9 torri evaporative a circolazione forzata, dotate di ventilatori assiali.

Il condensato viene aspirato dal pozzo caldo del condensatore tramite tre pompe di estrazione condensato che provvedono a spingerlo fino al degasatore. Lungo il tragitto il condensato aumenta di temperatura grazie a numerosi scambiatori di seguito elencati:

- condensatore vapore eiettori. Viene qui condensato il vapore utilizzato per aspirare gli incondensabili, questi ultimi sono espulsi in atmosfera mentre le condense sono inviate al condensatore;
- condensatore vapore tenute. Il sistema delle tenute delle turbine prevede che il vapore venga condensato. L'acqua prodotta viene recuperata al condensatore. L'apporto energetico scambiato da tale condensatore e da quello degli eiettori è comunque minimo. Ne consegue un incremento di temperatura del condensato modesto;
- preriscaldatore di bassa pressione. Le condense dei preriscaldatori dell'aria primaria, a circa 120°C, e il vapore di bassa pressione permettono il riscaldamento del condensato fino a 80°C;
- scambiatore con i fumi teflonato. Tale scambiatore, a flusso parzializzato tramite valvola a tre vie, permette di controllare la temperatura dei fumi al camino.

Le condense in arrivo dagli scambiatori del teleriscaldamento, ad una temperatura di circa 70°C, si innestano sulla linea del condensato a monte dei teflonati.

In definitiva il condensato raggiunge il degasatore ad una temperatura di circa 105°C. A contatto con il vapore di bassa pressione arriva ad una temperatura di 122°C.

Sotto il degasatore trova spazio il serbatoio dell'acqua alimento, della capacità di 70 m<sup>3</sup>, da cui aspirano le tre elettropompe di alimento. Queste tre pompe sono affiancate da una turbopompa la quale preleva l'energia necessaria al suo funzionamento da una piccola turbina calettata sul proprio albero alimentata dal vapore a 52 bar(a) in uscita dalle caldaie. Tale dispositivo ha funzione di emergenza in quanto, anche in caso di black-out, con detta macchina è possibile alimentare egualmente le caldaie.

L'acqua raggiunge così una pressione di circa 85 bar ed una temperatura di 125°C alla quale viene inviata nei sei economizzatori esterni, due in serie per ogni linea. Il primo di tali scambiatori è posto in uscita DeNO<sub>x</sub> mentre il secondo è collocato a valle dell'elettrofiltro ed è regolato per mantenere i fumi alle temperature ottimali alla deacidificazione. L'acqua ha quindi raggiunto, grazie a questi scambi termici, la temperatura di 135°C ed è immessa in caldaia. Una valvola per ogni linea dosa la quantità necessaria al mantenimento del giusto livello nel corpo cilindrico. L'acqua che entra in caldaia segue poi il percorso già descritto al fine di poter tornare alle condizioni di vapore surriscaldato.

Il reintegro del ciclo termico avviene con acqua demineralizzata introdotta nel condensatore.

Una rappresentazione semplificata del ciclo termico del termovalorizzatore Silla 2 è riportata in figura 2.9.

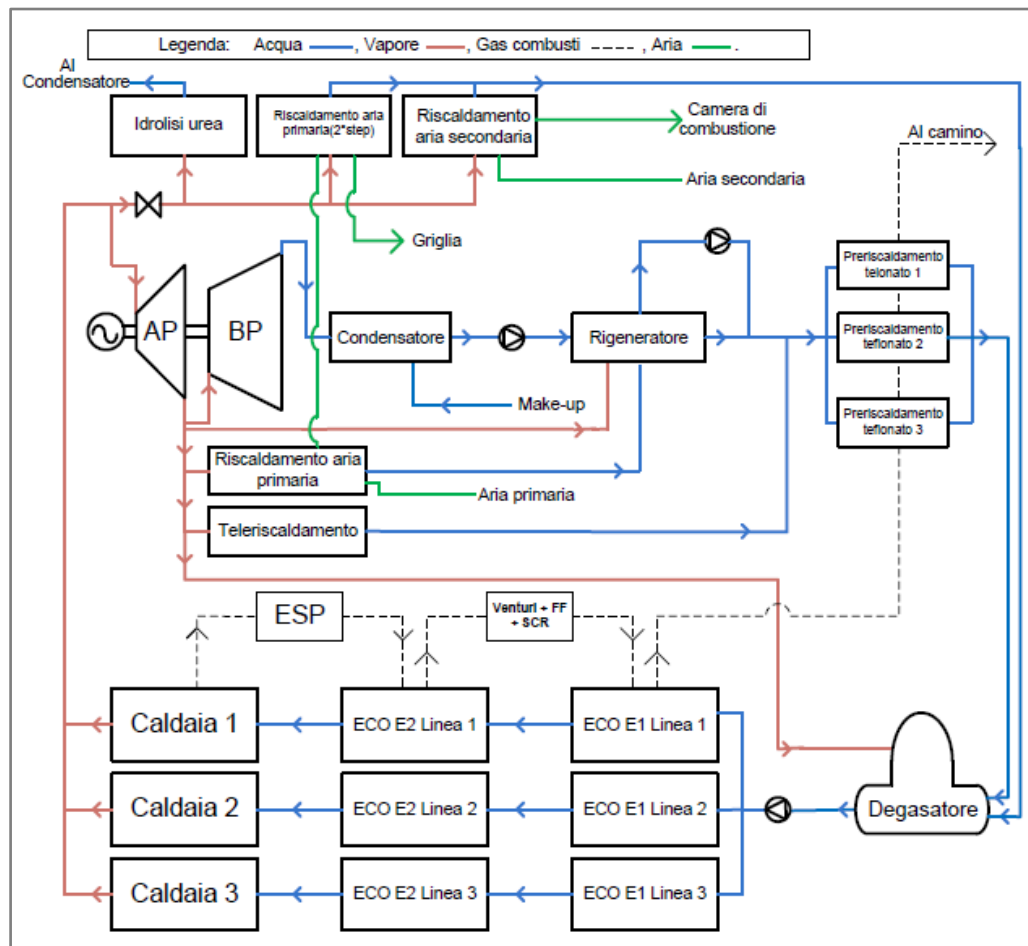
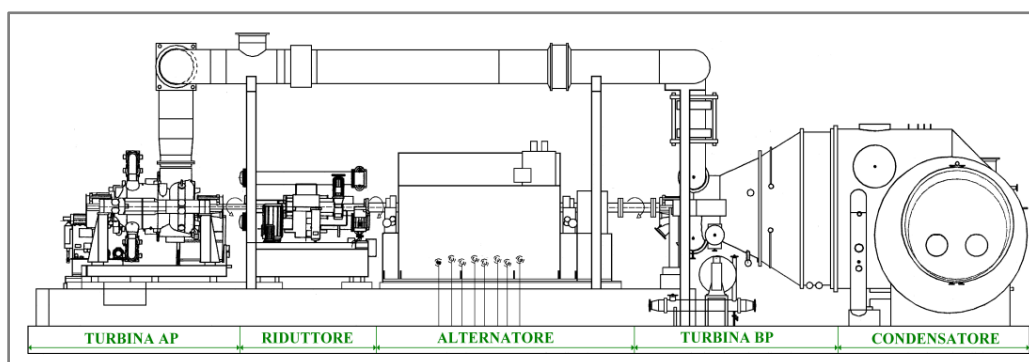


Figura 2.9. Schema del ciclo termico del termovalorizzatore Silla 2.

Riguardo la turbina a vapore, vedi fig. 2.10, essa è di tipo assiale e la potenza complessiva dei due corpi raggiunge i 61 MWe. Il generatore elettrico è collegato rigidamente con il corpo di bassa pressione, rotante a 3000 rpm, mentre un riduttore di giri permette l'interconnessione con la turbina di alta pressione, rotante a 5795 rpm.

Il corpo di alta pressione è composto da 15 stadi a reazione; due delle quattro valvole di ammissione vapore scaricano il fluido a valle del secondo stadio. Tali valvole cominciano a far passare del vapore quando le altre due sono completamente aperte. La turbina di bassa pressione è invece costituita da 5 stadi, anch'essi a reazione.



**Figura 2.10. Rappresentazione del gruppo turbo-alternatore. In alto è possibile vedere la tubazione del cross-over atta a trasportare il vapore scaricato dalla turbina di alta pressione al corpo di bassa pressione. (Fonte Procida)**

L'alternatore è un generatore sincrono trifase a due poli con una potenza apparente di 70 MVA. La tensione di funzionamento è di 15 kV. Dal generatore, l'energia prodotta viene introdotta, tranne la quota necessaria agli ausiliari, nel sistema elettrico nazionale mediante l'allacciamento alla rete di trasmissione ad alta tensione, ovvero a 132 kV.

## **2.2 Scenari futuri**

Il termovalorizzatore Silla 2, dopo quasi quindici anni di attività, si appresta a subire profonde mutazioni impiantistiche.

Nello specifico è in programma per l'anno 2015 l'installazione di un giunto autosincronizzante, detto clutch, sull'albero che collega meccanicamente la turbina di bassa pressione con l'alternatore. Sempre nel 2015 è stabilito l'inizio dei lavori di ripotenziamento del sito, l'obiettivo è di incrementare la potenza in camera di combustione di almeno il 10 %.

Di seguito si riportano brevemente gli interventi previsti ed i risultati attesi da tali modifiche.

### 2.2.1 Il clutch

L'attuale sistema prevede di spillare il vapore di bassa pressione destinato agli scambiatori del teleriscaldamento dal cross-over posto tra lo scarico della turbina di alta pressione e la valvola di ammissione, detta di estrazione, della turbina di bassa pressione. Il vapore si trova in condizioni di saturazione alla pressione di 1,3 bar relativi e temperatura di 125°C. L'ampliamento della rete servita dal termovalorizzatore Silla 2 richiede una crescente quantità di vapore spillato. Come descritto precedentemente, è presente la valvola di estrazione che comanda l'ammissione in turbina di bassa pressione. All'aumentare della quantità di vapore spillato la valvola chiude progressivamente riducendo l'ingresso in turbina così da mantenere costante la pressione nel cross-over. Il vincolo è dato dalla minima portata che bisogna garantire alla turbina di bassa pressione. Infatti quest'ultima, essendo meccanicamente collegata con il corpo di alta pressione, rimane sempre in rotazione ai 3000 giri al minuto nominali. Di conseguenza in caso di basse, al limite nulle, portate di vapore al suo interno le pale del rotore creerebbero attriti fluidodinamici nei confronti dello statore che porterebbero a fenomeni di ventilazione e, più in generale, a dissipazioni di energia meccanica in calore. La conclusione sarebbero alte temperature, tali da compromettere la struttura della turbina stessa. Di conseguenza, per evitare questo inconveniente, si è stabilito un flusso minimo di vapore da garantire alla turbina. Generalmente in letteratura si impongono portate minime per turbine in rotazioni pari a circa il 10 % di quella nominale. Nel caso in oggetto il costruttore ha prescritto un flusso minimo di 30 t/h. Questa quantità di vapore sarà quindi sottratta agli scambiatori del teleriscaldamento con una conseguente minore disponibilità di potenza termica erogata. Inoltre bisogna aggiungere che la turbina alimentata con la minima portata ha un rendimento fluidodinamico pessimo. In conclusione si ha un modestissimo apporto di produzione elettrica dall'espansione delle 30 t/h in oggetto.

Tenuto conto di questi aspetti si è ritenuto opportuno trovare una soluzione che permettesse di aumentare il calore fornito alla rete di teleriscaldamento e, contemporaneamente, aumentare il rendimento globale dell'impianto.

La soluzione è stata identificata nel giunto autosincronizzante che, installato sull'albero di collegamento della turbina di bassa pressione, permetterebbe a quest'ultima di trasferire coppia motrice ma non di assorbirne. Nel caso dunque di assenza di vapore la turbina arresterebbe il suo movimento rotatorio escludendo qualsiasi timore di surriscaldamento.

La configurazione impiantistica necessaria è riportata in figura 2.11.

La valvola di estrazione attuale è la V0; al fine di ottenere un funzionamento regolare nei transitori di arresto ed avviamento della turbina sarebbe necessario predisporre un piccolo by-pass (V3) della stessa così da avere una regolazione più fine che l'attuale valvola, causa il diametro di ben 900 mm, non potrebbe garantire.

La valvola V1 sarebbe invece un by-pass della turbina, che permetterebbe lo scarico del vapore proveniente dal cross-over direttamente nel condensatore, qualora fosse necessario nei transitori o in caso di malfunzionamento della turbina di bassa pressione. È previsto un attemperamento di tale flusso, con acqua proveniente dalle pompe di estrazione condensato, al fine di facilitare lo scambio termico nel condensatore.

La valvola V2 assolve al compito di arrestare il flusso di vapore alla turbina nel caso di blocco di quest'ultima o di forti richieste di calore da parte del teleriscaldamento.

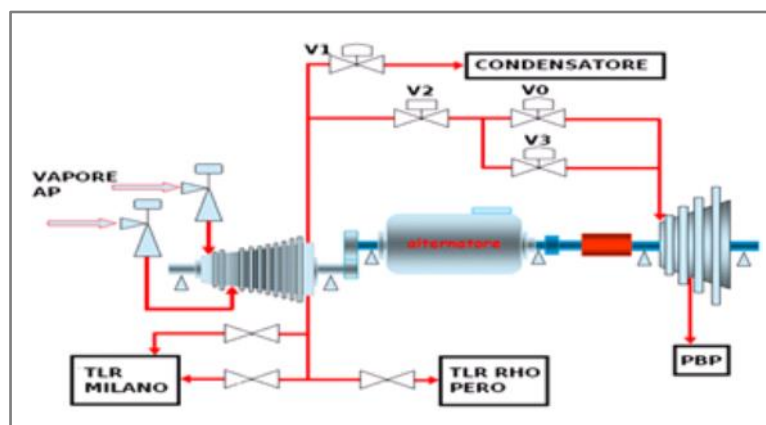


Figura 2.11. Schema del sistema vapore connesso alla turbina dotata di clutch. (Fonte Procida)

In definitiva il clutch mostrato permetterebbe un consistente aumento del calore a disposizione della rete di teleriscaldamento a fronte di una modestissima perdita di energia elettrica prodotta. Anche il rendimento globale dell'impianto avrebbe un sensibile miglioramento. Nello specifico le caratteristiche energetiche correlate a tale modifica verranno mostrate, e confrontate con la soluzione attuale, nel capitolo 5.

### 2.2.2 Il ripotenziamento

A partire dall'estate del 2015 inizieranno i lavori previsti al fine di aumentare la potenzialità del termovalorizzatore Silla 2.

Il desiderio di aumentare la capacità di combustione delle tre linee è stato stimolato, oltre che da motivi ovviamente economici, dalla mutazione della qualità del rifiuto, conseguente all'incremento della raccolta differenziata. Infatti si assiste in questo periodo ad un sensibile aumento della raccolta della frazione umida direttamente presso l'utenza. La conseguenza è l'ascesa del potere calorifico del rifiuto indifferenziato destinato alla termovalorizzazione.

È importante ricordare che le caldaie del Silla 2 hanno il sistema di controllo che regola la combustione al fine di mantenere la portata di vapore di progetto. Un

aumento del potere calorifico dei rifiuti comporta quindi una diminuzione del quantitativo bruciato.

Il principio del ripotenziamento si basa sui due aspetti sopracitati ed ha come obiettivo quello di aumentare la quantità di vapore prodotto senza variare il flusso di rifiuti inceneriti ma incrementando la loro qualità. Con tale presupposto si è ipotizzato di mantenere la camera di combustione attuale e concentrarsi solo sull'incremento del ciclo termico e della linea fumi, ovvero i componenti che non riuscirebbero a smaltire l'aumentata quantità di vapore e di fumi.

Nello specifico vengono di seguito descritti gli interventi previsti, estrapolati da [12]:

- incremento della portata e prevalenza del ventilatore dell'aria primaria e del relativo preriscaldatore;
- incremento della portata e prevalenza del ventilatore di ricircolo fumi;
- inserimento di due ulteriori setti di tubi membranati nel secondo passo fumi, al fine di incrementare lo scambio e non fare aumentare troppo la temperatura di ingresso dei fumi nel canale convettivo. Tali setti saranno collegati lato acqua al corpo cilindrico;
- installazione di dodici moduli di lavaggio per linea, divisi equamente tra i tre tratti radianti, in luogo degli attuali quattro;
- sostituzione dell'attuale venturi con uno di maggiori dimensioni in grado di aumentare i tempi di contatto fumi-reagenti e diminuire le perdite di carico nonostante le maggiori portate dei fumi;
- incremento della dimensione dell'attuale filtro a maniche tramite l'aumento della lunghezza delle stesse e inserimento di un'ulteriore fila nello spazio ricavato vicino alle attuali valvole di uscita;
- installazione di ulteriori due mulini di dosaggio del bicarbonato. Attualmente ne sono previsti uno per linea più uno di riserva, si è ritenuta necessaria la presenza di due mulini per linea;
- modifica degli attuali raccordi dei fumi in ingresso al denitrificatore catalitico con lo scopo di ridurre le perdite di carico. Tale variazione necessita anche dello spostamento dell'attuale cabina di analisi fumi che si troverebbe sul nuovo percorso dei fumi;
- rimozione degli attuali idrolizzatori atti alla preparazione del mix ammoniacale utilizzato nell'SCR. È infatti previsto di alimentare il denitrificatore direttamente con ammoniaca in soluzione acquosa al 25 % in luogo dell'attuale sistema che utilizza urea diluita per la preparazione, tramite idrolizzatori, del mix ammoniacale iniettato. Il serbatoio di ammoniaca sarebbe installato ex-novo lungo la parete ovest del fabbricato;
- sostituzione delle attuali pompe di alimento con altre più performanti dotate di inverter;



- sostituzione dell'attuale turbopompa con una dalle prestazioni maggiori;
- sostituzione delle attuali tre pompe di estrazione condensato con due di maggiori dimensioni dotate di inverter, di cui una di riserva all'altra;
- installazione di una nuova turbina di alta pressione operante in parallelo con quella già presente. Lo scarico di tale turbina avverrà sul cross-over;
- installazione di due nuove torri di raffreddamento ad uso esclusivo del circuito chiuso, lasciando così a quelle attuali il solo compito della condensazione del vapore;
- sostituzione del commutatore sotto carico e degli isolatori di media tensione del trasformatore principale che si troverebbe a dover elevare, alla tensione della rete del gestore, una corrente prossima a quella di targa.

Tali interventi permetteranno un incremento della producibilità di vapore delle tre linee compresa tra il 10 ed il 15 %. A tale proposito bisogna precisare che l'obiettivo del ripotenziamento è di incrementare la potenza termica sviluppata in camera di combustione del 15 %; a tale dato sono state previste tutte le modifiche impiantistiche sopracitate. Si è però consapevoli che detto valore nominale potrà essere raggiunto solo qualora la qualità del rifiuto sia notevolmente migliore rispetto all'attuale. Nei periodi in cui, per esempio per condizioni atmosferiche avverse, il combustibile non sarà ai livelli di progetto realisticamente la potenza erogata sarà inferiore a tale valore anche se mediamente maggiore rispetto ai livelli attuali.

Riguardo le emissioni la regione ha concesso ad A2a di attuare l'intervento proposto a patto che non vi siano incrementi degli inquinanti emessi. Aumentando ovviamente le portate dei fumi scaricati in atmosfera dovranno di conseguenza essere ridotte le concentrazioni degli inquinanti rispetto alle medie odierne.

Analizzando ora aspetti più propriamente energetici, si può ritenere che, presumibilmente, non vi saranno delle mutazioni in termini di rendimento dell'impianto in quanto le condizioni di funzionamento della turbina rimarranno le stesse e sia le perdite che il consumo degli ausiliari dovrebbero aumentare proporzionalmente.

In conclusione il ripotenziamento non apporta apprezzabili miglioramenti dal punto di vista energetico. Il pregio di tale intervento è da trovare, oltre che nelle maggiori potenze elettriche e termiche prodotte, nell'aumento del rifiuto smaltito, o meglio in una non diminuzione anche nel caso di incremento del potere calorifico dello stesso, sfruttando la gran parte dei componenti attuali. La valutazione di tale intervento va quindi condotta considerando maggiormente la politica di smaltimento dei rifiuti cittadina piuttosto che la produzione di energia termica ed elettrica. Sicuramente la possibilità di poter smaltire di più in un sito già esistente, autorizzato e soprattutto già accettato dai residenti rappresenta un aspetto molto attraente, vista anche la notevole opposizione che normalmente

viene fatta dalla popolazione per scoraggiare la costruzione di nuovi impianti di termovalorizzazione.

## 2.3 Il teleriscaldamento

Il termine teleriscaldamento definisce una modalità di trasmissione dell'energia termica atta al riscaldamento e/o alla produzione di acqua calda sanitaria in edifici residenziali, terziari e commerciali. Il sistema prevede di allacciare tali utenze ad una rete di tubazioni interconnesse con una o più centrali di produzione del calore, vedi fig. 2.12. L'obiettivo di questa tecnologia è la rimozione dei sistemi di produzione autonomi dell'energia termica, tipicamente caldaie, con la finalità sia di ridurre le emissioni inquinanti che di razionalizzare l'utilizzo del combustibile.

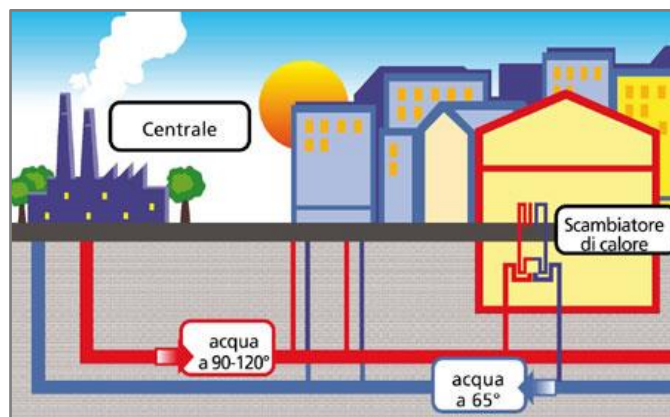


Figura 2.12. Schema di un sistema di teleriscaldamento.

### 2.3.1 Contesto e tecnologie

In Italia la domanda di energia per riscaldamento e raffrescamento rappresenta, come riportato dall'AGCM, autorità garante della concorrenza e del mercato [13], il 45 % dei consumi finali di energia. Circa il 5 % della domanda di calore è attualmente soddisfatta attraverso il teleriscaldamento. Un incremento dell'efficienza dei sistemi legati al benessere ambientale comporta quindi sensibili vantaggi per il sistema paese.

Il passaggio dalla produzione di calore distribuita a quella centralizzata tramite reti di teleriscaldamento apporta diversi vantaggi:

- azzeramento delle emissioni inquinanti nei centri urbani;
- possibilità di un uso più razionale dell'energia del combustibile, per esempio tramite la cogenerazione;
- maggiore rendimento delle macchine di produzione dell'energia termica di più grossa taglia;

- possibilità di utilizzo di combustibili meno pregiati, o comunque più convenienti al sistema paese;
- maggior controllo delle emissioni inquinanti in pochi grossi impianti;
- possibilità di utilizzo di fonti alternative. Per esempio calore di scarto da processi industriali, geotermia, biomasse, calore da termovalorizzatori;
- maggiore sicurezza per l'utente in quanto si eliminano combustibili e i relativi apparecchi dalle abitazioni;
- minori manutenzioni e controlli da parte dell'utente. La centrale termica si riduce infatti a un semplice scambiatore.

Gli svantaggi legati al teleriscaldamento sono invece i seguenti:

- perdite di calore nella rete di distribuzione;
- consumi degli ausiliari di pompaggio, rilevanti se le utenze sono molto distanti dalle centrali di produzione;
- necessità di produrre fluidi ad elevata temperatura con il conseguente decadimento del rendimento delle macchine di produzione;
- sostanziale monopolio del fornitore del calore.

La rete di distribuzione del calore è costituita da una doppia tubazione metallica, andata e ritorno, coibentata con prodotti isolanti e protetta da un rivestimento in materiale plastico, come mostrato in figura 2.13. Le sottocentrali di scambio poste all'utenza sono invece composte da uno scambiatore a piastre, da una valvola di regolazione che parzializza il flusso dell'acqua del teleriscaldamento e dal sistema di misura dell'energia erogata. Sono inoltre presenti tutti quei dispositivi necessari al funzionamento dell'impianto dell'utente, tra cui: pompa di circolazione, vaso di espansione e valvola di sicurezza. Una rappresentazione di una tipica sezione di scambio è mostrata in figura 2.14.



**Figura 2.13. Posa di tubazioni del teleriscaldamento. (Fonte ASM)**

Le temperature di esercizio sono variabili da rete a rete; si possono classificare però gli impianti secondo due tipologie differenti: impianti ad acqua calda ed

impianti ad acqua surriscaldata. I primi hanno temperature di mandata inferiori ai 100°C, valori tipici sono 90°C in mandata con ritorno in centrale a circa 60°C. I secondi invece scaldano l'acqua fino a circa 120°C, le condizioni del ritorno rimangono pressoché invariate. Il vantaggio del secondo sistema è ovviamente la minor portata in circolazione che a parità di potenza erogata viene dimezzata. Ne beneficiano i consumi di pompaggio e, soprattutto, i costi di investimento della rete, proporzionali alla dimensione dei tubi. L'utilizzo di acqua surriscaldata è quindi la soluzione preferita in caso di reti molto estese.



**Figura 2.14. Esempio di sottocentrale con scambiatore installata alle utenze. (Fonte Amarc)**

L'avvento degli impianti di teleriscaldamento in Italia risale agli anni '30, ovvero quando sono stati realizzati a servizio dei primi quartieri popolari dotati di riscaldamento nelle città del nord del paese. A quell'epoca non erano certo motivazioni ambientali o energetiche a supportare tali iniziative ma più semplicemente la giustificazione era di tipo organizzativo. Infatti il combustibile utilizzato era il carbone; di conseguenza motivazioni legate alla sua distribuzione nonché alla regolazione, ovviamente manuale, dei sistemi di combustione faceva propendere verso grosse centrali termiche di quartiere. Una situazione simile ha contribuito nel secondo dopoguerra allo sviluppo di ulteriori reti a servizio dei grandi quartieri operai di quei tempi. Nello specifico si preferiva realizzare una grossa centrale termica alimentata a olio combustibile piuttosto che dotare ogni condominio di una caldaia a gasolio. L'olio combustibile era infatti molto più economico, anche se richiedeva, per le sue caratteristiche, una manutenzione molto più gravosa gestibile solo in pochi impianti presidiati da personale addetto. A tal proposito si ricorda, come riportato in [14], che un impianto cogenerativo sperimentale era sorto nei primi anni '50 a servizio della rete di teleriscaldamento del quartiere Comasina di Milano. La tecnologia adottata era un ciclo Rankine con turbina in contropressione. Le prime reti di teleriscaldamento vere e proprie arrivano in Italia negli anni '70. La differenza sostanziale risiede nell'erogazione del

servizio alla collettività, rispetto ai precedenti casi ove invece le reti, ovviamente private, trasportavano il calore ai palazzi di un unico quartiere. In altre parole si pone il teleriscaldamento a servizio della città con la possibilità per qualsiasi utente di poter allacciarsi alla rete, semplicemente pagando alla società che lo gestisce, in genere municipalizzata, l'effettivo quantitativo di calore prelevato. Il primato spetta a Reggio Emilia che già nel 1971 inaugurava un piccolo tratto. L'anno seguente entrava in servizio la rete di Brescia. La città lombarda è diventata oggi uno dei simboli del teleriscaldamento; grazie alla sua rete, alimentata dal termovalorizzatore e da una centrale di cogenerazione, distribuisce infatti il calore al 70 % degli edifici cittadini, come indicato dalla stessa A2a. A Milano invece il teleriscaldamento è arrivato soltanto negli anni '90 quando l'AEM, la municipalizzata dell'energia, cominciò a predisporre centrali di cogenerazioni inizialmente a servizio delle vecchie reti di quartiere. Successivamente il servizio si è espanso ed ha l'obiettivo di interconnettere tutte le centrali esistenti.

Il teleriscaldamento ha subito negli ultimi decenni un grandioso incremento in tutto il nord Italia, vedi fig. 2.15. La motivazione di ciò è da riscontrare in una maggiore attenzione ai temi energetici/ambientali e, soprattutto, nelle politiche nazionali che incentivano tale soluzione. Come si evince dall'ENEA, ente per le nuove tecnologie, l'energia e l'ambiente [15], il 97 % della volumetria teleriscaldata in Italia è situata in cinque regioni: Lombardia, Piemonte, Emilia Romagna, Veneto e Trentino Alto Adige; di queste le prime due coprono da sole il 70 %. La quantificazione della volumetria teleriscaldata premia ovviamente le regioni più grandi. Un indice più rappresentativo è la volumetria teleriscaldata specifica per abitante. L'AIRU, Associazione italiana riscaldamento urbano [16], premia, riferendosi a tale indicatore, la regione Piemonte (16,7 m<sup>3</sup> per abitante), cui seguono il Trentino Alto Adige, la Lombardia, la Valle d'Aosta ed infine l'Emilia Romagna con 9,5 m<sup>3</sup>/abitante.

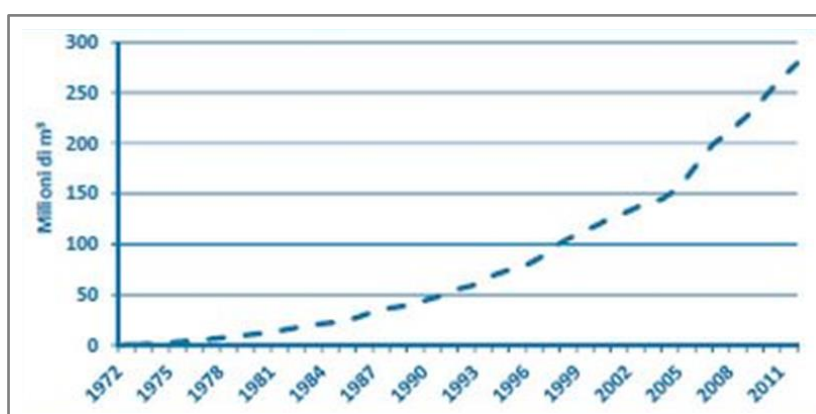
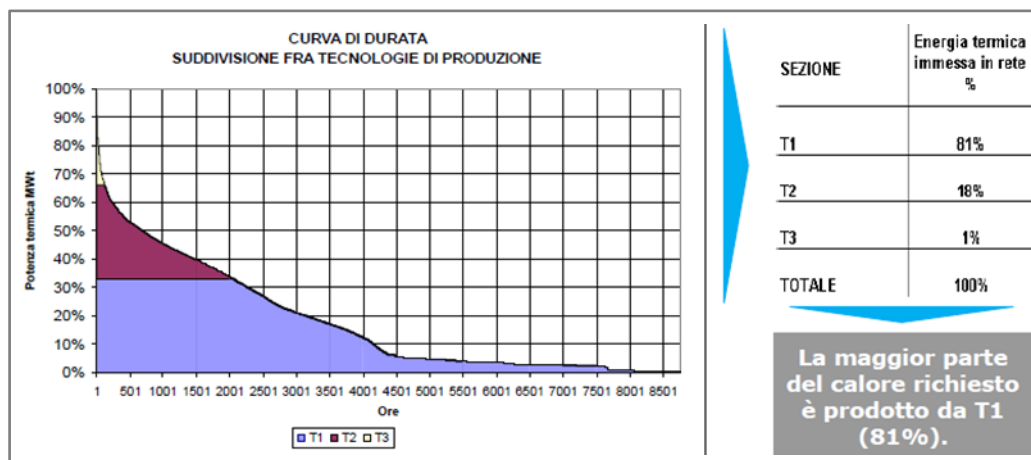


Figura 2.15. Andamento della volumetria teleriscaldata in Italia dal 1972 ad oggi. (Fonte AIRU [16])

Un altro grande vantaggio degli impianti di teleriscaldamento, soprattutto quelli più estesi, consiste nella capacità di sfasare le richieste termiche. Infatti è ipotizzabile che le utenze allacciate abbiano una curva di carico giornaliera tra loro differente. Questo permette di avere delle punte di richiesta di energia sensibilmente minori rispetto alla semplice somma delle potenze nominali allacciate. Inoltre l'inerzia della rete stessa aiuta a sfasare i carichi. Per diminuire ulteriormente i picchi di carico che gravano sulla regolazione dei sistemi di produzione alcuni impianti sono dotati di accumuli di acqua calda che vengono riscaldati durante la notte per poter essere disponibili nelle prime ore del mattino, quando si devono mandare a regime le utenze.

Tali caratteristiche delle reti di teleriscaldamento hanno permesso di ottimizzare le centrali di produzione dell'energia termica in modo da sfruttare differenti tecnologie. Per esempio si utilizzano primariamente i recuperi da processi industriali o da termovalorizzatori. Qualora questi non siano sufficienti si avviano cogeneratori e/o pompe di calore mentre i picchi di carico sono coperti da caldaie. Come mostrato in uno studio di A2a [17], vedi fig. 2.16, le tecnologie di base, supposte in grado di erogare il 33 % del carico di picco, forniscono durante l'anno l'81 % del calore richiesto. È ovvio quindi che per la produzione di base è lecito aspettarsi recuperi termici o comunque tecnologie di produzione estremamente efficienti.



**Figura 2.16. Utilizzo durante l'anno di tre differenti sistemi di generazioni di egual potenza in una tipica rete di teleriscaldamento. (Fonte A2a [17])**

Tipicamente la cogenerazione è una tecnologia ampiamente sfruttata dalle centrali di teleriscaldamento. La generazione combinata di energia elettrica e calore, cogenerazione appunto, permette un maggior sfruttamento dell'energia contenuta nel combustibile rispetto alla generazione disgiunta dei due vettori energetici. Normalmente infatti la produzione di energia elettrica avviene attraverso un ciclo termodinamico, il quale dissipa una notevole quantità di calore in atmosfera. Potendo invece riversare tale calore in una rete di

teleriscaldamento si incrementa sensibilmente il rendimento globale. D'altronde utilizzare, come diffuso in Italia, gas metano in caldaie individuali per produrre acqua calda a 70°C comporta un grave spreco a livello termodinamico. Il rendimento exergetico di tali apparecchi è infatti limitato, come indicato da Pedrocchi [18], a valori inferiori al 20 %.

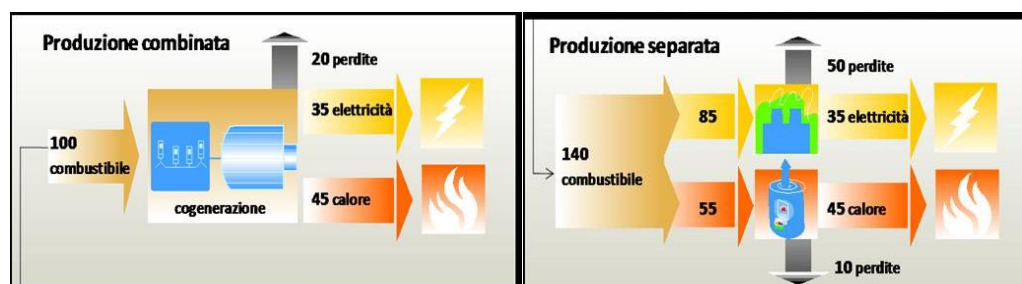


Figura 2.17. Utilizzo dell'energia primaria con generazione combinata o separata. (Fonte ACEA)

La figura 2.17 mostra chiaramente i vantaggi della cogenerazione in termini di energia primaria risparmiata, a cui sono proporzionali le emissioni prodotte. Come è possibile constatare la differenza in termini di utilizzo di energia primaria ammonta, nel caso riportato al 40 %.

Tabella 2.3. Capacità di generazione installata al 31/12/2011 per tecnologia. (Fonte AIRU [16])

	Elettrica [MW <sub>e</sub> ]	Termica [MW <sub>t</sub> ]
Impianti di cogenerazione dedicati	772	1031
Centrali Termoelettriche	/	1065
Termovalorizzatori RSU	/	392
Impianti a biomassa, sola combustione	/	197
Impianti a biomassa cogenerativi	33,3	67
Fonte geotermica	/	41
Recupero da processo industriale	/	10,6
Pompe di calore	/	20,3
Caldaie di integrazione e riserva	/	4115
Totale	805	6940

Dopo aver analizzato i vantaggi del teleriscaldamento e gli aspetti tecnici correlati si vogliono ora mostrare alcuni dati riferiti agli impianti utilizzati nelle circa 200 reti in servizio nel paese. Va detto che una novantina di tali reti si trovano in località montane e sono costituiti da piccole centrali a biomassa. Lo sfruttamento di tale risorsa, praticamente inesistente fino ad un decennio fa, ha avuto un notevole sviluppo, soprattutto per l'alimentazione di piccole reti create in prossimità di zone boschive o impianti di lavorazione del legno.

**Tabella 2.4. Energia termica prodotta per tipologia di impianto nell'anno 2011. (Fonte AIRU [16])**

	Energia termica prodotta [GWh <sub>t</sub> ]	%
Cogenerazione fossile (centrali dedicate e termoelettriche)	4361,6	50,5
Caldaie a combustibili fossili	2277	26,3
Fonti rinnovabili (biomasse, recupero da processi industriali, rifiuti)	1974	22,8
Pompe di calore	32,4	0,4
Totale	8645	100

La tabella 2.3 mostra la potenza elettrica e termica installata nelle centrali a servizio di reti di teleriscaldamento. La tabella 2.4 presenta invece l'energia termica immessa nella rete dai medesimi impianti. È facile notare quanto spiegato precedentemente riguardo il carico di base e quello di picco. Infatti gli impianti di cogenerazione rappresentano circa il 30 % della potenza installata ma forniscono la metà del calore. Al contrario le caldaie di integrazione a fronte di una potenza installata pari al 60 % hanno prodotto solo un quarto dell'energia totale.

### **2.3.2 La rete servita dal Silla 2: descrizione e prospettive**

Il termovalorizzatore Silla 2 di Milano utilizza i rifiuti sia per produrre energia elettrica che per fornire calore alle utenze allacciate alla propria rete di teleriscaldamento. Il trasporto del calore avviene tramite doppia tubazione isolata che permette all'acqua surriscaldata di raggiungere le utenze. I quartieri serviti sono ubicati principalmente nel comune di Milano: Gallaratese, Lampugnano e S. Siro. Inoltre sono teleriscaldati alcuni edifici del comune di Pero, la Fiera di Milano e la frazione Mazzo nel comune di Rho. Il servizio è disponibile tutto l'anno, permette quindi alle utenze allacciate di poter sfruttare il sistema anche per la produzione di acqua calda sanitaria.

L'impianto presente presso il sito Silla 2 sfrutta, per la produzione del calore, il vapore saturo spillato dalla turbina a 1,3 bar relativi, cui corrisponde una temperatura di 125°C. La configurazione adottata prevede l'adozione dei seguenti apparecchi:

- scambiatori di calore. Tre in parallelo a fascio tubiero di cui due dalla potenza di 40 MW e uno da 50 MW. Sono dotati di sottoraffreddatore integrato così da espellere la condensa a circa 5°C in più rispetto alla temperatura dell'acqua di ritorno dalla rete;



- pompe di circolazione. In numero di cinque direttamente calettate ad altrettanti motori elettrici asincroni da 250 kW controllati tramite inverter. La portata nominale è di 535 m<sup>3</sup>/h ciascuna con una prevalenza di 9 bar;
- sistema di pressurizzazione. È composto da un vaso pressurizzato che permette l'espansione del fluido durante le fasi di incremento del volume causato dall'aumento della temperatura. Il cuscino di azoto che occupa circa metà del vaso è eventualmente reintegrato grazie ad uno stock di bombole dedicato. L'acqua di reintegro è invece pompata tramite due pompe che la prelevano da un serbatoio atmosferico, a sua volta alimentato dalla medesima acqua demineralizzata prodotta per il ciclo termico del termovalorizzatore;
- sistema di rilancio condense. È costituito da un serbatoio atmosferico nel quale confluiscono le condense del vapore prodotte dai tre scambiatori. Tre pompe a giri fissi permettono di inviare le condense, regolate tramite una valvola, al ciclo termico del termovalorizzatore;
- caldaia di integrazione. È presente nel sito una caldaia funzionante a gas metano da 50 MW. La caldaia, un generatore di vapore a tubi d'acqua, produce vapore surriscaldato a 12 bar e 250°C. Una riduttrice con attemperamento porta tale fluido alle stesse condizioni del vapore proveniente dall'impianto, 1,3 bar e 125°C, al fine di poter servire i medesimi scambiatori. La funzione di questa caldaia è quella di garantire l'erogazione della potenza termica contrattuale anche in caso di avaria di una linea di termovalorizzazione.

Nello specifico l'acqua di ritorno dalla rete di distribuzione, a seguito di un filtro protettivo, viene inviata ai tre scambiatori. Dopo averli attraversati, lato tubi, ed aver quindi raggiunto la temperatura desiderata il fluido raggiunge il collettore di aspirazione delle cinque pompe. Quindi l'acqua, riscaldata e pressurizzata, è indirizzata alle utenze. Il sistema di pressurizzazione è interconnesso con l'uscita del fluido dagli scambiatori.

Riguardo le utenze esse sono tutte idraulicamente disconnesse tramite scambiatori a piastre. La potenza termica erogata è regolata tramite valvole a due vie poste sull'adduzione dell'acqua surriscaldata. Di conseguenza il sistema prevede una portata variabile sulla rete di distribuzione primaria.

Si vuole ora analizzare la modalità di gestione e regolazione di tale impianto.

La prima necessità di un impianto di teleriscaldamento è quella di garantire disponibilità di acqua a tutte le utenze. La regolazione del sistema di pompaggio riveste quindi un ruolo importante. Le pompe installate presso Silla 2 sono regolate al fine di mantenere a bocca di centrale una differenza di pressione imposta, calcolata, con un buon coefficiente di sicurezza, in modo tale da permettere di vincere le perdite di carico dell'intera rete. Un sistema più efficiente, previsto per il futuro, è quello di regolare in base ad un segnale di

differenza di pressione tra mandata e ritorno posto nel punto più lontano della rete e non a bocca di centrale. In tal modo, conoscendo il  $\Delta P$  necessario alle utenze, è possibile conseguire dei risparmi energetici in quanto si evita di pompare ad una pressione cautelativamente maggiore di quella strettamente necessaria e, soprattutto, viene sfruttato il beneficio delle ridotte perdite di carico durante i periodi di scarso prelievo, a cui sono proporzionali ridotte perdite di carico. L'inserzione delle pompe avviene in sequenza in base alla portata in circolazione.

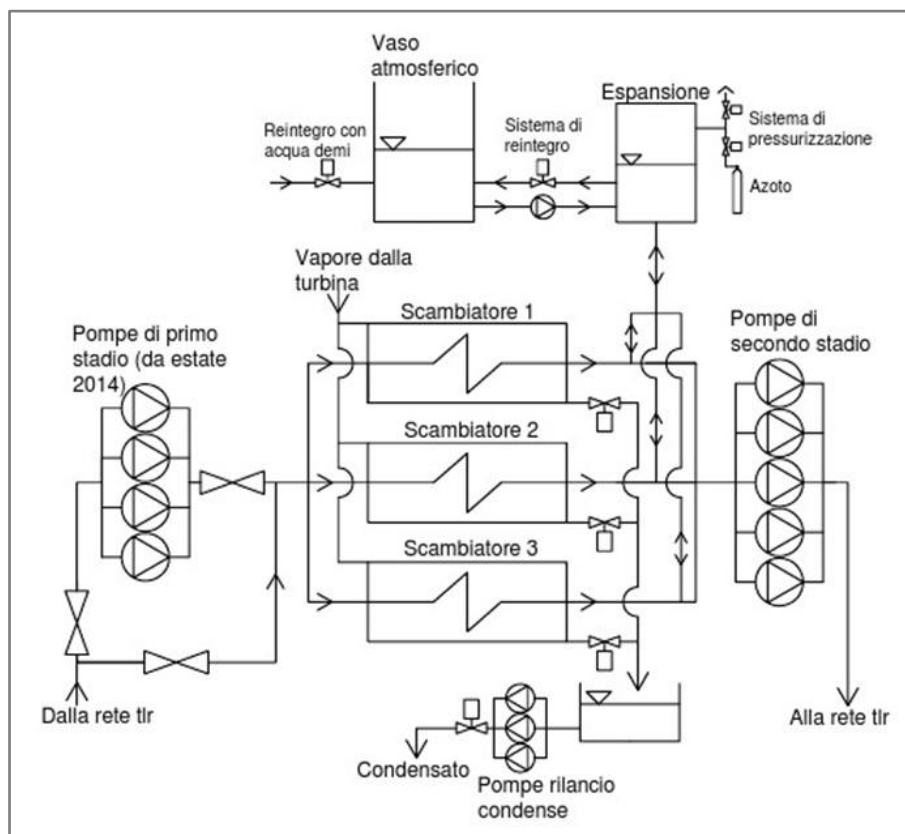
La regolazione della temperatura di mandata avviene invece tramite la variazione del livello delle condense nei tre scambiatori. Questi ultimi hanno l'ingresso del vapore collocato nella parte alta; la condensazione avviene nel mantello ove il vapore cede calore all'acqua circolante nei tubi. La condensa prodotta si accumula nella parte bassa ed è poi espulsa tramite una valvola regolatrice che ne consente l'invio al serbatoio di raccolta condense. Il livello delle condense mantenuto negli scambiatori sancisce la quantità di tubi, e quindi la superficie di scambio, in contatto con il vapore. In altre parole grazie alla regolazione del livello è possibile variare la potenza termica scambiata e, di conseguenza, la temperatura dell'acqua inviata alle utenze.

Le condense raccolte nell'apposito serbatoio sono poi pompate nuovamente al ciclo termico dell'impianto. La valvola di regolazione posta sulla mandata delle tre pompe parzializza il flusso al fine di mantenere costante il livello nel serbatoio. Normalmente è in servizio una sola pompa di rilancio, quando la portata supera le 100 t/h ne viene avviata una seconda.

Il sistema di pressurizzazione e reintegro ha un ruolo fondamentale in quanto permette il mantenimento della giusta pressione in tutta la rete. Pressioni troppo elevate sono pericolose per l'integrità delle tubazioni, viceversa pressioni modeste possono provocare fastidiose vaporizzazioni e/o cavitazione nelle pompe di circolazione. Il sistema di pressurizzazione è, come detto, interconnesso alla rete all'uscita dei tre scambiatori, mantiene quindi la pressione desiderata in aspirazione alle pompe di circolazione. La regolazione del sistema viene effettuata tramite il controllo di due variabili all'interno del vaso di pressurizzazione. Quest'ultimo viene mantenuto per circa metà della sua altezza pieno d'acqua mentre la parte superiore è caricata di azoto. Le variabili prese in considerazione sono la pressione e il livello dell'acqua. Riguardo la pressione essa viene regolata al valore desiderato immettendo azoto nel caso di valori bassi o scaricandone in atmosfera nel caso di misure eccessive. Il livello è invece mantenuto grazie all'immissione/scarico di acqua rispettivamente nel caso di valori di basso/alto livello. In figura 2.18 è riportato lo schema della centrale di teleriscaldamento descritta.

Il vapore prodotto dal termovalorizzatore alimenta anche una seconda centrale di scambio termico. Concettualmente identica a quella sopradescritta è composta da un solo scambiatore da 50 MW e da tre pompe di circolazione. Tale centrale in futuro servirà la rete che si estende nei comuni di Pero, Rho e quindi anche il

polo fieristico. Attualmente sia tale rete che quella milanese sono servite dalla centrale principale, delegando a tale scambiatore il solo compito di riserva di emergenza.



**Figura 2.18.** Rappresentazione della centrale di teleriscaldamento annessa al termovalorizzatore Silla 2.

Il calore erogato dal termovalorizzatore Silla 2 ha due grandi vantaggi:

- la sua produzione non comporta emissioni aggiuntive, a tutto vantaggio della qualità dell'aria milanese;
- in termini energetici ogni  $MW_e$  in meno prodotto dalla turbina del sito vengono resi disponibili alla rete di teleriscaldamento circa  $5,5 MW_t$ . La produzione di calore effettuata con tale sistema si rivela quindi efficiente ed economicamente vantaggiosa.

A causa dei suddetti motivi l'obiettivo di A2a è quello di sfruttare il più possibile il calore messo a disposizione dal termovalorizzatore. In quest'ottica è prevista nell'estate 2014 l'interconnessione della rete di teleriscaldamento del Silla 2 con quella di Famagosta, una centrale di cogenerazione posta nella periferia meridionale del capoluogo lombardo. L'idea è quella di utilizzare il calore dei rifiuti per soddisfare il carico di base ed avviare i sistemi di

produzione della centrale di Famagosta per sopperire alle richieste di picco. In tale ottica è necessario disporre di una prevalenza maggiore a disposizione della rete per far fronte alle ingenti perdite di carico di una rete così estesa. Inoltre essendo la centrale di Famagosta, e la relativa rete, ad una quota geodetica più bassa rispetto l'impianto Silla 2 si devono limitare le pressioni di mandata di quest'ultimo per non oltrepassare i limiti delle tubazioni. La soluzione escogitata prevede l'installazione di ulteriori quattro pompe, dette di primo stadio, nella centrale di Silla 2. Tali macchine saranno collocate a monte degli scambiatori esistenti e saranno quindi in serie all'attuale sistema di pompaggio. Così facendo si avrà a disposizione a bocca di centrale una pressione differenziale, tra mandata e ritorno, sensibilmente superiore senza però aumentare le pressioni di mandata. La regolazione del sistema di pompaggio così composto è ancora oggetto di studio.

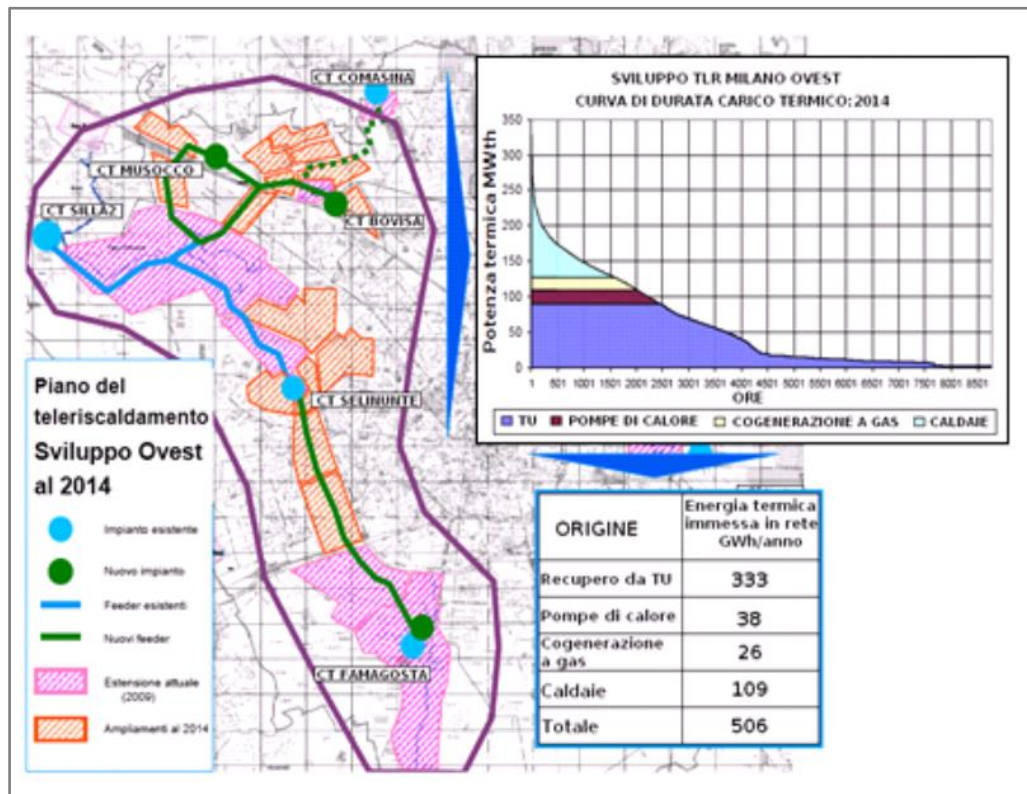


Figura 2.19. Piano di sviluppo del teleriscaldamento nella città di Milano, l'obiettivo è quello di allacciare reti nuove e già esistenti al termovalorizzatore Silla 2 così da massimizzarne lo sfruttamento termico. (Fonte A2a [17])

In figura 2.19 sono riportate le tubazioni che A2a sta posando per l'interconnessione delle due centrali. È inoltre prevista l'installazione di nuove reti che permetterebbero l'incremento delle utenze servite. Nella stessa

immagine sono mostrate le quantità di calore che si ha l'obiettivo di erogare con le diverse tecnologie disponibili sulla rete. Come si vede è previsto di ottenere 333 GWh di calore all'anno solo dal termovalorizzatore contro i 219 GWh erogati nel corso del 2013.



## Capitolo 3

# La condensazione dei fumi come strumento per l'incremento dell'efficienza dei termovalorizzatori: il caso dell'impianto Silla 2

La condensazione dei fumi è un processo che prevede di abbassare la temperatura dei fumi, in questo caso delle caldaie del termovalorizzatore, al di sotto del punto di rugiada, in modo da portare allo stato liquido parte dell'umidità in essi presente. Lo scopo di tale trattamento è quello di recuperare dell'energia normalmente dispersa; questo calore è legato sia all'abbassamento di temperatura dei fumi espulsi che al calore latente di condensazione del vapor d'acqua in essi contenuto.

In altre parole, si può intuire che le perdite al camino sono proporzionali alla temperatura di espulsione dei fumi, una diminuzione di tale variabile aumenta ovviamente il rendimento di caldaia; è però necessario in questo caso considerare anche la presenza di acqua allo stato gassoso presente nei fumi. La sua condensazione porta ad un notevole rilascio di energia, quantificabile ricorrendo al calore latente di condensazione approssimabile a 2400 kJ/kg.

A questo proposito, si distinguono due differenti poteri calorifici, quello inferiore e quello superiore: il primo, comunemente utilizzato, è la quantità di calore estraibile bruciando un'unità di combustibile e riportando i fumi alla temperatura ambiente considerando l'umidità presente in essi allo stato gassoso, il secondo prevede la condensazione di tale umidità ed è perciò maggiore tanto più vi è umidità nei fumi.

La tecnica della condensazione è ormai una realtà consolidata nel campo delle caldaie per riscaldamento a gas metano; funzionando con un impianto a bassa temperatura riescono a portare i fumi al di sotto del punto di rugiada (59°C con gas metano e combustione stechiometrica) e sfruttare quindi parte del calore latente che nel caso del metano è l'11 %.

È questo il motivo per cui le caldaie a condensazione hanno rendimenti che superano l'unità: per uniformità con gli altri prodotti ci si continua a riferire al potere calorifico inferiore, per cui si potrebbe arrivare nel caso teorico di raffreddamento completo dei gas combustibili e conseguente totale condensazione dell'umidità in essi contenuta ad un rendimento del 111 %.

Tornando al caso delle caldaie alimentate a RSU del Silla 2 analizzando tre fattori è facile comprendere come il potenziale sia elevatissimo: la temperatura

attuale di scarico in atmosfera è 125°C, la percentuale di umidità sfiora il 20 %, la quantità di fumi è significativa (in totale quasi 400000 Nm<sup>3</sup>/h).

Fino ad oggi sono pochi gli impianti di produzione di energia elettrica, a prescindere dal loro combustibile, che adottano la tecnologia della condensazione, in quanto, se l'obiettivo è solo quello della produzione di energia meccanica in una turbina, il calore recuperabile a bassa temperatura non ha nessuna utilità.

Nel caso del Silla 2, tuttavia, va considerato che l'impianto è collegato ad una rete di teleriscaldamento in forte espansione che beneficerebbe di un incremento dell'energia termica erogabile dall'impianto.

I dati di progetto della rete di teleriscaldamento che prevedono una temperatura di ritorno del fluido in centrale di 65°C limitano la possibilità di recupero diretto ad un esiguo raffreddamento dei fumi, in quanto il punto di rugiada dei fumi è di poco inferiore ai 60°C.

È quindi necessario, se si vuole sfruttare appieno questa risorsa finora poco considerata avere un utilizzatore a relativamente bassa temperatura.

La soluzione è l'installazione di pompe di calore le quali, tramite un ciclo termodinamico, riescono, con un piccolo quantitativo di energia pregiata (in genere elettrica), a 'pompare' il calore a bassa temperatura recuperato dai fumi fino alle temperature richieste dalla rete di teleriscaldamento.

Le pompe di calore sono da moltissimi anni usate negli impianti di riscaldamento, come riportato da Zogg [19], anche se il loro utilizzo è sempre stato relegato ad impianti particolari, poco più che sperimentali e concentrati per lo più nel nord-Europa.

Negli ultimi anni, grazie anche a normative che ne sponano l'utilizzo ed ad una maggior consapevolezza sui temi energetici/ambientali, la loro presenza comincia ad essere più evidente.

Va qui ricordato come l'efficienza di una pompa di calore, a prescindere da quale sia la tecnologia adottata, è correlata alle temperature della sorgente fredda dalla quale la pompa di calore assorbe calore e da quella della sorgente calda alla quale lo rilascia come effetto utile.

Più vicine sono tali temperature più è alto il rendimento della pompa di calore; bisogna precisare che riguardo alle pompe di calore si misura la loro efficienza come rapporto tra l'effetto utile e l'energia spesa per farle funzionare, essendo tale rapporto superiore all'unità non si è soliti parlare di rendimento, ma di COP (coefficient of performance).

In questa particolare applicazione si ha il vantaggio di avere come sorgente fredda i fumi dell'impianto, la cui temperatura di scarico, a valle del recupero, sarà determinata da un'ottimizzazione tra aumento del calore estratto, abbassando maggiormente la loro temperatura, e l'opposta esigenza di mantenere un COP delle pompe di calore più alto possibile.

È evidente che una sorgente di questo tipo si presta a COP nettamente superiori rispetto a quelli normalmente conseguiti con pompe di calore geotermiche con



acqua di falda ad una temperatura media di 12°C e ancora superiori se paragonate a macchine aria-acqua le quali soffrono basse temperature esterne che impongono onerosi cicli di sbrinamento.

Inoltre, un grande vantaggio di tale applicazione è la non invasività dell'intervento sull'ambiente in quanto l'utilizzo di acqua di falda nelle pompe di calore comporta un grandissimo prelievo idrico dalla prima falda ed il contestuale scarico del fluido, ad una temperatura leggermente inferiore, in un punto più a valle della falda stessa od in un corpo d'acqua superficiale. Entrambi questi metodi comportano una discreta incombenza dal punto di vista autorizzativo ed un oggettivo pericolo, seppur molto limitato, di inquinamento, o meglio, di diffusione di inquinanti già presenti, nonché un abbondante consumo di risorse idriche.

Fin qui non si è affrontato un altro aspetto, non propriamente energetico, ma sicuramente da non trascurare: la condensa prodotta.

Lo scambiatore, che sottrae energia dai fumi, sarebbe da installare a valle di tutti i trattamenti di abbattimento, prima dell'arrivo dei fumi alla ciminiera; seppur in questo punto i fumi sono già depurati, rimangono tracce di inquinanti gassosi che rendono i fumi e soprattutto la loro condensa acida e aggressiva nei confronti di molti materiali.

Il presente lavoro vuole considerare anche tale aspetto e quindi analizzare i possibili scambiatori da utilizzare a contatto con i fumi, sia in termini di materiali resistenti a queste sostanze, che di configurazioni possibili.

Bisogna inoltre aggiungere che la produzione di condensa sarebbe particolarmente ingente e, come detto poc'anzi, caratterizzata da una marcata acidità.

Il trattamento necessario prima di un eventuale smaltimento va preso in considerazione ma, ancor più, bisogna valutare la possibilità di recuperare questa risorsa idrica all'interno dell'impianto per il reintegro delle caldaie, della rete di teleriscaldamento o del bacino delle torri di raffreddamento.

Infine, è spontaneo pensare che la modifica della temperatura nel camino possa portare a sgraditi fenomeni di condensa all'interno delle canne del camino e, soprattutto, ad un incremento del fenomeno del pennacchio allo sbocco in atmosfera dei fumi.

Questi sono gli aspetti che, correlati con questo ambizioso progetto, verranno analizzati singolarmente nei prossimi capitoli.

### **3.1 Parametri di interesse del termovalorizzatore Silla 2**

L'incognita di maggiore interesse in questo progetto è sicuramente l'ammontare della potenza termica recuperabile. Per calcolarla è necessario conoscere la quantità e la composizione dei fumi, soprattutto la percentuale di umidità. Tali

valori variano di continuo in un impianto di termovalorizzazione a causa della non omogeneità del combustibile.

Le variabili che entrano in questo contesto sono la tipologia di rifiuto. Il sacco nero è considerabile come rappresentativo della media delle concentrazioni al camino; gli eccessi sono dati, per esempio, da rifiuto speciale come quello bioessiccato, contraddistinto da una bassissima percentuale di umidità o, all'opposto, da quello derivante dal lavaggio strade, caratterizzato da un alto tasso di acqua.

Inoltre, anche l'andamento meteorologico influenza il potere calorifico e l'umidità del rifiuto: infatti il sacco nero che permane qualche ora in strada in periodi piovosi sarà sicuramente più umido rispetto a quello raccolto in periodi di caldo secco.

È difficile calcolare tutti questi parametri anche perché la fossa di accumulo dei rifiuti è molto capiente e questo permette un parziale rimescolamento del materiale stoccato, anche se variazioni stagionali sono facilmente avvertibili dagli operatori della combustione.

Altri parametri che possono influenzare la quantità e la composizione dei gas al camino sono i lavaggi delle caldaie.

La combustione del rifiuto è caratterizzata da una notevole produzione di ceneri volanti che imbrattano le superfici di scambio termico della caldaia. Per ovviare a questo inconveniente si utilizzano dei sistemi di lavaggio delle pareti membranate, che consistono in spruzzatori di acqua direzionati verso le superfici interessate; date le alte temperature si ha un'istantanea vaporizzazione accompagnata da onde d'urto che rimuovono le incrostazioni. I lavaggi hanno una durata di dieci minuti e una portata di circa cinque m<sup>3</sup>/h di acqua, durante tale periodo, ovviamente, l'umidità al camino ha un marcato incremento.

Infine, un'altra variabile è quella della portata fumi che può subire lievi incrementi durante i lavaggi, o con particolari condizioni di basso potere calorifico del combustibile, o, viceversa, un decremento nel caso di funzionamento a basso carico, situazione questa poco frequente.

Non potendo calcolare a priori la composizione dei fumi per quanto sopra enunciato, si è deciso di riferirsi alle analisi dei fumi che vengono realizzate dal sistema di monitoraggio in continuo delle emissioni presente all'interno dell'impianto.

I valori presi in esame sono le medie rilevate nell'anno 2012 nelle tre linee di combustione [20], si è approssimata la composizione a solo quattro elementi: azoto, anidride carbonica, ossigeno e acqua (altri gas, come per esempio monossido di carbonio o ossidi di azoto, sono stati ritenuti trascurabili ai fini energetici in quanto presenti con concentrazioni di pochi mg/Nm<sup>3</sup>).

I dati misurati sono le percentuali volumiche al camino di acqua, ossigeno e anidride carbonica, il complemento all'unità ha permesso di ricavare il quantitativo di azoto; i valori sono i seguenti:

- 18,5 % acqua;

- 64,8 % azoto, 79,5 % su fumi secchi;
- 6,9 % ossigeno, 8,5 % su fumi secchi;
- 9,8 % anidride carbonica, 12 % su fumi secchi.

Per quanto riguarda le quantità è stato considerato il valore di 130000 Nm<sup>3</sup>/h per linea, dato di progetto che corrisponde, con buona approssimazione, alla realtà.

La temperatura al camino è mantenuta attualmente a 125°C.

Riferendosi a tali valori sono stati calcolati i parametri di interesse in modo da poter fare i bilanci energetici sugli scambiatori.

Nello specifico, ci si è riferiti alle condizioni a monte del recupero con composizione dei fumi pari a quelle rilevate oggi al camino e alle condizioni a valle del recupero caratterizzati dallo stesso quantitativo e composizione in termini di fumi secchi ma da un minore quantitativo di acqua.

Per quanto concerne la temperatura e la composizione dei fumi a valle del recupero, in prima approssimazione si sono fatte due ipotesi: raffreddamento dei fumi fino 35°C e raffreddamento fino 30°C, nel primo caso si avrà un COP maggiore delle pompe di calore, nel secondo una maggiore potenza termica.

### 3.1.1 Metodologia di calcolo e risultati attesi

Il calcolo delle potenze scambiate è stato suddiviso in due diverse componenti: quella sensibile e quella latente. Il riferimento sono stati i testi di Incropera ed altri [21] e Cengel [22]. La prima è stata quantificata calcolando l'entalpia dei fumi alle temperature di interesse e moltiplicandola per la loro portata massica, mentre la parte latente è stata trovata semplicemente moltiplicando la quantità condensata per il salto entalpico del cambio di fase.

Per prima è stata calcolata la massa volumica dei quattro componenti costituenti il fumo preso in analisi tramite l'eq. (3.1).

$$\rho_i = \frac{MM_i}{v} \quad (3.1)$$

La  $v$  è il valore fisso di Nm<sup>3</sup>/kmol (le condizioni normali si riferiscono a 0°C e P = 1 atm) corrispondente a 22,414.

Con questi valori è stato poi possibile calcolare il Cp riferito all'unità di volume dei fumi utilizzando i Cp di ogni componente, estrapolati da Lozza [23], tramite la formula (3.2).

$$Cp_{tot,vol} = Y_{CO_2} \times Cp_{CO_2} \times \rho_{CO_2} + Y_{O_2} \times Cp_{O_2} \times \rho_{O_2} + Y_{N_2} \times Cp_{N_2} \times \rho_{N_2} + Y_{H_2O} \times Cp_{H_2O} \times \rho_{H_2O} \quad (3.2)$$

I valori  $Y_i$  fanno riferimento alla concentrazione volumica del componente  $i$ -esimo, secondo i valori indicati sopra.

Sono stati calcolati anche i valori riferiti alla massa semplicemente trovando la massa volumica dei fumi, equazioni (3.3) e (3.4).

$$\rho_{tot} = Y_{CO_2} \times \rho_{CO_2} + Y_{O_2} \times \rho_{O_2} + Y_{N_2} \times \rho_{N_2} + Y_{H_2O} \times \rho_{H_2O} \quad (3.3)$$

$$Cp_{tot, mass} = \frac{Cp_{tot, vol}}{\rho_{tot}} \quad (3.4)$$

Per trovare i valori a valle del recupero è stata considerata la tensione del vapor d'acqua alle temperature di interesse ovvero 30°C e 35°C, come riportato da Macchi [24]. Con questo valore è stato possibile trovare la pressione parziale dell'acqua contenuta nei fumi a valle degli scambiatori e quindi la nuova composizione, vedi tab. 3.1.

Nello specifico le pressioni sono:

- 0,0424 bar a 30°C;
- 0,0561 bar a 35°C.

**Tabella 3.1. Dati di progetto del sistema di recupero. Sono mostrate le caratteristiche attuali dei fumi e quelle che avrebbero dopo l'eventuale recupero termico fino a 30°C e 35°C.**

	Monte recupero	Valle recupero 30°C	Valle recupero 35°C
$\%_{vol}H_2O$	18,5	4,2	5,6
$\%_{vol}N_2$	64,79	76,16	75,05
$\%_{vol}O_2$	6,93	8,14	8,02
$\%_{vol}CO_2$	9,78	11,5	11,33
$Cp_{vol}[kJ/Nm^3k]$	1,39	1,37	1,37
$\rho[kg/Nm^3]$	1,25	1,33	1,32
$Cp_{mass}[kJ/kgk]$	1,11	1,03	1,04
$\dot{V}_{fumi}[Nm^3/h]$	130000	110595	112235
$\dot{V}_{fumi,secchi}[Nm^3/h]$	105950	105950	105950
$\dot{m}_{H_2O}[kg/h]$	19240	3715	5028

Il computo delle entalpie è stato realizzato mediante l'utilizzo di coefficienti polinomiali, come riportato da Lienhard [25]. La procedura adottata ha previsto il calcolo dell'entalpia del gas *i*-esimo contenuto nei fumi. La formula utilizzata è la (3.5) con cui è stato possibile il calcolo dell'entalpia alla temperatura di interesse. La temperatura di riferimento utilizzata è 298,15°K.

$$h_i = \frac{R}{MM_i} \times \left( a_{1,i} \times (T - T_{rif}) + \frac{a_{2,i}}{2} \times (T^2 - T_{rif}^2) + \frac{a_{3,i}}{3} \times (T^3 - T_{rif}^3) + \frac{a_{4,i}}{4} \times (T^4 - T_{rif}^4) + \frac{a_{5,i}}{5} \times (T^5 - T_{rif}^5) + a_{6,i} \right) \quad (3.5)$$

La formula (3.6) ha poi permesso di calcolare l'entalpia complessiva per la miscela di gas contenuta nei fumi. Il valore  $X_i$  rappresenta la frazione massica del gas  $i$ -esimo all'interno della miscela. Tale numero è stato identificato, a partire dalle concentrazioni volumiche  $Y_i$ , grazie alla formula (3.7).

$$h = \sum (h_i \times X_i) \quad (3.6)$$

$$X_i = \frac{Y_i \times MM_i}{\sum (Y_i \times MM_i)} \quad (3.7)$$

I valori dei coefficienti polinomiali utilizzati sono ricavati dai dataset della NASA, National aeronautics and space administration [26], e sono mostrati in tabella 3.2.

**Tabella 3.2. Coefficienti polinomiali utilizzati nelle formule dell'entalpia termochimica. Range di validità: 300K < T < 1000K. (Fonte NASA)**

	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	a <sub>4</sub>	a <sub>5</sub>	a <sub>6</sub>
CO <sub>2</sub>	2,40E+00	8,74E-03	-6,61E-06	2,00E-09	6,33E-16	-4,84E+04
H <sub>2</sub> O	4,17E+00	-1,81E-03	5,95E-06	-4,87E-09	1,53E-12	-3,03E+04
N <sub>2</sub>	3,70E+00	-1,42E-03	2,87E-06	-1,20E-09	-1,40E-14	-1,06E+03
O <sub>2</sub>	3,78E+00	-3,02E-03	9,95E-06	-9,82E-09	3,30E-12	-1,06E+03

Con questa metodologia è stato possibile calcolare le potenze realmente recuperabili con questo sistema; il calore è stato diviso in due parti, una ad alta temperatura e l'altra a bassa temperatura. La prima, solo sensibile, è quella con temperature maggiori di 65°C, ovvero la parte che si ottiene raffreddando i fumi dal valore attuale fino a questa temperatura, e quindi, teoricamente, recuperabile direttamente, senza l'ausilio di pompe di calore, per utilizzi d'impianto e/o per il teleriscaldamento. La seconda è composta sia dalla porzione restante di calore sensibile, sia dalla totalità del calore latente. Il calore a temperatura inferiore ai 65°C è stato considerato inutilizzabile direttamente, sarà quindi la sorgente fredda della pompa di calore.

Il valore di 65°C è stato scelto sia per questioni legate alla possibilità di trasferimento di tale energia a sistemi compatibili di utilizzo, sia perché garantisce, con un discreto margine di sicurezza, che in questa fase non avvenga la condensazione dei fumi in modo da poter meglio organizzare gli scambiatori. I conti realizzati tramite le differenze, tra monte e valle del recupero, di entalpia e di contenuto di umidità nei fumi hanno generato i seguenti valori.

Ipotesi di raffreddamento fino 30°C:

- calore a temperatura maggiore di 65°C: 3013,9 kW per linea;
- calore a temperatura minore di 65°C: 12106,8 kW per linea;
- quantità di condensa prodotta: 15,5 m<sup>3</sup>/h per linea.

Ipotesi di raffreddamento fino 35°C:

- calore a temperatura maggiore di 65°C: 3013,9 kW per linea;
- calore a temperatura minore di 65°C: 10980,5 kW per linea;
- quantità di condensa prodotta: 14,2 m<sup>3</sup>/h per linea.

È facile comprendere come si tratti di valori elevatissimi; il calore recuperato in totale, considerando le tre linee di combustione, ammonta a più di 45 MW nel caso di raffreddamento fino 30°C e quasi 42 MW nel caso di scarico a 35°C.

Per comprendere meglio l'entità di questi numeri bisogna ricordare che l'impianto, ad oggi, ha una potenza nominale totale delle caldaie di quasi 180 MW, di cui una parte vengono utilizzati nell'impianto stesso, (degasatore, preriscaldatori dell'aria, etc.) facendo scendere la quota disponibile di energia termica utile a 160 MW circa. È chiaro, quindi, come il calore recuperabile con il sistema a condensazione possa incrementare di più del 25 % l'energia ricavata dalla combustione dei rifiuti.

## **3.2 Le pompe di calore: compressione di vapore ed assorbimento**

In questo capitolo si vuole affrontare la scelta del sistema atto a trasformare il calore a bassa temperatura recuperato in calore a più elevato valore energetico in modo da renderlo compatibile con le temperature della rete di teleriscaldamento. Le due modalità prese in considerazione sono pompe di calore con ciclo a compressione di vapore alimentate elettricamente e pompe di calore con ciclo ad assorbimento che utilizzano per il loro funzionamento energia termica ad elevata temperatura.

### **3.2.1 Il ciclo a compressione di vapore**

Questa tipologia di pompe di calore segue il ciclo termodinamico di Carnot inverso percorso da un fluido frigorifero. Il ciclo di Carnot, come riportato da Abbott [27], è un ciclo termodinamico che evolve tra due livelli di temperatura reversibili. Tramite tale sistema, puramente teorico, si riesce a produrre energia

meccanica sfruttando il calore di una sorgente a temperatura superiore rispetto a quella in cui parte del calore viene rigettato. Il ciclo inverso prevede di utilizzare energia meccanica per spostare calore da una sorgente a bassa temperatura ad una a più elevato livello termodinamico. Il ciclo di Carnot evolve attraverso quattro trasformazioni reversibili: una somministrazione di calore isoterma, un'espansione isoentropica, una sottrazione di calore isoterma e una compressione isoentropica.

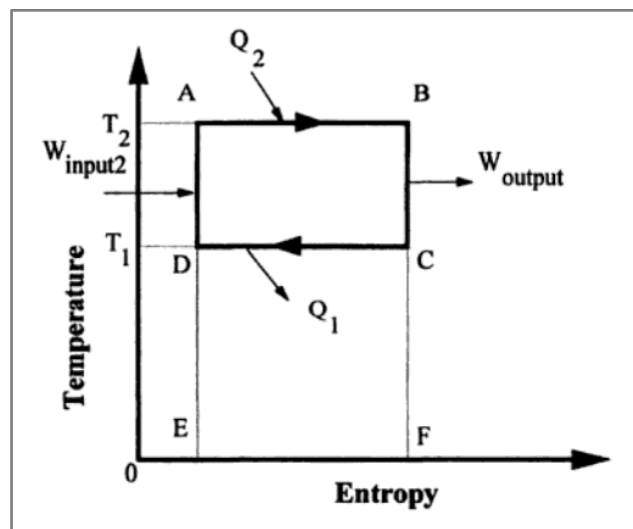


Figura 3.1. Rappresentazione sul diagramma T-s del ciclo di Carnot. (Fonte Herold)

Facendo riferimento alla figura 3.1, e quindi ad un ciclo diretto, l'equazione 3.8 sancisce la conservazione dell'energia all'interno del sistema, in ottemperanza alla prima legge della termodinamica.

$$Q_2 = Q_1 + W_{out} - W_{in} \quad (3.8)$$

Genericamente si definisce, tramite l'equazione 3.9, il rendimento del ciclo termodinamico, pari al rapporto tra l'energia meccanica prodotta e il calore fornito ad elevata temperatura.

$$\eta = \frac{W}{Q_2} \quad (3.9)$$

Considerando il vincolo imposto dalla seconda legge della termodinamica si arriva a formulare la 3.10 che impone, per operazioni reversibili, una produzione nulla di entropia.

$$\frac{Q_2}{T_2} - \frac{Q_1}{T_1} = 0 \quad (3.10)$$

Si giunge quindi all'equazione 3.11, trovata sostituendo la 3.8 e la 3.10 all'interno della 3.9. Come si può vedere tale formulazione identifica il rendimento del ciclo ideale di Carnot considerando unicamente le temperature delle sorgenti con le quali avvengono gli scambi termici.

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad (3.11)$$

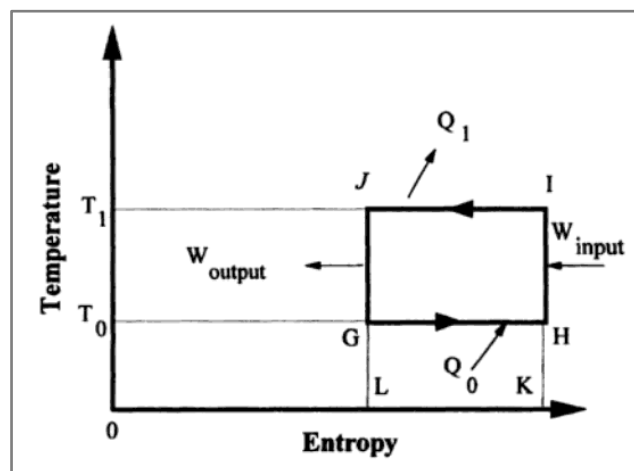


Figura 3.2. Rappresentazione sul diagramma T-s del ciclo di Carnot inverso. (Fonte Herold)

Si vuole ora fare riferimento al ciclo inverso, atto a spostare il calore da una sorgente fredda ad una a temperatura maggiore, vedi fig. 3.2. È possibile definire, adottando la stessa procedura di calcolo del ciclo diretto, l'efficienza detta COP (coefficient of performance) che si basa parimenti sulle temperature alle quali avvengono gli scambi di calore, eq. (3.12).

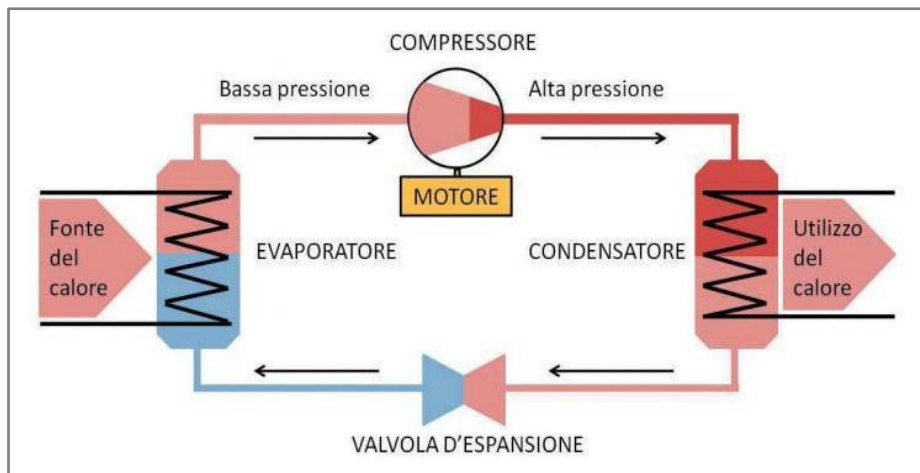
$$COP = \frac{T_1}{(T_1 - T_0)} \quad (3.12)$$

Nel caso invece di una macchina reale a ciclo inverso, ovvero un cosiddetto ciclo frigorifero, si distinguono quattro componenti fondamentali: compressore, condensatore, valvola di laminazione ed evaporatore.

Il compressore, generalmente azionato da un motore elettrico, serve per comprimere il gas refrigerante e inviarlo nel condensatore. In questo componente, di fatto uno scambiatore, il gas si trova ad una pressione superiore a quella di saturazione e quindi condensa cedendo il calore del cambio di fase al fluido secondario con cui scambia energia. Una volta condensato e

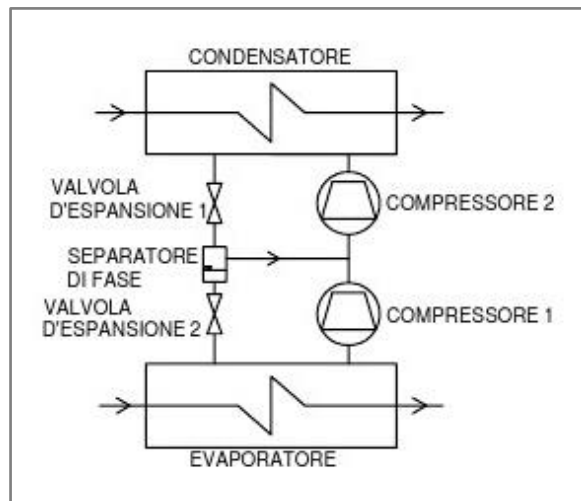


sottoraffreddato, il refrigerante viene laminato in modo da ridurre la sua pressione e scaricato all'evaporatore, un secondo scambiatore, ad una pressione per cui evapora assorbendo il calore necessario al cambio di fase dal fluido con cui è posto in contatto, successivamente il gas è aspirato nuovamente dal compressore, vedi fig. 3.3.



**Figura 3.3. Ciclo frigorifero a compressione di vapore. (Fonte COAER)**

L'efficienza di un ciclo a pompa di calore è definita come il rapporto tra la potenza termica erogata al condensatore e quella elettrica consumata dal compressore, questo valore come già detto si definisce COP.



**Figura 3.4. Ciclo frigorifero a compressione di vapore con doppio stadio di compressione.**

Facendo riferimento all'equazione 3.12 si può considerare la  $T_1$  la temperatura del condensatore e la  $T_0$  quella a cui opera l'evaporatore. Nella realtà i COP sono però sensibilmente inferiori rispetto al valore calcolato tramite la

formulazione di Carnot a causa di irreversibilità nel processo di laminazione e nello scambio termico al condensatore e all'evaporatore nonché per rendimenti inferiori all'unità del compressore.

In ogni caso rimane una marcata correlazione tra le temperature del ciclo e efficienza; più queste temperature sono vicine maggiore sarà il COP della macchina, anche grazie a un miglior rendimento del compressore con rapporti di compressione non troppo elevati. A questo proposito in macchine con salti di temperatura, e quindi di pressione, elevati si utilizza un doppio stadio di compressione.

Le pompe di calore prese in considerazione sono di marca FrioTherm [28] e possono adottare la configurazione a doppio stadio con iniezione di vapore: la laminazione viene divisa in due parti, la frazione di refrigerante che vaporizza dopo il primo calo di pressione viene aspirata dal secondo stadio del compressore, vedi fig. 3.4. Così facendo si aumenta l'efficienza e si riducono le temperature di scarico del compressore, vedi fig. 3.5.

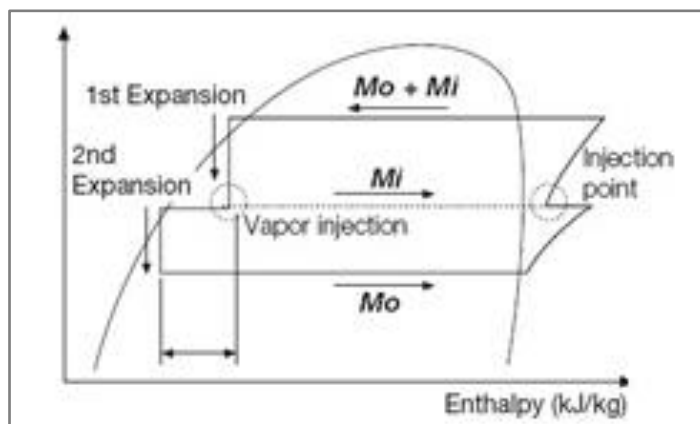


Figura 3.5. Rappresentazione sul diagramma pressione-entalpia del ciclo frigorifero con doppio stadio di compressione. (Fonte Centro Galileo)

Un altro fattore che può variare l'efficienza della macchina è la temperatura di sottoraffreddamento del liquido all'uscita del condensatore: più si riesce a ridurre tale valore, maggior potenza termica verrà estratta, a parità di energia utilizzata per la compressione. È quindi importante, nel layout impiantistico, tenere conto di questo fattore in modo da ottimizzare il collegamento delle pompe di calore con la rete di teleriscaldamento.

### 3.2.1.1 I fluidi refrigeranti

I fluidi di lavoro utilizzati nei cicli frigoriferi vengono indicati con la lettera R seguita da massimo quattro numeri e massimo due lettere che, grazie ad una chiara nomenclatura, ne identificano la composizione.

Definiamo un ipotetico refrigerante, caratterizzato dal codice alfanumerico  $Rabcd\alpha\beta$ .

Il numero a, come spiegato in [29], indica la tipologia dei legami atomici.

Il numero b classifica il tipo di refrigerante come segue:

- 0, 1 o 2 se derivato dalla molecola del metano, etano o propano; dai numeri b, c e d si risale alla presenza di atomi di carbonio, idrogeno e fluoro;
- 4 miscela zeotropica; c e d indicano i gas che la compongono;
- 5 miscela azeotropica; c e d indicano i gas che la compongono;
- 6 idrocarburi con molecola composta da almeno quattro atomi di carbonio;
- 7 fluidi naturali; c e d indicano la massa molecolare.

Le lettere  $\alpha$  e  $\beta$ , se presenti, forniscono informazioni supplementari come l'orientamento della molecola o le percentuali dei componenti.

I refrigeranti si sono evoluti negli anni con lo scopo di ridurre l'impatto ambientale ed esaltare le prestazioni delle macchine.

A livello d'inquinamento i Freon storici sono stati responsabili del danneggiamento dell'ozono stratosferico. L'indice che misura il loro effetto in tal senso è l'ODP (ozone depletion potential) a cui si attribuisce valore unitario riferendosi al refrigerante più pericoloso l'R11, negli altri fluidi questo numero rappresenta il rapporto rispetto a tale gas. Oggi tutti i refrigeranti utilizzati in Unione Europea hanno ODP pari a zero, come prescritto dal protocollo di Montreal del 1987.

Un altro difetto dei gas è relativo all'influenza sull'effetto serra. Il fenomeno del surriscaldamento globale è da imputare principalmente alle emissioni di anidride carbonica ma, anche altri gas, come quelli usati negli impianti di refrigerazione, possono contribuirvi. L'indice a cui ci si riferisce è il GWP (global warming potential) che quantifica l'effetto sul surriscaldamento globale causato da un chilogrammo del fluido in oggetto liberato in atmosfera e lo paragona alla massa di anidride carbonica che comporta lo stesso impatto ambientale. Alcuni freon, particolarmente pericolosi per l'effetto serra, raggiungono valori di GWP di qualche migliaio.

Oltre all'aspetto ambientale la scelta del fluido deve avere come obiettivo quello di massimizzare l'efficienza della macchina rispettando i limiti operativi che garantiscono la durata e l'affidabilità di tutti i componenti.

L'aspetto più importante lo assume il valore della temperatura critica.

Trascurando i cicli transcritici, poco efficienti nella maggior parte delle applicazioni, utilizzare, a parità di temperatura di evaporazione e condensazione, un fluido con alta temperatura critica permette di aumentare il calore latente del cambio di fase e quindi avere una maggior resa, a parità di lavoro del compressore.

Un altro aspetto è legato alla forma della cosiddetta campana nel piano temperatura-entropia; la linea di saturazione ha andamento legato ai valori di calore specifico del vapore e del liquido. Più in generale i gas con massa

molecolare elevata hanno una campana con il punto critico traslato a destra. Questi fluidi, detti retrogradi, hanno la peculiarità di terminare il processo di compressione nella regione bifase; tale aspetto si esprime anche in aumentate irreversibilità nel processo di laminazione e in definitiva in una minor efficienza.

Nelle macchine un parametro, legato alla funzionalità e non all'efficienza, da considerare è la pressione di evaporazione che bisogna mantenere ad un valore superiore a quella atmosferica in modo da impedire rientrate d'aria nel circuito. Questo si traduce in temperature critiche non troppo elevate.

Inoltre il desiderio di avere componenti piccoli ed economici fa tendere la scelta verso fluidi ad elevata massa molecolare ed alta pressione di evaporazione, così da ridurre il volume di gas aspirato dal compressore.

L'insieme di queste esigenze, a volte contrastanti, portano alla scelta del refrigerante da utilizzare.

Nel caso in oggetto le pompe di calore FrioTherm possono essere equipaggiate con tre diversi fluidi, dati estrapolati da [30]:

- R134a,  $\text{CH}_2\text{FCF}_3$ , Tetrafluoroetano: ODP = 0, GWP = 1300, MM = 102 g/mol,  $T_{\text{cri}} = 101^\circ\text{C}$ ;
- R245fa,  $\text{C}_3\text{H}_3\text{F}_5$ , Pentafluoropropano: ODP = 0, GWP = 950, MM = 134 g/mol,  $T_{\text{cri}} = 154^\circ\text{C}$ ; l'alta temperatura critica lo rende idoneo alla produzione di calore ad alta temperatura, la temperatura di evaporazione non può essere troppo bassa per non lavorare in depressione;
- R1234ze,  $\text{C}_3\text{H}_2\text{F}_4$ , Tetrafluoropropene: ODP = 0, GWP = 6, MM = 114 g/mol,  $T_{\text{cri}} = 109^\circ\text{C}$ ; pregevole il ridotto impatto ambientale, l'alto volume in aspirazione al compressore costringe però ad usare macchine di taglia maggiore con conseguente aumento dei costi di acquisto.

### 3.2.2 Il ciclo ad assorbimento

Il ciclo ad assorbimento ha come obiettivo quello di trasferire calore da una sorgente fredda ad una a più elevata temperatura tramite un sistema il cui motore è costituito da calore ad elevata temperatura.

Il fluido che percorre questa tipologia di unità è una coppia di sostanze in cui una ha la funzione di refrigerante e l'altra di assorbente; per questa applicazione tale coppia è acqua-bromuro di litio in cui la prima ha la funzione di refrigerante.

Le macchine di questo tipo hanno quattro componenti fondamentali, costituiti da altrettanti scambiatori di calore: generatore, condensatore, evaporatore ed assorbitore.

Nel generatore, tramite calore ad alta temperatura, si ha la dissociazione tra assorbente e refrigerante, il primo rimane allo stato liquido nello scambiatore mentre l'acqua, sotto forma di vapore, raggiunge il condensatore. In questo

componente, come in un ciclo frigorifero con compressione di vapore, si ha la condensazione dell'acqua e la conseguente cessione di calore ad un fluido esterno. Successivamente il liquido, dopo essere passato attraverso una valvola di laminazione che ne riduce la pressione, viene fatto evaporare nell'evaporatore assorbendo quindi calore a bassa temperatura dall'esterno. Il refrigerante raggiunge l'assorbitore sotto forma di vapore e viene qui in contatto con il bromuro di litio, prelevato dal generatore, avido di acqua. Vi è quindi l'assorbimento, tramite una reazione esotermica che necessita un continuo raffreddamento, da parte del bromuro del vapor d'acqua. Infine tale soluzione viene pompata al generatore per poter riiniziare il ciclo, vedi fig. 3.6.

La peculiarità del ciclo ad assorbimento è quella di avere un cosiddetto "compressore termico" ovvero riesce a comprimere il vapor d'acqua con la sola energia meccanica della pompa, trascurabile rispetto a quella di un compressore, e con energia termica fornita al generatore.

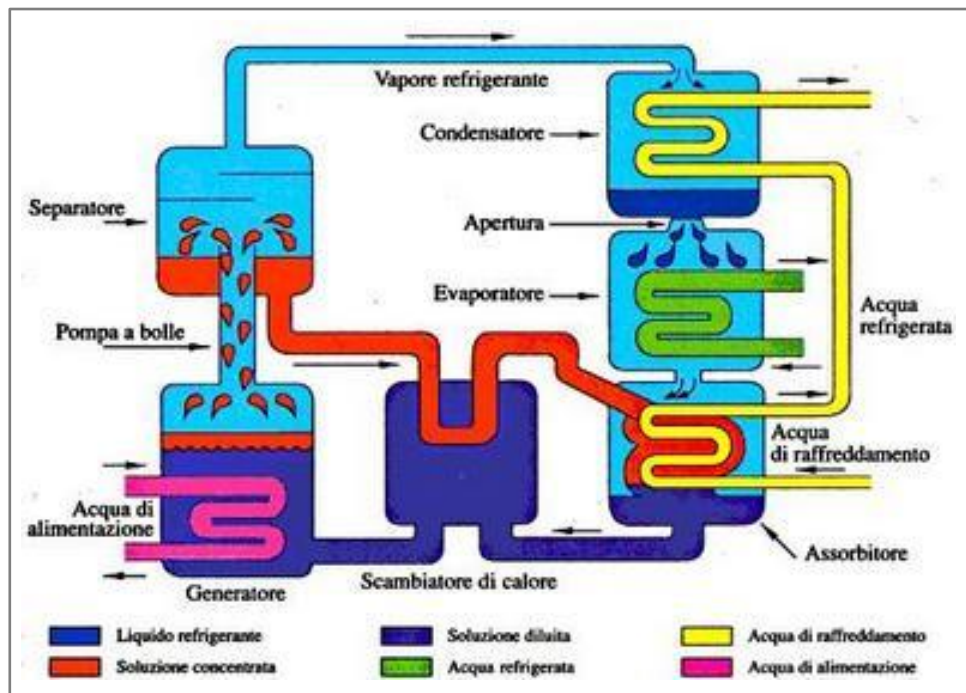


Figura 3.6. Schema del ciclo frigorifero ad assorbimento. (Fonte Anima)

Nel funzionamento in pompa di calore, l'effetto utile è la somma del calore dissipato al condensatore e all'assorbitore, il calore fornito all'evaporatore è prelevato dalla sorgente fredda.

Il COP di tale ciclo si calcola quindi come il rapporto tra l'energia prodotta al condensatore e all'assorbitore e l'energia fornita al ciclo al generatore.

Come si vede dall'immagine, in genere, si posiziona uno scambiatore per recuperare parte del calore tra le linee che movimentano la miscela tra

l'assorbitore e il generatore, in modo da ridurre la potenza termica necessaria al generatore.

A livello termodinamico, in accordo con Herold [31], si può descrivere il ciclo ad assorbimento come l'unione in un solo dispositivo di un ciclo di Carnot atto a produrre energia meccanica tramite energia termica ad alta entalpia ed un ciclo di Carnot inverso che invece ha l'obiettivo di trasferire calore da una sorgente fredda ad una a più elevata temperatura.

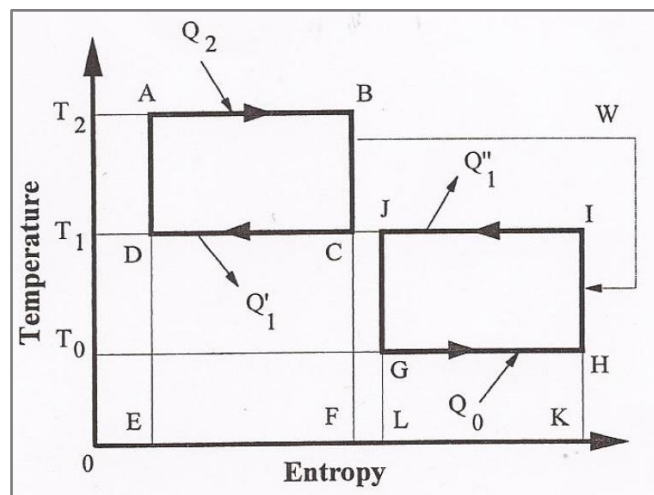


Figura 3.7. Rappresentazione sul diagramma T-s del ciclo teorico ad assorbimento, rappresentato tramite un ciclo di Carnot diretto ed uno inverso. (Fonte Herold)

La figura 3.7 riporta lo schema teorico di un ciclo ad assorbimento, ovvero di un ciclo di Carnot diretto ed uno inverso: si riesce a prelevare calore a bassa temperatura ( $Q_0$ ) utilizzando come input l'energia termica ad alto valore termodinamico ( $Q_2$ ) fornita. Il COP della pompa di calore in oggetto sarà quindi pari a quanto indicato dall'equazione 3.13.

$$COP = \frac{Q'_1 + Q''_1}{Q_2} \quad (3.13)$$

Volendo ora determinare a priori in maniera analitica il COP di una pompa di calore ad assorbimento è lecito supporre che esso derivi dall'unione delle equazioni 3.11 e 3.12, riferite rispettivamente al ciclo di Carnot diretto e inverso.

Applicando all'eq. 3.13 il principio di conservazione dell'energia e riferendosi alla prima e alla seconda legge della termodinamica si individua l'eq. 3.14 che esprime il COP del ciclo ideale ad assorbimento basandosi sulle temperature delle sorgenti con cui scambia calore.

$$COP = \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) \times \frac{T_1}{(T_1 - T_0)} \quad (3.14)$$

Nello specifico le tre temperature delle rispettive sorgenti con le quali si trova a lavorare il ciclo ad assorbimento sono  $T_2$  la temperatura alla quale viene fornito il calore al generatore,  $T_0$  quella a bassa temperatura del calore prelevato all'evaporatore e  $T_1$  quella media con cui scambiano il condensatore e l'assorbitore.

Come si evince dalla formula il COP del ciclo ad assorbimento è influenzato sia dalle temperature della sorgente fredda e media, come una pompa di calore a compressione di vapore, sia dalla temperatura a cui viene fornito il calore necessario all'attivazione del ciclo.

In pratica ci sono numerosi vincoli che limitano l'efficienza di queste macchine. Per prima cosa la percentuale di acqua disciolta nel bromuro di litio, nel collegamento tra assorbitore e generatore, è vincolata dalle temperature in gioco e, soprattutto, dal pericolo di cristallizzazione del sale. Di conseguenza risultano condizionate anche le temperature al generatore che rimangono fisse e non proporzionali all'aumento della temperatura della sorgente oltre un certo valore. Un altro limite è dato dalla particolare aggressività che ha il bromuro di litio ad alte temperature, impedendo alcune applicazioni con sorgenti a temperature molto elevate od a multipli effetti.

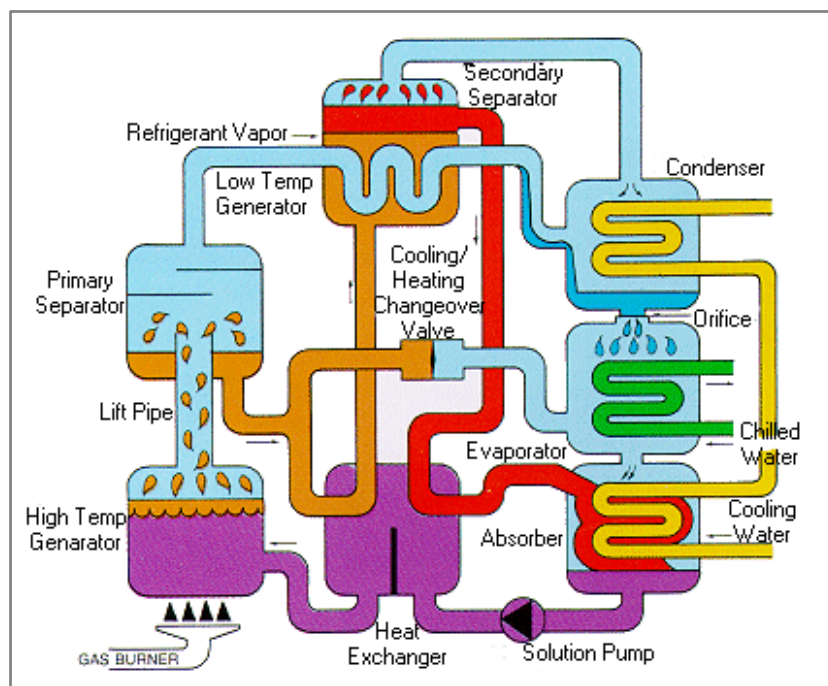


Figura 3.8. Schema del ciclo frigorifero ad assorbimento a doppio effetto. (Fonte Ebara)

L'unica modalità per aumentare sensibilmente il rendimento del sistema è quella di effettuare un ciclo a doppio effetto nel quale si divide il sistema in due: una porzione a più alta temperatura, a cui si fornisce il calore al generatore, ed una parte sottostante che viene alimentata grazie al calore dissipato dal condensatore del ciclo top, vedi fig. 3.8.

### **3.2.3 Confronto tra le due tecnologie nell'applicazione in oggetto**

Una parte fondamentale di questo progetto è il calcolo delle pompe di calore necessarie al trasferimento del calore alla rete di teleriscaldamento.

Questo porta alla valutazione del migliore ciclo da utilizzare tra compressione di vapore e assorbimento, al computo dell'energia atta a far funzionare il sistema, al migliore collegamento con l'impianto e con la rete di teleriscaldamento e, in definitiva, all'efficienza del sistema nel suo complesso.

#### **3.2.3.1 Compressione di vapore**

Partendo dal ciclo a compressione di vapore il riferimento preso sono state le pompe di calore prodotte da Friotherm, già utilizzate in altri impianti di A2a, che garantiscono produzione di acqua ad alta temperatura ed una gamma con potenze termiche erogate fino a 30 MW.

La tecnologia prevede compressori centrifughi aperti direttamente accoppiati a motori elettrici asincroni trifase, scambiatori a fascio tubiero, sottoraffreddatore separato dal condensatore (in genere in serie lato acqua al condensatore) e refrigerante R134a.

Pompe di calore con queste caratteristiche sono state installate nel 2007 negli impianti di Canavese e Famagosta per la produzione di acqua calda fino a 90°C a servizio delle rispettive reti di teleriscaldamento ed utilizzano come sorgente di calore acqua di falda a circa 14°C. In questi anni di funzionamento hanno dimostrato una notevole affidabilità e anche economie di esercizio, soprattutto da quando, causa la congiuntura economica, il prezzo dell'energia elettrica nel periodo invernale si è assestato su valori particolarmente convenienti.

Tali macchine sono costruite su misura per ogni casistica, ottimizzando una serie standard di compressori, a singolo o doppio stadio, con scambiatori dimensionati ad hoc e refrigeranti che generalmente sono R134a o R245fa, il primo si utilizza nella maggioranza dei casi mentre il secondo conviene per alte temperature dell'acqua prodotta, anche sopra i 100°C e/o per alte temperature di evaporazione, indicativamente sopra i 30°C.

Il problema è stato quindi quello di riuscire a calcolare i dati di funzionamento con temperature delle sorgenti differenti da quelle certificate dal costruttore, in modo da poter conoscere l'efficienza del sistema e soprattutto riuscire ad ottimizzarlo. Questo è un aspetto fondamentale per riuscire ad apprezzare i miglioramenti legati non solo alla modalità di recupero, che influenza la



temperatura di evaporazione, ma anche la circuitazione dell'acqua nei diversi sistemi collegati.

Per fare questo si è pensato di procedere con la seguente modalità:

- calcolo dell'efficienza del ciclo di alcune macchine già prodotte dall'azienda e di cui erano disponibili i valori certificati, in termini di temperature dei fluidi secondari, potenze ed efficienza;
- confronto dei valori calcolati con quelli dichiarati in modo da trovare un fattore K che legasse l'efficienza calcolata da quella dichiarata;
- applicazione del medesimo fattore a tutti i cicli di interesse per l'applicazione in oggetto.

Nel calcolo del ciclo sono state assunte le seguenti ipotesi:

- temperatura di condensazione maggiore di 2°C alla temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore;
- sottoraffreddamento del liquido fino ad una temperatura di 2°C maggiore a quella del fluido caldo in ingresso;
- temperatura di evaporazione minore di 2°C rispetto alla temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore;
- pressione intermedia, nel caso di ciclo in cascata, calcolata come radice del prodotto delle pressioni di evaporazione e condensazione;
- rendimento globale del compressore 0,85.

Bisogna specificare che il sottoraffreddamento del liquido, che può sembrare a prima vista eccessivo, è ottenuto grazie ad uno scambiatore dedicato attraversato lato acqua da una parte o dalla totalità dell'acqua in ingresso al condensatore.

Questo lavoro ha portato alla determinazione di coefficienti K compresi tra 0,85 e 0,9; i valori più bassi corrispondono a cicli con differenze di temperatura tra il condensatore e l'evaporatore più marcate (approssimativamente superiori a 40°C per ogni stadio di compressione) che costringono il compressore centrifugo a lavorare con rapporti di compressione particolarmente elevati e, di conseguenza, con una minore efficienza.

Utilizzando i dati sopracitati è stato possibile calcolare i cicli nelle configurazioni possibili di recupero, in modo da determinare le soluzioni di ottimo energetico.

In questa fase è però ancora difficile poter calcolare le temperature del ciclo frigorifero in quanto non si è ancora a conoscenza delle temperature dei fluidi che insistono sulla pompa di calore. Questi valori saranno ricavati successivamente in base ad un'ottimizzazione sulle modalità, e quindi sulle temperature, di scambio con i fumi, nonché sul piping di interconnessione con la rete di teleriscaldamento.

In prima approssimazione è possibile considerare una pompa di calore tenuta ad operare con i seguenti dati:

- temperatura uscita acqua evaporatore: 25°C;
- temperatura dell'acqua al condensatore: ingresso 65°C/uscita 80°C;

- compressore doppio stadio;
- fattore K: 0,9.

Riguardo questi dati bisogna fare delle precisazioni che possono far variare l'efficienza:

- il dato all'evaporatore dovrebbe permettere il raffreddamento dei fumi fino 30°C circa, nel caso di temperature più alte il COP aumenta;
- i valori al condensatore sono stati ricavati considerando un preriscaldamento dell'acqua del teleriscaldamento fino a 80°, il sistema attualmente in uso, con scambiatori a vapore, completerebbe il riscaldamento;
- una configurazione delle pompe di calore con più macchine in serie permetterebbe di ridurre le differenze di temperatura tra evaporatore e condensatore e quindi di aumentare sensibilmente il COP globale;
- nel caso, per ragioni economiche, si volesse utilizzare un compressore a singolo stadio l'efficienza calerebbe leggermente.

Con questi dati di input il ciclo a pompa di calore ha un COP pari a 3,97. È lecito considerare, date le potenze in oggetto, l'utilizzo di più macchine in serie, di conseguenza il COP si attesterà su un valore sicuramente più elevato, in questa fase preliminare è realistico ipotizzare 4,5.

Tale valore, che risulta coerente con altre installazioni pubblicizzate da Friotherm con temperature di funzionamento delle macchine similari, verrà utilizzato in seguito per confrontare la tecnologia a compressione di vapore con quella ad assorbimento.

### 3.2.3.2 Assorbimento

Le applicazioni che prevedono pompe di calore ad assorbimento utilizzate in questi range di temperature sono molto rare, è stato perciò difficile trovare dati garantiti da aziende produttrici.

Infatti l'unica applicazione è quella di alcuni termovalorizzatori nel nord-Europa che li utilizzano proprio per sfruttare la condensazione dei fumi; tali applicazioni sono però sensibilmente differenti dalla realtà del Silla 2 perché le reti di teleriscaldamento di quelle località hanno temperature di ritorno di circa 50°C, valori quindi più modesti rispetto ai 65°C del caso milanese. Questo porta ad avere non solo pompe di calore più efficienti, ma anche limiti meno stringenti nel ciclo ad assorbimento, vincolato dal pericolo di cristallizzazione del bromuro di litio.

La procedura seguita è stata quindi quella di calcolare il ciclo sul diagramma di Duhring, vedi fig. 3.9, in modo da poter arrivare ad un COP realistico che possa permettere un confronto con le pompe di calore a compressione di vapore.

Tenendo conto di produrre acqua calda a 80°C, mantenendo il classico margine di sicurezza rispetto al punto di cristallizzazione, la temperatura di evaporazione del refrigerante non può scendere al di sotto dei 30°C.

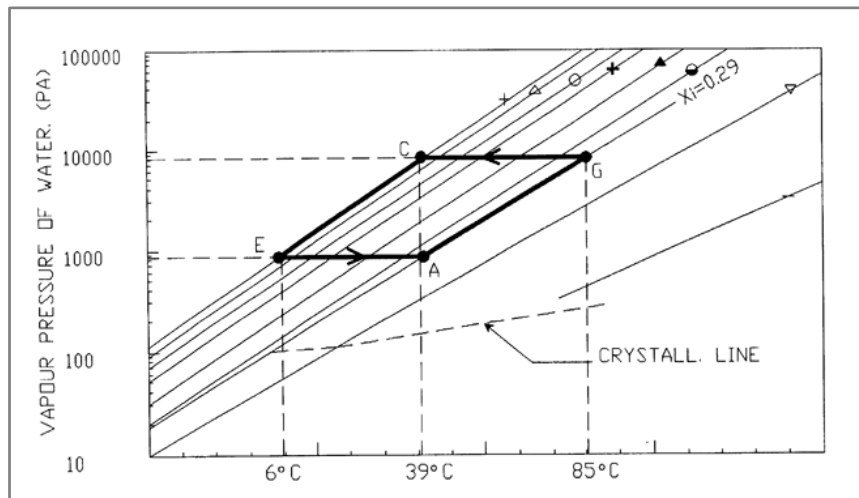


Figura 3.9. Rappresentazione del ciclo ad assorbimento sul diagramma di Dühring, è visibile la linea di cristallizzazione che vincola i cicli reali. (Fonte Thermax)

Questo limite preclude la parte del recupero a più bassa temperatura, è quindi un grave difetto del ciclo ad assorbimento nell'applicazione in oggetto.

Con questa configurazione risulta una temperatura richiesta al generatore di almeno 155°C, riferendosi al vapore saturo la pressione corrisponde a circa 6 bar relativi.

Il COP calcolato è pari a 1,73, applicando un coefficiente che tiene conto della differenza con le macchine reali si può approssimare il COP a 1,6.

Questo valore risulta congruente ad applicazioni pubblicizzate da un'azienda che installa questi sistemi, la Gotaverken Miljo [32], in condizioni di funzionamento similari.

Il ricorso ad un ciclo a doppio effetto, che incrementerebbe sensibilmente l'efficienza della macchina, è da scartare in quanto le alte temperature a cui si porterebbe a lavorare il generatore del ciclo top sarebbero talmente elevate da rendere il bromuro di litio aggressivo nei confronti dei materiali dello scambiatore.

Un altro aspetto che svantaggia il sistema ad assorbimento è l'assenza di spillamenti dalla turbina del Silla 2, composta da corpo di alta e bassa collegati da cross-over mantenuto alla pressione di 1,3 bar relativi. L'unico punto da cui prelevare il vapore è appunto il cross-over. Il vapore a 6 bar per la pompa di calore dovrebbe essere prodotto tramite riduttrici direttamente dal vapore surriscaldato uscente dalle caldaie, annullando quindi la produzione elettrica per questa parte di fluido che verrebbe, a livello termodinamico, sprecato.

Infine un ultimo impedimento deriva dall'eccessiva quantità di calore prodotto ai condensatori e agli assorbitori delle pompe di calore ad assorbimento che costringerebbe ad avere temperature di mandata più elevate, quindi efficienze minori e soprattutto vincoli sul ciclo insostenibili.

Questo concetto è facilmente dimostrabile tenendo conto dei dati finora calcolati: potenza recuperabile circa 40 MW, COP pompe di calore ad assorbimento 1,6. Il calore prodotto dalle pompe di calore è, come noto, pari alla somma di quello recuperato all'evaporatore più quello fornito al generatore per il loro funzionamento. In questi termini il calore fornito alla rete di teleriscaldamento risulta essere pari a 106 MW circa, valore che, rapportato alle usuali condizioni di funzionamento della rete di teleriscaldamento in termini di portate e temperature, costringerebbe i cicli ad assorbimento a temperature dell'acqua in uscita di circa 95°C. Tale valore è difficilmente raggiungibile dalle macchine in commercio e comunque imporrebbe altissime temperature al generatore, quindi pressioni del vapore spillato superiori ai 6 bar ipotizzati, e un decadimento del COP della macchina.

### 3.2.3.3 Conclusioni

L'analisi energetica è stata effettuata considerando i COP delle pompe di calore sopra calcolati e considerando le entalpie del vapore che si espande in turbina.

In prima approssimazione si è ipotizzato di poter limitare l'espansione del vapore fino 6 bar; per confrontare le due soluzioni si è considerato di avere a disposizione tale vapore da poter sfruttare con una delle seguenti modalità:

- inviare il vapore a 6 bar alla pompa di calore ad assorbimento;
- continuare l'espansione fino 1,3 bar utilizzando la potenza elettrica prodotta nelle pompe di calore a compressione di vapore e sfruttare poi il vapore a 1,3 bar per produrre, tramite gli attuali scambiatori, acqua surriscaldata per il teleriscaldamento.

Di seguito i dati di progetto utilizzati:

- COP pompe di calore a compressione di vapore 4,5;
- COP pompe di calore ad assorbimento 1,6;
- rendimento globale turbina 85 %;
- ingresso vapore in turbina 50 bar, 425 °C,  $h = 3265$  kJ/kg;
- vapore scaricato dalla turbina 6 bar,  $h = 2849$  kJ/kg;
- vapore scaricato dalla turbina 1,3 bar,  $h = 2684$  kJ/kg;
- condensato in uscita dalla pompa di calore ad assorbimento o dagli scambiatori del teleriscaldamento  $h = 500$  kJ/kg (tale valore è sicuramente eccessivo per gli scambiatori che possono raffreddare maggiormente il condensato e sfruttare quindi meglio il salto entalpico. Questo però comporta un maggior utilizzo di vapore nel degasatore dell'impianto. Concettualmente è quindi lecito considerare l'entalpia indicata per entrambi gli utilizzi).

Con questi dati si è calcolato quale delle due tecnologie permetta un miglior sfruttamento dell'unità di vapore disponibile, in termini di energia erogata al teleriscaldamento.

La macchina ad assorbimento utilizza tutta l'energia ad alta temperatura per l'attivazione del ciclo, vedi eq. (3.15).

$$(h_{6\text{ bar}} - h_{\text{condensato}}) \times COP_{\text{ass}} \quad (3.15)$$

Nel caso della macchina a compressione di vapore si sommano la potenza termica prodotta dalla pompa di calore a quella prodotta grazie agli scambiatori a vapore, come nell'eq. (3.16).

$$(h_{6\text{ bar}} - h_{1.3\text{ bar}}) \times COP_{\text{compr vap}} + (h_{1.3\text{ bar}} - h_{\text{condensato}}) \quad (3.16)$$

Da questa analisi risulta un valore di 3758 kJ/kg nel caso dell'assorbimento e 2927 kJ/kg nel caso della compressione di vapore; in termini puramente energetici risulta quindi più efficiente l'utilizzo di macchine ad assorbimento. Nel caso invece, più realistico, di dover utilizzare il vapore a 50 bar per l'alimentazione delle macchine ad assorbimento, non essendo previsti spillamenti a 6 bar nell'attuale turbina del Silla 2, l'analisi corrisponde alle equazioni (3.17) e (3.18).

$$(h_{50\text{ bar}} - h_{\text{condensato}}) \times COP_{\text{ass}} \quad (3.17)$$

$$(h_{50\text{ bar}} - h_{1.3\text{ bar}}) \times COP_{\text{compr vap}} + (h_{1.3\text{ bar}} - h_{\text{condensato}}) \quad (3.18)$$

Queste formule generano valori di energia termica ceduta di 4424 kJ/kg e 4799 kJ/kg rispettivamente, a vantaggio quindi del ciclo a compressione di vapore.

In conclusione dai calcoli fatti riguardo i due differenti cicli si può concludere che il sistema ad assorbimento ha un'efficienza discretamente maggiore nel caso si riesca ad espandere il vapore in turbina fino al valore richiesto per il suo funzionamento, circa 6 bar. Essendo questo impossibile con la configurazione impiantistica che caratterizza oggi l'impianto Silla 2, il ciclo ad assorbimento risulta sfavorito.

Di seguito vengono riassunti i vantaggi che caratterizzano il ciclo a compressione di vapore:

1. sfruttamento migliore dell'energia dei fumi a basse temperature grazie alle temperature di evaporazione non limitate da fenomeni di cristallizzazione;
2. possibilità di avere temperature di uscita dell'acqua calda prodotta più elevate semplicemente ottimizzando la scelta del fluido refrigerante;
3. collegamento con l'impianto esistente più semplice in quanto si evitano scomode tubazioni del vapore e del condensato con problematiche

connesse alla possibilità di inquinamento chimico dell'acqua dell'intero impianto;

4. il funzionamento non risente di eventuali blocchi della turbina, da cui potrebbe dipendere il vapore delle macchine ad assorbimento, e, viceversa, i malfunzionamenti delle pompe di calore non si ripercuotono sul ciclo termico dell'impianto;
5. efficienza maggiore rispetto alle macchine ad assorbimento alimentate con vapore a 50 bar;
6. maggiore semplicità di regolazione e controllo anche a carico parziale;
7. il flusso del vapore nella turbina di alta pressione non subirebbe mutazioni, non si peggiorerebbe quindi il rendimento della macchina facendola lavorare in condizioni diverse da quelle nominali;
8. macchine più diffuse e collaudate, anche dalla stessa A2a.

L'unico aspetto che premia il ciclo ad assorbimento è l'aspetto ambientale in quanto utilizza fluidi innocui per l'ambiente, al contrario i cicli a compressione di vapore utilizzano refrigeranti HFC caratterizzati da GWP, coefficiente che paragona il freon in oggetto con l'effetto serra prodotto dall'anidride carbonica, pari a 1000 circa.

### **3.3 Lo scambio termico: scambiatori a superficie ed a miscela**

Un argomento molto delicato è quello della modalità di scambio termico con i fumi.

Questo tema ha una notevole importanza perché, essendo contenute nei fumi dei termovalorizzatori molte sostanze potenzialmente corrosive, i materiali metallici risultano sfavoriti.

Bisogna ricordare che il recupero si farebbe a valle di tutti i trattamenti di abbattimento degli inquinanti; le concentrazioni di composti acidi sono quindi molto basse e nettamente inferiori a quelle che si hanno all'uscita della caldaia.

Le soluzioni sono sostanzialmente due: scambiatori a superficie o a miscela; di seguito l'analisi delle alternative.

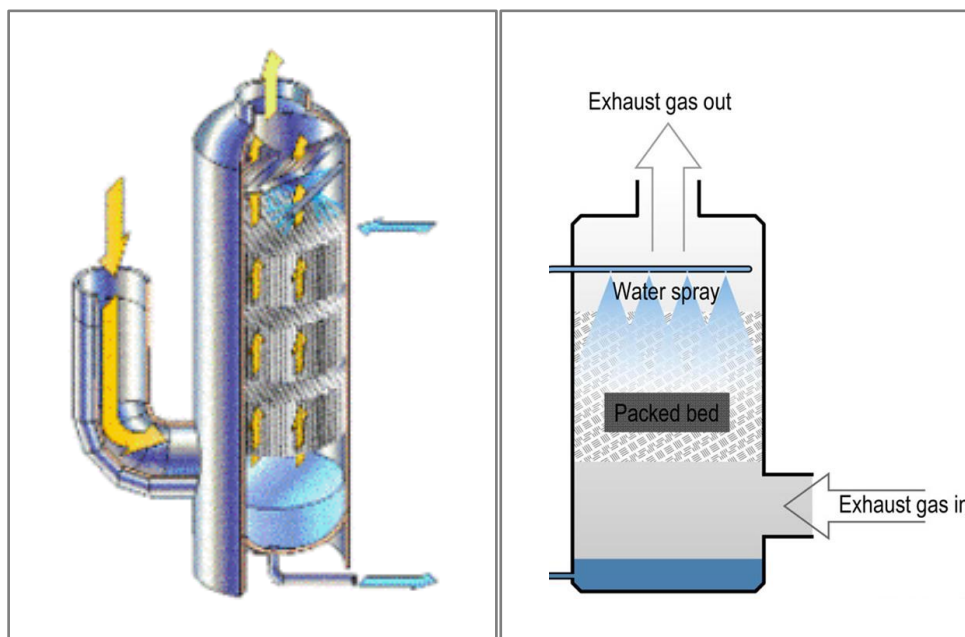
#### **3.3.1 Scambiatori a miscela**

La letteratura inerente la condensazione dei fumi in impianti di termovalorizzazione si riferisce esclusivamente a scambiatori a miscela, ovvero quelli in cui si mettono in contatto i fumi con una pioggia in controcorrente di acqua che assolve alla funzione di fluido termovettore, vedi fig. 3.10. Questo flusso d'acqua viene poi raffreddato negli evaporatori delle pompe di calore, direttamente o per mezzo di uno scambiatore intermedio, e quindi rimesso in contatto con i fumi, come mostrato da Andersson [33].

Bisogna specificare che tale prassi viene usata nei paesi del nord-Europa, gli unici attualmente a sfruttare la condensazione di fumi come recupero energetico, in quanto è consuetudine nei loro impianti adottare un sistema di abbattimento delle emissioni ad umido.

I sistemi di rimozione degli inquinanti si dividono infatti in due modalità: a secco ed a umido. Il primo è quello usato in Silla 2 e prevede la rimozione degli acidi, in particolare HCl, iniettando nei fumi bicarbonato di sodio o calce idrata. Tali reagenti vengono posti in contatto con i fumi e generalmente terminano le loro reazioni nel filtro a maniche ove si forza il flusso di gas ad attraversare uno strato di reagente in modo da completare le reazioni chimiche che portano alla neutralizzazione degli acidi presenti.

L'alternativa ad umido prevede invece di utilizzare torri di lavaggio, dette scrubber, ove una pioggia di acqua additivata 'lava' il fumo in transito. Normalmente all'acqua viene aggiunta soda caustica in modo da tenere controllato il pH e permettere l'abbattimento dell'HCl, come riportato in [34].



**Figura 3.10. Esempi di scrubber; si può notare il materiale di riempimento atto a favorire il contatto tra il liquido e i fumi. (Fonte Inova)**

Il grosso svantaggio dei sistemi ad umido è l'oneroso trattamento dei reflui liquidi degli scrubber ove si concentrano gli inquinanti; in genere gli eluati obbligano ad una depurazione specifica prima di poter essere smaltiti. Inoltre, dal punto di vista energetico, l'abbattimento ad umido comporta un abbassamento della temperatura dei fumi fino al punto di saturazione; la prassi prevede un energivoro post-riscaldamento finale per non avere condense nel

camino e, soprattutto, per diminuire il fenomeno del pennacchio che si troverebbe nelle condizioni di maggior evidenza visiva.

Lo svantaggio dell'abbattimento a secco è invece una rimozione meno efficace degli inquinanti, a cui si sopperisce con un dosaggio superiore a quello stechiometrico con un conseguente extra costo nell'acquisto dei reagenti e nello smaltimento delle polveri.

Nella realtà italiana i sistemi ad umido sono stati largamente utilizzati nel passato, qualche vecchio impianto ha ancora questa configurazione. Anche l'impianto precedente del gruppo A2a, Silla 1, aveva un sistema di abbattimento ad umido.

Oggi si preferisce utilizzare sistemi a secco principalmente perché, come detto, si riesce ad evitare il trattamento delle acque reflue; anche la scarsa affidabilità delle torri di lavaggio del passato, una volta costruite in acciaio con all'interno rivestimento ebanizzato che accusava problemi di resistenza, ha contribuito all'allontanamento da questi sistemi, anche se oggi, grazie all'uso di scrubber in vetroresina, questa problematica è stata risolta.

Ritornando alla condensazione dei fumi è ora chiaro che negli impianti ove già esistono gli scrubber per l'abbattimento degli inquinanti è più facile utilizzarli anche come recupero energetico.

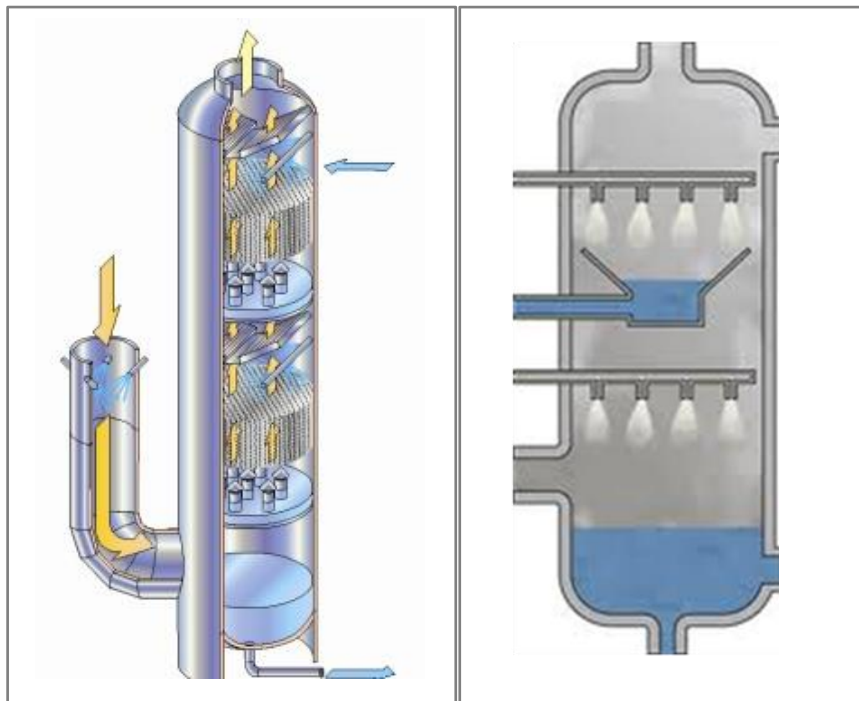


Figura 3.11. Esempi di scrubber a più sezioni. L'immagine a destra chiarisce il principio di funzionamento. (Fonte Vega)



Le possibili interfacce tra scrubber per abbattimento e condensazioni dei fumi sono sostanzialmente due:

- installare nel circuito dell'acqua additivata dedicata all'abbattimento uno scambiatore collegato, tramite un circuito secondario, agli evaporatori delle pompe di calore;
- installare uno scrubber dedicato a valle di quelli riservati alla rimozione degli inquinanti. Questo sistema può essere fisicamente separato dal treno di abbattimento oppure si possono utilizzare scrubber a più sezioni, vedi fig. 3.11, separate da appositi sistemi di raccolta dell'acqua in modo da non avere miscelamenti e dedicare quindi l'ultima sezione, nel senso dei fumi, al recupero energetico.

La seconda ipotesi è ovviamente più complicata perché richiede uno scrubber, o una parte di esso, aggiuntivo. È quindi necessario compiere delle opere abbastanza invasive, in termini di spazio e perdite di carico, soprattutto in impianti già in funzione.

Il grosso vantaggio è però legato alla composizione dell'acqua condensata: essendo a valle dei trattamenti questa è molto più pura e quindi facilmente smaltibile o addirittura riutilizzabile. Inoltre si può ipotizzare di collegare direttamente l'evaporatore delle pompe di calore, così da 'guadagnare' qualche grado all'evaporatore e di conseguenza aumentare il COP.

Nel caso di sistemi di abbattimento a secco per poter utilizzare scambiatori a miscela bisogna installare scrubber dedicati al solo recupero energetico; in questo caso si ha da una parte una garanzia circa la qualità delle condense, in quanto ovviamente posti appena prima del camino, ma dall'altra un indubbio ingombro ed una perdita di carico lato fumi maggiore rispetto al caso base.

### **3.3.2 Scambiatori a superficie ed il problema della corrosione**

Gli scambiatori a superficie sono le classiche batterie utilizzate comunemente nello scambio tra un liquido ed un gas, composte normalmente da tubi, lisci od alettati, nei quali scorre il liquido, immersi nel flusso di gas.

Il problema in questa applicazione è che tracce di acidi rimaste nei fumi vincolano i materiali utilizzabili.

A questo proposito è importante riferirsi ai valori di emissioni al camino che caratterizzano l'impianto Silla 2, in particolare l'acido cloridrico ha concentrazioni medie di  $2,4 \text{ mg/Nm}^3$  mentre l'anidride solforosa è normalmente inferiore a  $0,5 \text{ mg/Nm}^3$ . Soprattutto gli ossidi di zolfo sono particolarmente insidiosi in quanto, in combinazione con l'umidità dei fumi, tendono a condensare anche a temperature relativamente alte. Questo valore di temperatura a cui si assiste alla formazione di condense, caratterizzate da un pH particolarmente basso in quanto composte da acido solforico, è detto punto di rugiada acido ed ha valori intorno ai  $120^\circ\text{C}$  anche per bassissime concentrazioni di anidride solforica, vedi fig. 3.12 e 3.13. Questo ha vincolato la temperatura al

camino e gli scambi termici in moltissime realtà, soprattutto con combustibili come il carbone particolarmente ricchi di zolfo.

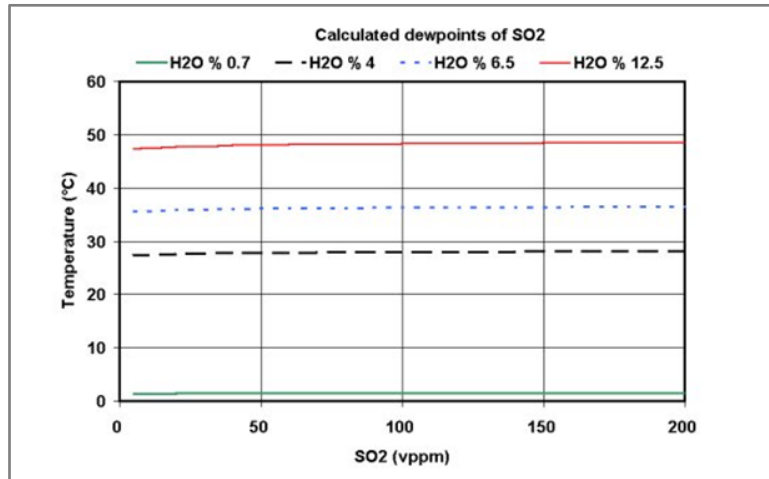


Figura 3.12. Punto di rugiada acido dell'anidride solforosa a diversi valori di umidità dei fumi. (Fonte HBSCC [35])

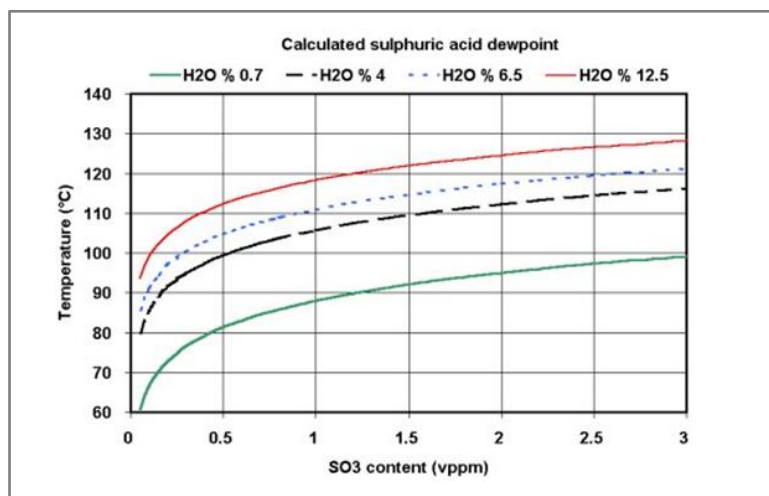


Figura 3.13. Punto di rugiada acido dell'anidride solforica. Come si vede ad elevati tassi di umidità la temperatura di rugiada è particolarmente elevata anche per bassissimi valori di SO<sub>3</sub>. (Fonte HBSCC [35])

Le soluzioni adottabili per garantire la durata degli scambiatori e preservarli dalla corrosione sono due:

- utilizzare materiali metallici a base di leghe speciali resistenti ad agenti acidi;
- rivestire l'acciaio con un sottilissimo strato di materiale plastico, esempio teflon, in modo da non metterlo in contatto diretto con l'aggressività dei fumi.

A tale proposito è interessante riportare lo studio svolto dal CESI, Centro elettrotecnico sperimentale italiano [36], riguardo recuperatori gas-gas da applicare su centrali a carbone con lo scopo di raffreddare i fumi al di sotto del punto di rugiada acido. In queste applicazioni la presenza di percentuali rilevanti di zolfo nel combustibile si traduce in quantità significative di acido solforico sulle superfici degli scambiatori. Lo studio ha affrontato il problema della resistenza dei recuperatori alla corrosione acida; i materiali analizzati sono i seguenti:

- Hastelloy, una lega di nichel ad altissima resistenza alla corrosione ma molto costosa;
- acciaio al carbonio rivestito di teflon, la soluzione più economica;
- acciaio al carbonio rivestito con resine fenoliche, utilizzabile anche su superfici alettate;
- acciaio al carbonio rivestito con metalli pregiati (es. Hastelloy), il miglior compromesso tra resistenza e costo.

I rivestimenti anche se realizzati con materiali plastici poco conduttivi hanno spessori trascurabili, al massimo 400 micron, che influiscono marginalmente sullo scambio termico.

Questo studio dimostra come la tecnologia esistente sia matura, anche per applicazioni più critiche rispetto a quella del presente lavoro.

Un'altra applicazione consolidata sono gli scambiatori che condensano i fumi negli analizzatori delle emissioni installati, come disposto dalla legislazione vigente, nell'impianto Silla 2. I materiali utilizzati in questi apparecchi sono acciai al carbonio vetrificati o rivestiti in teflon oppure acciai inossidabili austenitici, a base di cromo-nichel-molibdeno, con aggiunta di titanio. Questi apparecchi, seppur di dimensioni contenute e quindi poco vincolati dal punto di vista del costo del materiale utilizzato, non hanno mai dato problemi di corrosione pur essendo in contatto con i medesimi fumi considerati in questo progetto da più di dieci anni.

L'impianto Silla 2 ha avuto modo di sperimentare scambiatori di grandi dimensioni a rischio corrosione. Un economizzatore rivestito di teflon era installato in uscita caldaia, a contatto con fumi non trattati e quindi molto aggressivi. Le temperature di funzionamento erano approssimativamente 50°C lato acqua mentre i fumi venivano raffreddati fino a circa 135°C; le concentrazioni di inquinanti avevano valori nell'intorno di 1000 mg/Nm<sup>3</sup> per l'HCl e 20 mg/Nm<sup>3</sup> per l'SO<sub>2</sub>.

In queste condizioni lo scambiatore ha accusato problemi di affidabilità in quanto erano frequenti le fuoriuscite di liquido dovute alla rottura dei tubi.

Nella configurazione attuale dell'impianto è presente uno scambiatore teflonato a valle di tutti i trattamenti di abbattimento, ove le condizioni operative dal punto di vista degli inquinanti sono nettamente migliori rispetto ai valori di

uscita caldaia. Riguardo le temperature i fumi vengono raffreddati fino a 120°C mentre il liquido entra a circa 75°C.

In questa applicazione lo scambiatore, installato dal 2007, non ha mai dato problemi in termini di affidabilità.

In definitiva, è possibile ritenere matura la tecnologia degli scambiatori in atmosfere corrosive in quanto vi sono diversi materiali che, seppur ad un certo costo, garantiscono pienamente l'affidabilità richiesta.

### 3.3.3 Confronto tra le due tecnologie

Partendo dal presupposto, secondo quanto detto sopra, che entrambe le modalità di scambio termico possono avere una buona affidabilità si vuole ora valutare l'aspetto energetico in modo da trovare la soluzione che più esalti le prestazioni del sistema.

Un primo aspetto che differenzia notevolmente i due sistemi risiede nel possibile recupero diretto, tramite scambiatori a superficie, della parte di calore ad alta temperatura.

A questo proposito bisogna ricordare le condizioni attuali dei fumi al camino: temperatura 125°C, punto di rugiada 58,5°C.

Nel caso di utilizzo di scrubber, la parte di calore sfruttabile direttamente dall'impianto, ovvero quella ottenibile raffreddando i fumi da 125°C a 65°C, sarebbe convertita in calore a bassa temperatura all'ingresso dello scrubber stesso. In questa fase i fumi, investiti dalla pioggia di acqua, raggiungerebbero presto la saturazione lasciando il loro calore al liquido ad una temperatura energeticamente meno pregiata. Il risultato sarebbe una maggior potenza termica al circuito della pompa di calore e quindi un maggior consumo di energia elettrica per il suo funzionamento.

Avendo quantificato il calore sopra i 65°C in circa 3 MW per linea, quindi 9 MW totali, con un COP delle pompe di calore pari a 4,5, l'extra consumo elettrico sarebbe di 2 MW, non certo trascurabile.

Per questo motivo si reputa conveniente adottare scambiatori a superficie per la prima parte del recupero, in modo da sfruttare direttamente il calore più pregiato.

Nella seconda parte, quella sotto i 65°C, la scelta tra i due sistemi è meno scontata, di seguito verranno analizzati alcuni parametri:

- differenze di temperatura tra l'evaporazione del refrigerante nelle pompe di calore e l'uscita dei fumi dallo scambiatore, parametro fondamentale per definire il COP;
- possibilità di avere pompe di calore che lavorano su differenti temperature di evaporazione in modo da migliorare il COP globale;
- perdite di carico lato fumi;
- possibilità di un ulteriore abbattimento delle emissioni;

- aspetti collaterali come regolazione e ingombro.

Differenze di temperatura tra l'evaporazione del refrigerante nelle pompe di calore e l'uscita dei fumi dallo scambiatore

Per analizzare questo parametro il riferimento sono state le già citate esperienze in questo campo dell'azienda Gotaverken Miljo e il progetto preliminare [37] realizzato da A2a per un altro termovalorizzatore del gruppo; entrambi considerano l'utilizzo di scrubber come scambiatori. In queste realizzazioni si è tenuto conto di differenze di temperature tra l'acqua immessa nella torre di lavaggio e i fumi uscenti dalla stessa di 2/4°C; nella presente ci si è quindi riferiti al valore medio di 3°C.

Questo valore, che potrebbe sembrare troppo ottimistico, è stato verificato sfruttando la teoria di Merkel riguardante le torri evaporative, concettualmente analoghe alle torri di lavaggio con la differenza che il trasferimento di calore avviene dall'acqua all'aria e non dai fumi all'acqua come in questo caso. Nel calcolo sono stati considerati i seguenti valori:

- temperatura fumi saturi all'ingresso 58,5°C (in genere prima dell'ingresso dello scrubber viene posto uno spruzzatore in modo da ridurre la temperatura dei fumi fino ai valori tipici della saturazione, inferiori ai 60°C);
- temperatura fumi in uscita 30°C;
- acqua in ingresso 27°C;
- acqua in uscita 53°C.

La teoria di Merkel impone dei passi successivi di calcolo per arrivare a determinare l'altezza del riempimento necessaria allo scambio termico. I passi sono identificati rispetto alla temperatura dell'acqua spruzzata, si parte da quella uscente dallo scrubber e si somma un delta di temperatura costante per arrivare al valore di ingresso. Così facendo si compila la seconda colonna, nominata  $T_w$ , della tabella 3.3. La terza colonna, chiamata  $h_w$ , riporta l'entalpia dell'aeriforme in condizioni di saturazione alla temperatura indicata come  $T_w$ . La quarta colonna, titolata  $h_f$ , identifica l'entalpia dei fumi corrispondente al rispettivo passo. Il primo valore deriva dalle condizioni di uscita dei fumi. Le altre entalpie sono calcolate tramite l'eq. (3.19).

$$h_{f,i} = h_{f,i-1} + \frac{\dot{m}_w \times C_{p,w} \times \Delta T_w}{\dot{m}_f} \quad (3.19)$$

Dove il delta di temperatura è fissato in 2°C dal passo scelto e la portata d'acqua è ricavata come mostrato nell'eq. (3.20).

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}}{\Delta T \times C_{p,w}} \quad (3.20)$$

La potenza indicata è quella relativa alla totale recuperata nel processo. Il salto di temperatura è corrispondente alla differenza tra ingresso e uscita del flusso d'acqua circolante nello scrubber, ovvero 26°C.

Infine, nell'ultima colonna, si è ricavato un numero N adimensionale necessario al dimensionamento del riempimento. La formula che lo identifica è la (3.21).

$$N_i = \frac{C_{p,w} \times \Delta T_w}{h_{w,i} - h_{f,i}} \quad (3.21)$$

Il primo passo non prevede il calcolo di N. Nei successivi il delta di temperatura è quello imposto, pari a 2°C.

**Tabella 3.3. Calcolo del materiale di riempimento nello scrubber con la teoria di Merkel.**

passo	Tw	hw	hf	N
1	27	85,08	99,74	-
2	29	94,63	122,57	0,2997
3	31	105,07	145,40	0,2076
4	33	116,51	168,23	0,1618
5	35	129,04	191,07	0,1350
6	37	142,80	213,90	0,1178
7	39	157,93	236,73	0,1062
8	41	174,59	259,57	0,0985
9	43	192,95	282,40	0,0936
10	45	213,24	305,23	0,0910
11	47	235,68	328,06	0,0906
12	49	260,55	350,90	0,0927
13	51	288,16	373,73	0,0978
14	53	318,90	396,56	0,1078
Totale				1,7001

La sommatoria degli N calcolati produce il valore di 1.7. Utilizzando questo dato nel grafico allegato alla teoria di Merkel è stato possibile quantificare, considerando una velocità dei fumi pari a 2 m/s, il riempimento richiesto in 1500 mm. Tale valore risulta realistico e soprattutto non invasivo, anche considerando un margine di sicurezza che porti ad aumentare sensibilmente tale misura, dal punto di vista dell'ingombro in impianto.

Come già detto l'acqua che attraversa gli scrubber potrebbe essere utilizzata direttamente negli evaporatori; non avendo però, in questa fase preliminare, garanzie da parte di FrioTherm riguardo la resistenza alla potenziale corrosione

del metallo degli evaporatori è stata considerata l'installazione cautelativa di scambiatori, presumibilmente a piastre, in modo da separare il circuito della torre dello scrubber dalla rete idronica degli evaporatori. La differenza di temperatura in tali scambiatori tra uscita dell'acqua da inviare agli scrubber e arrivo del fluido secondario dagli evaporatori è stata fissata in 2°C.

Con tali ipotesi si ottiene un sistema in cui la temperatura dei fumi uscente dagli scrubber è 5°C superiore a quella dell'acqua prodotta dagli evaporatori delle pompe di calore.

Nel caso di scambiatori a superficie le esperienze nel campo della condensazioni dei fumi sono, come detto per ragioni prevalentemente geografiche, praticamente assenti.

Si è ipotizzato di riuscire a raffreddare i fumi fino ad una temperatura superiore di 8°C a quella dell'acqua in ingresso allo scambiatore. Questo valore è forse un po' ottimistico nel caso di utilizzo di tubi lisci rivestiti in teflon, mentre è eccessivo se riferito a tubi alettati in leghe speciali.

Non essendo il fluido termovettore in diretto contatto con i fumi non è ovviamente necessario predisporre uno scambiatore intermedio: la stessa acqua dello scambiatore raggiungerà direttamente l'evaporatore della pompa di calore.

In conclusione il sistema con scambiatori a superficie riduce di 3°C la temperatura di evaporazione delle pompe di calore, portando ad un peggioramento dei COP delle pompe di calore.

#### Possibilità di avere pompe di calore che lavorano su differenti temperature di evaporazione in modo da migliorare il COP globale

Una possibilità per migliorare l'efficienza del sistema è quella di installare più pompe di calore in serie lato evaporatore, in modo da sfruttare le potenzialità offerte dal grande salto termico che caratterizza i fumi.

Si ipotizza ora di dividere a metà la potenza termica recuperata utilizzando due pompe di calore.

Nel caso di utilizzo di scambiatore a miscela si potrebbero utilizzare due scrubber in serie oppure uno solo a doppio stadio in modo da separare il recupero in due diverse temperature. Con questa modalità, ineccepibile dal punto di vista energetico, si avrebbero però costi di investimento più elevati, perdite di carico maggiori e un incremento degli ingombri.

La soluzione più promettente è quella di utilizzare un solo scrubber e dividere poi il recupero sul circuito dell'acqua spruzzata nella torre di lavaggio semplicemente collegando in serie i due evaporatori. Con riferimento ad uno scrubber funzionante con i valori citati precedentemente a proposito della teoria di Merkel, dividendo a metà il salto termico e considerando le irreversibilità dello scambiatore intermedio, si trova una temperatura dell'acqua prodotta al primo evaporatore di 38°C.

Nell'ipotesi di utilizzo di scambiatori, essendo questi ultimi fortemente penalizzati da abbondanti differenze di temperature tra ingresso e uscita

dell'acqua, è preferibile installarne diversi, in questo caso due, in serie lato fumi; ogni scambiatore sarà collegato ad un evaporatore separato.

In tal caso la temperatura dei fumi che sancisce la metà del recupero termico è 48°C, considerando sempre 8°C di differenza si trova che la temperatura dell'acqua prodotta dal primo evaporatore è 40°C.

Inoltre, nel caso di funzionamento a carico ridotto della linea di termovalorizzazione, si ha una portata fumi inferiore a quella nominale. Nell'ipotesi di utilizzo di scambiatori a miscela l'impossibilità di una proporzionale diminuzione della portata d'acqua nel circuito dello scrubber, per non ridurre l'efficienza degli spruzzatori e quindi lo scambio termico, comporta un'ulteriore penalizzazione. Infatti la temperatura di ingresso dell'acqua nello scambiatore deve rimanere la medesima in modo da raffreddare i fumi fino alla temperatura desiderata. Riducendosi la potenza trasmessa la temperatura di uscita dell'acqua sarà quindi minore. In definitiva si avrà una minor potenza scambiata con gli evaporatori a più alta temperatura mentre l'energia trasmessa alle pompe di calore a bassa temperatura, e quindi funzionanti con un COP inferiore, rimarrà la stessa.

Questo fenomeno indesiderato non affligge gli scambiatori a superficie che invece ripartiscono tra loro la potenza in maniera proporzionale.

In conclusione volendo separare gli evaporatori per incrementare il COP medio delle pompe di calore il caso con scambiatori a superficie risulta leggermente favorito.

#### Perdite di carico lato fumi

Le perdite di carico che deve vincere il flusso dei fumi nel sistema di recupero variano in base al sistema prescelto.

Nel caso di scambiatori a miscela, stando a quanto dichiarato da Gotaverken Miljo, i valori si attestano attorno agli 8 mbar per scrubber a singolo stadio.

Nel caso di scambiatori a superficie i valori dipendono molto dalle prestazioni a cui si vuole arrivare, in termini di differenze di temperatura liquido-gas, e dalla tecnologia, in termini di materiali e alettature, utilizzata. Con l'ipotesi fatta di porre il delta di temperatura a 8°C le perdite di carico tendono a essere superiori rispetto agli scrubber.

#### Possibilità di un ulteriore abbattimento delle emissioni

Nel caso di utilizzo di scrubber vi è la possibilità di utilizzare il sistema non solo come scambiatore di recupero ma anche come sistema di abbattimento delle emissioni.

Infatti è possibile additivare l'acqua circolante per ottenere dei risultati in tal senso oppure adottare uno scrubber in due sezioni in modo da utilizzare la prima per la rimozione degli inquinanti e riservare la seconda allo scambio termico.

Come già detto l'impianto Silla 2 ha un sistema di abbattimento delle emissioni a secco che permette il pieno rispetto dei limiti di legge; un'ulteriore riduzione



andrebbe vista come la possibilità di dividere la rimozione degli inquinanti con lo scopo di ottimizzare il consumo, e quindi il costo, dei reagenti, soprattutto nell'ottica di normative inerenti le emissioni sempre più stringenti.

L'azienda Gotaverken Miljo propone numerosi sistemi di abbattimento basati su scrubber a più sezioni. Generalmente vi è una sezione in cui l'acqua circolante è additivata con idrossido di calcio o di sodio per la rimozione dell'acido cloridrico e dell'anidride solforosa; un ambiente acido, creato in una seconda sezione, permette invece la rimozione dell'ammoniaca. Tracce di diossina vengono eliminate con un particolare trattamento, coperto da brevetto, degli scrubber detto Adiox. Secondo gli studi da loro effettuati, l'iniezione in camera di combustione degli eluati degli scrubber, ricchi di acido solforico, comporta dei benefici per le superfici di scambio dell'intera caldaia in quanto vengono ridotti i depositi di ceneri volanti e soprattutto la corrosione dei metalli. Con questa modalità è stato verificato si riescono a sopportare, a parità dei fenomeni corrosivi, temperature del vapore prodotto più alte, a tutto vantaggio del rendimento elettrico dell'impianto.

Bisogna però considerare che in questo progetto, finalizzato al solo recupero energetico, gli eventuali scrubber verrebbero bypassati quando, per esempio in estate, il teleriscaldamento non necessita di energia. Nel caso di utilizzo del sistema anche per ridurre le emissioni, questo dovrebbe essere lasciato in servizio per tutto l'anno. Di conseguenza la configurazione impiantistica dovrebbe essere profondamente rivalutata in quanto le temperature e soprattutto le percentuali di umidità al camino subirebbero variazioni notevoli nei periodi in cui le pompe di calore verrebbero mantenute spente.

#### Aspetti collaterali: regolazione e ingombro

Un ultimo punto sul quale è importante riflettere riguarda aspetti non propriamente energetici ma che comunque ricoprono un'importanza nella valutazione del sistema nel suo complesso.

Riguardo l'ingombro, le velocità di progetto di attraversamento degli scrubber sono di circa 2 m/s. Considerando 140000 m<sup>3</sup>/h di portata fumi, valore medio tra le condizioni di ingresso e uscita, si trova che il diametro ipotetico è di 5 m; suddividendo invece il flusso su due scrubber in parallelo il diametro si riduce a 3,5 m. Valori comunque ragguardevoli considerando anche l'altezza che deve permettere la collocazione della vasca di raccolta, del setto di riempimento, degli ugelli e del separatore di gocce. A questo proposito lo scambiatore a superficie risulta sicuramente favorito perché le velocità di attraversamento possono essere leggermente superiori (massimo 2,5 m/s), l'estensione nel flusso dei fumi è limitata e, inoltre, si ha più libertà nella forma e nell'orientamento.

Per quanto concerne la regolazione il sistema con scambiatori a superficie è ovviamente favorito sia perché ha meno variabili da controllare, non ci sono portate e ugelli da regolare, sia perché è più facile escludere il recupero

semplicemente fermando le pompe di calore, arrestando così qualsiasi scambio termico sensibile e latente.

In definitiva non c'è una soluzione oggettivamente migliore in termini energetici: degli scrubber si apprezzano le basse perdite di carico e le ridotte differenze di temperature, degli scambiatori l'assenza di pompe di circolazione ausiliarie e la semplicità di regolazione. La scelta sarà basata principalmente su altri aspetti: il costo e, soprattutto, le dimensioni, trattandosi di un'installazione in edifici già esistenti.

### **3.4 La configurazione impiantistica**

Questa sezione ha l'obiettivo di affrontare tematiche che si potrebbero definire collaterali o, meglio, non attinenti ad aspetti energetici ma che comunque è necessario considerare in quanto compromettono il buon funzionamento di tutto il progetto.

Alla luce di queste considerazioni, e dei risultati a cui si è giunti nei precedenti capitoli, è stato possibile arrivare ad una conclusione riguardo la configurazione impiantistica che più esalti il recupero termico in oggetto.

Infine è stato affrontato il tema della regolazione, cercando di riflettere riguardo tutte le problematiche che potrebbero emergere durante il funzionamento del sistema; l'esito di tale analisi ha portato a premiare alcune scelte impiantistiche.

#### **3.4.1 La temperatura di espulsione dei fumi: il problema del pennacchio e della presenza di condense nel camino**

I fumi uscenti dagli scambiatori sono in condizioni di saturazione, questo comporta due sgradevoli fenomeni:

- la formazione di condensa sulle superfici dei componenti a valle;
- un pennacchio particolarmente visibile.

Il primo problema è pericoloso in quanto il camino, l'unico componente posto dopo il recupero, non è attualmente costruito per resistere alla presenza di condense acide. Una soluzione potrebbe essere quella di rivestirlo con materiali, magari plastici, appositi anche se, l'estensione e soprattutto l'altezza di ben 120 metri rendono l'applicazione abbastanza onerosa.

Il pennacchio è invece un problema in quanto considerato dalla popolazione come sinonimo di inquinamento, è quindi premura delle società che gestiscono gli impianti cercare di minimizzarlo.

Il pennacchio si forma quando il miscelamento dei fumi espulsi e dell'aria ambiente porta l'umidità dei fumi a condensare, in quanto la pressione parziale del vapore diventa superiore a quella di saturazione alla temperatura raggiunta, formando piccolissime gocce d'acqua e creando di conseguenza un effetto

simile alla nebbia. L'insorgere del fenomeno si può prevedere tramite l'utilizzo del diagramma psicrometrico sul quale è possibile verificare se la miscela fumi-aria esterna ricade nella cosiddetta regione delle nebbie, a sinistra della curva di saturazione, vedi fig. 3.14. Il pennacchio è favorito da basse temperature esterne, elevata umidità dell'aria, bassa temperatura dei fumi e alta percentuale di acqua nei fumi. Ecco perché basta aumentare la temperatura dei fumi, senza variarne l'umidità assoluta, per ridurre il fenomeno.

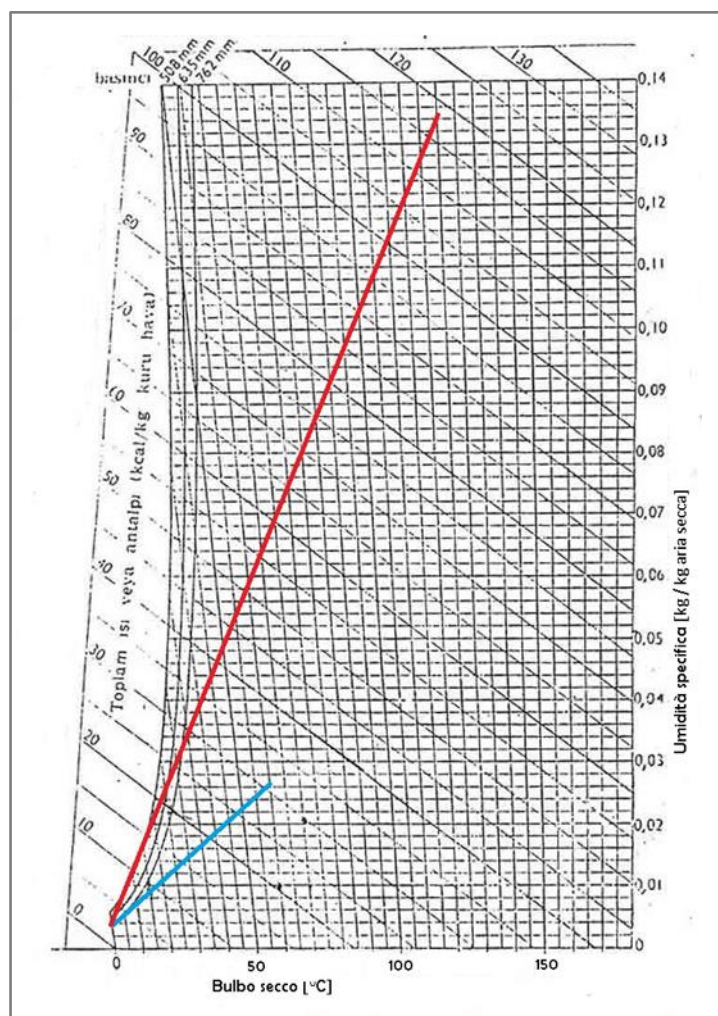


Figura 3.14. Diagramma psicrometrico atto a valutare l'entità del pennacchio. La retta rossa è riferita alle condizioni attuali dei fumi, ovvero 125°C; la retta blu considera i fumi alla temperatura di immissione in atmosfera prevista con il sistema di recupero, quindi 60°C dopo un raffreddamento fino a 30°C. Si può notare come la condizione con recupero comporti un pennacchio minore in quanto si limita la parte in cui la miscela di gas si trova nella regione delle nebbie. L'immagine si riferisce a condizioni climatiche tipiche invernali: 0°C, 95 % di umidità relativa.

Nel caso in oggetto il contenuto di acqua è basso ma essendo i fumi in condizioni di saturazione, quindi vicini alla regione delle nebbie, l'impatto visivo sarebbe inaccettabile.

L'unica soluzione percorribile è quella di post-riscaldare i fumi prima del loro ingresso nel camino in modo da non avere pericolo di condensazione nei condotti e ridurre l'insorgere del pennacchio.

Determinare la temperatura fino alla quale riscaldare è importante, per non disperdere inutilmente calore, in atmosfera; a tal proposito bisogna considerare i seguenti fattori:

- essendo il fumo raffreddato fino ad una determinata temperatura nel recupero, basterà, per non avere formazione di condense indesiderate, post-riscaldare in modo da far rimanere tutte le superfici a valle sopra tale temperatura;
- data la bassa percentuale di acqua presente il pennacchio risulta essere limitato anche con temperature di espulsione dei fumi di poco superiori al loro valore di saturazione;
- normalmente l'autorizzazione integrata ambientale dell'impianto impone una temperatura minima di scarico in atmosfera;
- una bassa temperatura di espulsione dei fumi non solo riduce la quantità di energia dissipata allo scopo ma permette anche l'utilizzo di sorgenti di calore meno pregiate.

Il limite legato all'AIA non viene considerato in quanto non legato ad aspetti energetici e, soprattutto, perché lo scrivente auspica una possibile variazione di tale vincolo secondo la ragionevolezza ingegneristica. Infatti l'unico beneficio in termini ambientali di elevate temperature al camino è correlato ad una maggiore dispersione in atmosfera del fumo caldo. Bisogna però constatare come questo porti ad un maggior dispendio di energia e quindi ad una diminuzione della potenza termica erogata alla rete del teleriscaldamento. Tale calore sarà in definitiva prodotto tramite altri sistemi, per esempio caldaie, con la relativa produzione di inquinanti nella realtà cittadina, ad una quota certamente inferiore rispetto ai 120 metri del camino di Silla 2.

Gli altri aspetti si possono considerare risolti con un post-riscaldamento di circa 30°C. Questo valore è accettabile nel caso di un consistente abbassamento della percentuale di acqua nei fumi rispetto alle condizioni attuali (18,5 % di umidità). Ad oggi infatti espellere i gas 30°C sopra il punto di rugiada, e quindi a circa 90°C in luogo dei 125°C, porterebbe, per la conformazione del diagramma psicrometrico, ad un pennacchio eccessivo.

La potenza necessaria ad elevare la temperatura dei fumi è ovviamente proporzionale alla loro massa e composizione; l'abbassamento della temperatura dei fumi alla fine del recupero, con una conseguente maggior condensazione, porta ad una riduzione della quantità di acqua presente allo scarico, ad una

proporzionale diminuzione della quantità dei fumi e in definitiva ad un risparmio di energia fornita a parità di salto termico.

Facendo riferimento alle due ipotesi iniziali di raffreddamento fino a 30°C o 35°C, si sono calcolate le potenze da scambiare, per arrivare a temperature al camino rispettivamente di 60°C e 65°C, tramite i polinomi di sesto grado dei gas in oggetto che hanno permesso di stabilire le entalpie occorrenti.

Le potenze da fornire ammontano a 1248,5 kW per linea nel primo caso e 1270,2 kW per linea nel secondo, la differenza è quindi limitata.

#### **3.4.1.1 Modalità per il controllo della temperatura di espulsione dei fumi**

Il riscaldamento dei fumi da effettuare a valle del recupero termico necessita, come evidenziato poc'anzi, di una discreta potenza termica.

Quest'energia si può reperire attingendo alle seguenti fonti:

- vapore già presente nell'impianto;
- acqua della rete del teleriscaldamento;
- liquido refrigerante in uscita dai condensatori delle pompe di calore;
- calore recuperato dai fumi nel tratto di solo raffreddamento sensibile da 125°C a 65°C.

La prima ipotesi sembra essere la meno logica perché comporterebbe l'utilizzo di vapore ad alta temperatura per riscaldare i fumi a temperature moderate. Trascurando il vapore pregiato prodotto dalle caldaie rimane quello a bassa pressione proveniente dal cross-over a 1,3 bar corrispondenti a 125°C. Seppur questo permetterebbe l'utilizzo di scambiatori alettati (il pericolo di corrosione è qui inesistente in quanto non ci sono condense) di piccole dimensioni e quindi basse perdite di carico, le irreversibilità termodinamiche non premiano una scelta di tale tipo. Inoltre gli svantaggi legati all'utilizzo di vapore sono notevoli: grandi tubazioni di raccordo, formazione di condense nei collegamenti nei periodi di non utilizzo e necessità di predisporre gli attacchi nella sala macchine esistente.

L'acqua della rete del teleriscaldamento potrebbe costituire una valida fonte di energia, magari utilizzando anche il ritorno così da abbassare la temperatura del fluido in ingresso alle pompe di calore migliorando il COP delle macchine.

Entrambe queste due possibilità hanno il vantaggio di disporre del fluido ad elevata temperatura e quindi di poter scaldare i fumi, se dovesse essere necessario, anche oltre il valore ipotizzato. Di contro andrebbero a sottrarre un calore pregiato, in quanto cedibile alle utenze termiche allacciate alla rete del teleriscaldamento.

Molto promettente è la soluzione che prevede di utilizzare il refrigerante liquido all'uscita dei condensatori; il calore asportato andrebbe a sottoraffreddare il freon riuscendo quindi a recuperare calore dal ciclo senza variare la potenza erogata al teleriscaldamento e l'assorbimento del motore. Di contro questo comporterebbe l'utilizzo di due sottoraffreddatori in serie, il primo dedicato al

teleriscaldamento e il secondo al recupero per i fumi. Inoltre le pompe di calore a doppio stadio non tollerano sottoraffreddamenti eccessivi, in quanto questo tende ad annullare il vapore che si sprigiona nel vessel intermedio e che permette il raffreddamento del gas aspirato nel secondo stadio di compressione. Se poi si considera l'eventualità di temperature dell'acqua di ritorno della rete di teleriscaldamento inferiori a quella di progetto, la potenza recuperabile per post-riscaldare i fumi cala drasticamente. Infine le temperature disponibili non sarebbero adeguate al completo riscaldamento dei fumi fino ai valori desiderati. Per suddetti motivi la soluzione più ragionevole appare quella di utilizzare il calore dei fumi nel loro primo tratto di raffreddamento. Lo scambio potrebbe essere effettuato con due configurazioni impiantistiche:

- tramite fluido intermedio con recuperatore a doppia batteria;
- per mezzo di scambiatori gas-gas.

Il sistema con doppia batteria prevede di utilizzare due scambiatori a superficie, uno a monte e l'altro a valle del recupero percorsi in circuito chiuso da acqua. Per ottimizzare il recupero conviene installare due circuiti in serie, di cui quello a più alta temperatura regolato per mezzo di valvola a tre vie in modo da garantire il post-riscaldamento voluto. La parte di calore eccedente verrebbe utilizzata per il teleriscaldamento semplicemente facendo circolare acqua della rete in uno scambiatore a superficie dedicato. Tale modalità è l'unica che permette il raffreddamento dei fumi, prima di entrare negli scambiatori collegati agli evaporatori delle pompe di calore, fino ai 65°C ipotizzati precedentemente tramite recuperatori a doppia batteria. È quindi la soluzione caratterizzata dalla massima efficienza complessiva.

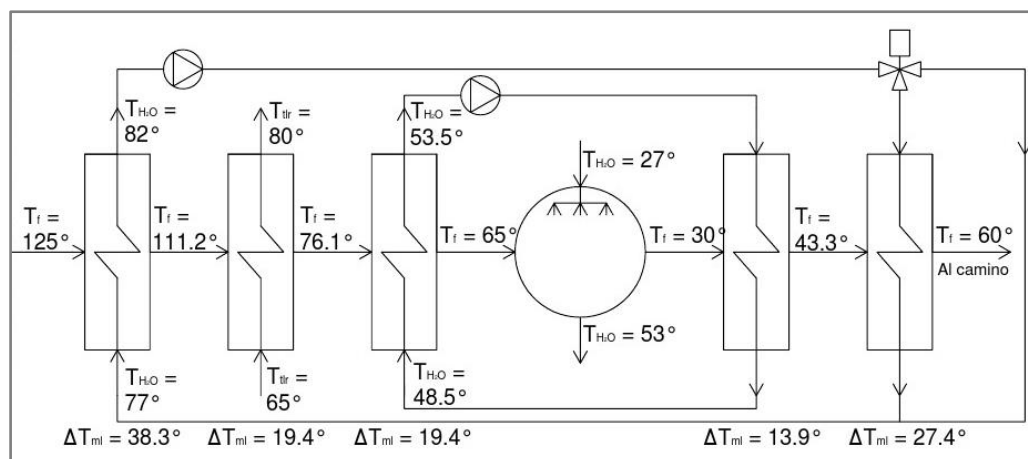
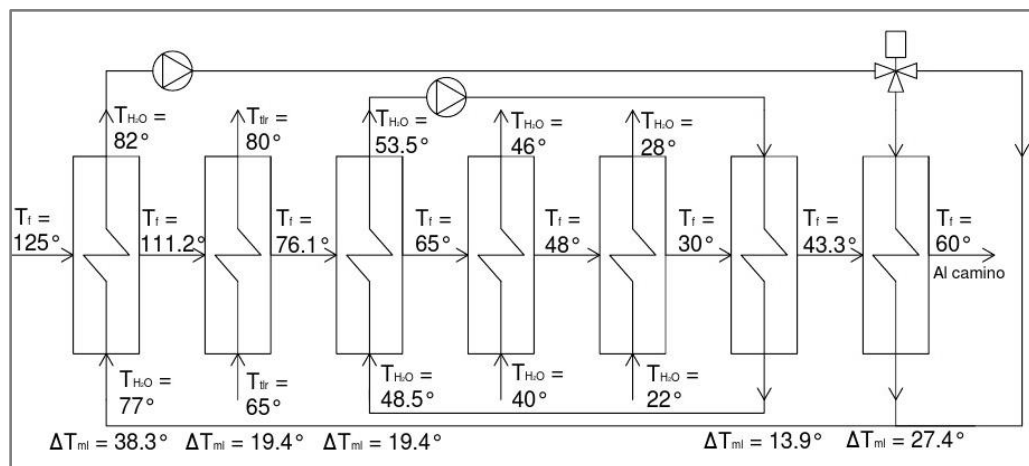


Figura 3.15. Schema funzionale sistema di recupero: scambio con i fumi nel caso di scrubber e recuperatori a doppia batteria.

Le figure 3.15 e 3.16, riferite rispettivamente ai casi con scambiatore a miscela e a superficie, illustrano lo schema che mostra le temperature dei fumi a cavallo degli scambiatori considerati, nell'ipotesi di raffreddamento fino a 30°C. Il

differente salto di temperatura, a parità di potenza scambiata, a cavallo del recuperatore a doppia batteria è da imputare alla minore massa dei fumi a valle della condensazione, in quanto la maggior parte di umidità è stata asportata, e al differente calore specifico. Il calcolo delle entalpie dei fumi, utilizzando i polinomi di sesto grado delle singole specie di gas presenti, ha permesso di realizzare il bilancio energetico riguardo i flussi in contatto con i due scambiatori del medesimo circuito.



**Figura 3.16. Schema funzionale sistema di recupero: scambio con i fumi nel caso di scambiatori a superficie e recuperatori a doppia batteria.**

Le temperature rappresentate a cavallo degli scambiatori sono frutto di un'ottimizzazione tecnico-economica. Gli scambiatori acqua-fumi hanno dimensioni proporzionali alla potenza da scambiare e al delta di temperatura logaritmico tra i due fluidi. Quest'ultimo parametro è da ottimizzare per non avere scambiatori termicamente sfavoriti, di conseguenza, sovradimensionati e, quindi, più costosi. Un parametro che ha influenzato notevolmente il dimensionamento delle batterie è stata la presenza di eventuali condense acide nel raffreddamento che avviene prima della condensazioni dei fumi. Infatti gli scambiatori interessati da tale fenomeno hanno una struttura resistente all'acidità che limita lo scambio termico. Tale problema è invece assente negli scambiatori utilizzati per post-riscaldare i fumi. Questi ultimi potranno avere quindi superfici alettate e prive di rivestimenti plastici protettivi, a tutto vantaggio dello scambio termico. Tenendo conto di tale fattore gli scambiatori destinati al post-riscaldamento sono stati dimensionati con un delta di temperatura logaritmico del 30 % inferiore rispetto ai corrispondenti posti a monte della condensazione. L'ottimizzazione è stata condotta avendo come obiettivo il raffreddamento dei fumi, prima dell'ingresso negli scambiatori collegati agli evaporatori, fino alla temperatura di 65°C. Altri vincoli sono le temperature dell'acqua dell'anello del teleriscaldamento in transito nello scambiatore dedicato; nello specifico

l'ingresso avviene a  $65^{\circ}\text{C}$ , l'uscita a  $80^{\circ}\text{C}$ . Il risolutore ha quindi ricavato le temperature dei fumi e dei fluidi intermedi in modo da avere i valori dei delta di temperatura logaritmici eguali sul secondo e terzo scambiatore ed il 30 % in meno sulla prima batteria di post-riscaldamento. Egualmente, i principi suddetti hanno portato a determinare le temperature del fluido intermedio sul primo scambiatore. È facile notare come gli scambiatori del circuito di recupero a più alta temperatura siano progettati con delta di temperatura maggiori. Questo permette un più agevole sovradimensionamento di tali superfici di scambio in modo da poter disporre di una riserva, utilizzabile qualora sia necessario incrementare la temperatura dei fumi al camino. In condizioni di progetto la valvola a tre vie rappresentata servirà a limitare il calore scambiato.

Nel caso di recuperatore gas-gas i fumi caldi cedrebbero energia direttamente a quelli uscenti dal sistema di recupero. L'energia in eccesso sarebbe ceduta alla rete del teleriscaldamento tramite scambiatore a superficie posto a monte del recuperatore gas-gas. La temperatura al camino verrebbe regolata tramite la quantità di calore ceduta al teleriscaldamento, proporzionale alla portata di fluido circolante nella batteria dedicata. Il recuperatore gas-gas, effettuando uno scambio diretto, è intrinsecamente avvantaggiato, questo permette di raggiungere le performance richieste con perdite di carico complessivamente inferiori. Il recuperatore gas-gas avrebbe inoltre la peculiarità di soffrire meno eventuali perdite o piccole rotture. Queste infatti comporterebbero solamente un trafilamento a valle del recupero e quindi una proporzionale perdita energetica. Nel caso invece di scambiatori a doppia batteria, la presenza di una perdita comporterebbe l'inevitabile arresto del sistema.

Di contro il recuperatore gas-gas avrebbe dimensioni poco agevoli e la complicità di dover essere raccordato a due flussi differenti.

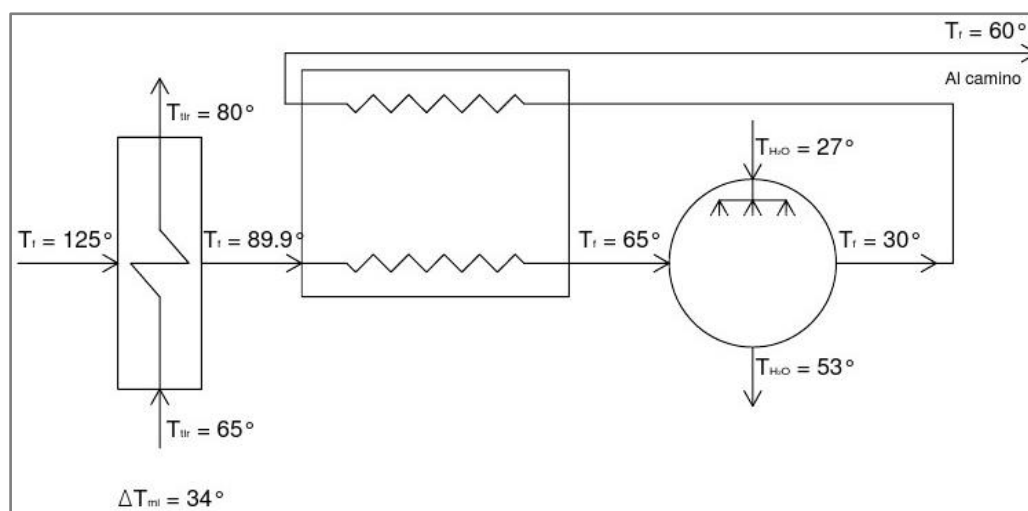
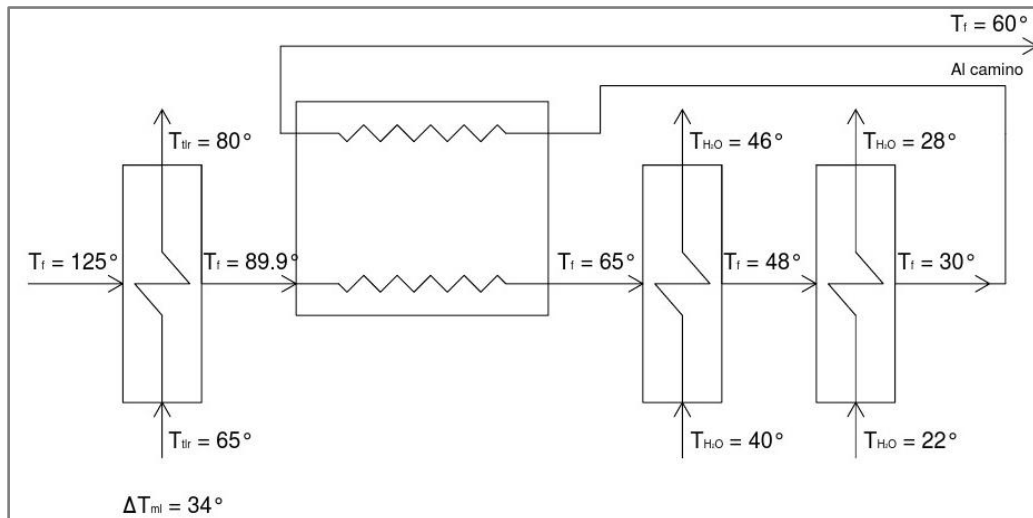


Figura 3.17. Schema funzionale sistema di recupero: scambio con i fumi nel caso di scrubber e recuperatore gas-gas.



Gli schemi riportati nelle figure 3.17 e 3.18, riferite rispettivamente ai casi con scambiatore a miscela e a superficie, rappresentano la configurazione con recuperatore gas-gas; le ipotesi sono le stesse del caso precedente: raffreddamento fino 30°C, post-riscaldamento fino 60°C. Le entalpie dei fumi, necessarie al bilancio energetico, sono state ricavate nuovamente tramite polinomi di sesto grado.



**Figura 3.18. Schema funzionale sistema di recupero: scambio con i fumi nel caso di scambiatori a superficie e recuperatore gas-gas.**

In entrambi i casi la potenza ceduta direttamente alla rete di teleriscaldamento, tramite lo scambiatore dedicato, si trova per differenza tra le potenze già calcolate del raffreddamento fino 65°C e quella necessaria al post-riscaldamento, tale valore risulta essere di 1765,4 kW.

In conclusione non si riesce ad identificare una soluzione oggettivamente migliore, gli aspetti che potranno condizionare la scelta sono sostanzialmente di natura economica o legati al layout di impianto. Realisticamente il sistema con scambiatore gas-gas permette investimenti minori, anche perché non necessita ausiliari, mentre quello con recuperatore a doppia batteria ha il pregio della maggiore flessibilità in termini di dimensioni.

### **3.4.2 Ottimizzazione della temperatura del recupero**

Come detto nell'introduzione la potenza recuperabile tramite la condensazione dei fumi è proporzionale alla temperatura a cui si raffreddano i gas nel recupero. L'ottimo si trova tra le opposte esigenze di massimizzare il recupero e mantenere elevato il COP delle pompe di calore, facendole funzionare con temperature all'evaporatore relativamente alte.

Una funzione matematica che permette di trovare il valore migliore non può esistere in quanto non esiste un punto di funzionamento in assoluto privilegiato. La scelta sarà quindi una prerogativa del progettista che dovrà riferirsi alle seguenti considerazioni:

- analisi della potenza richiesta dalla rete del teleriscaldamento nel corso dell'anno;
- confronto dell'efficienza con altri sistemi interfacciati alla stessa rete di distribuzione del calore;
- la temperatura a cui post-riscaldare i fumi si alza proporzionalmente con la temperatura del recupero, quindi un raffreddamento dei fumi più limitato comporterebbe l'utilizzo di calore sempre più pregiato per il post-riscaldamento;
- un piccolo recupero, se pur incoraggiato dalle altissime efficienze raggiungibili dalle pompe di calore, non giustificherebbe l'investimento e la complicità impiantistica necessaria;
- in ogni caso bisogna tenere un buon margine, considerando anche situazioni di fuori progetto, rispetto alle temperature di congelamento dell'umidità dei fumi.

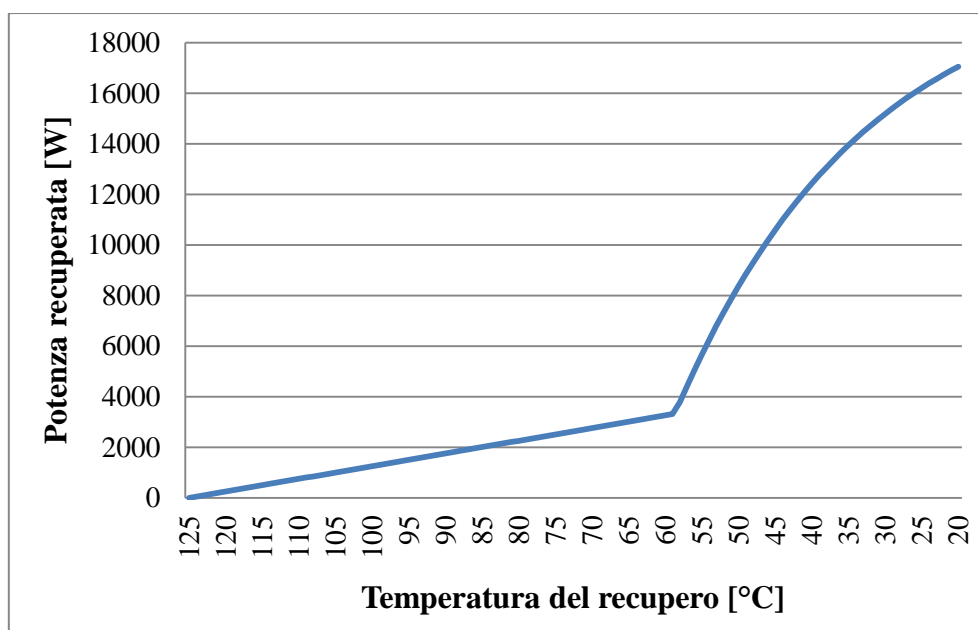
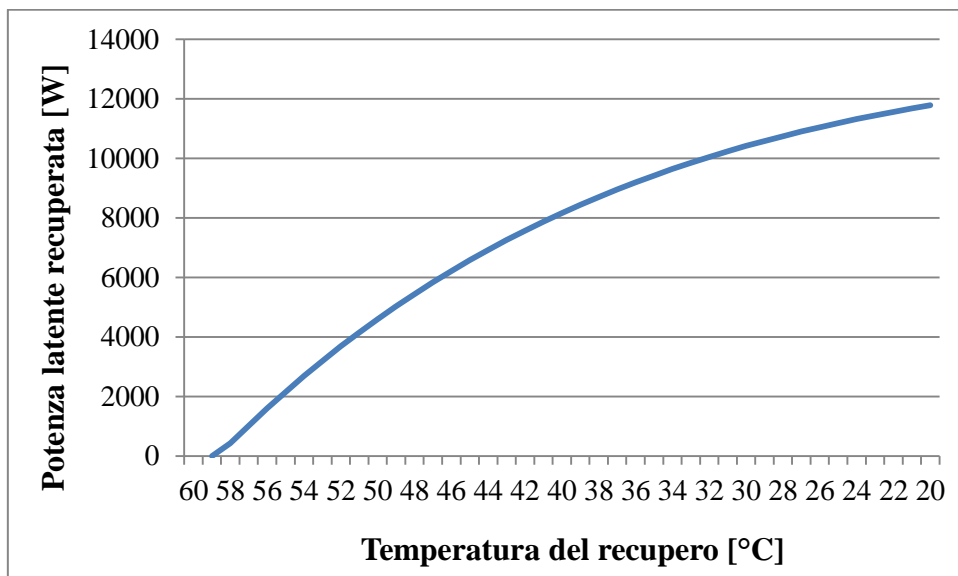


Figura 3.19. Potenza recuperata da una linea di combustione del termovalorizzatore Silla 2 grazie al raffreddamento dei fumi. Al di sotto del punto di rugiada, in questo caso 58,5°C, oltre al recupero sensibile si ha anche il latente.

Per esaminare al meglio la scelta della temperatura di recupero è utile quantificare le potenze ottenibili.

Il grafico di figura 3.19 mostra il calore che è possibile recuperare grazie al raffreddamento dei fumi fino alle temperature indicate; non viene considerata la potenza necessaria al post-riscaldamento dei fumi in quanto ritenuta non direttamente legata alla variabile considerata.

Come si vede la quantità di calore rimane modesta fino che si raggiunge il punto di rugiada, al di sotto di tale temperatura vi è un incremento esponenziale dell'energia scambiata. Il trend mostra come, seppur il recupero aumenta sempre, l'inclinazione della curva è maggiore nel primo tratto della condensazione. Questo è dovuto all'andamento logaritmico della temperatura del vapor saturo nei confronti della sua pressione parziale. Il concetto è chiaro nel grafico della figura 3.20 che rappresenta solo il calore latente di condensazione.



**Figura 3.20. Potenza termica recuperata dalla sola condensazione in una linea del termovalorizzatore Silla 2. Si nota come all'abbassarsi della temperatura l'incremento di energia recuperata sia sempre più esiguo.**

Riguardo l'efficienza delle pompe di calore si è analizzato il caso che prevede l'utilizzo di scrubber collegati agli evaporatori tramite scambiatori intermedi. Le temperature ai condensatori sono pari a 65°C in ingresso e 80°C in uscita.

È stata valutata nel grafico di figura 3.21 la possibilità di mettere più pompe di calore in serie sia sul circuito del condensatore che dell'evaporatore in modo da ridurre le irreversibilità di scambio termico ed incrementare l'efficienza globale.

Il grafico mostra come il COP beneficia della suddivisione della potenza termica su più pompe di calore; soprattutto passando da una a due macchine installate il guadagno è notevole. La differenza è più marcata, in termini percentuali, all'abbassarsi della temperatura dei fumi in quanto le macchine, oltre a giovare della diversa pressione di condensazione, si avvantaggiano di temperature di

evaporazioni sempre più distanti da quella relativa al caso di un evaporatore singolo.

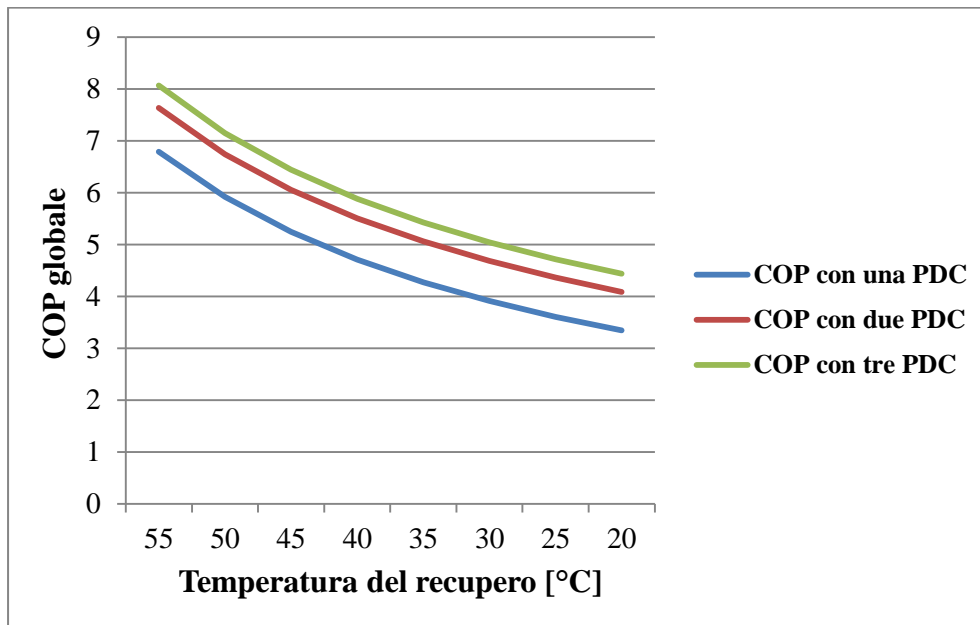


Figura 3.21. Andamento del COP delle pompe di calore al variare della temperatura del recupero e del numero di macchine (supposte in serie). La temperatura dell'acqua calda ai condensatori è stata ipotizzata pari a 65°C in ingresso e 80°C in uscita. Agli evaporatori è stata considerata la configurazione con scrubber.

La scelta di installare più pompe di calore comporta ovviamente un maggior costo di investimento plausibile solo se si ipotizza di collegare in parallelo gli scambiatori di tutte e tre le linee di termovalorizzazione. In tal caso infatti si raggiungono potenze termiche superiori alle taglie delle macchine più grosse disponibili sul mercato. In questa condizione, essendo obbligati ad installare più macchine, è spontaneo pensare ad una circuitazione che esalta le prestazioni complessive, realisticamente con un collegamento in serie degli scambiatori.

Tornando alla scelta della temperatura finale di raffreddamento l'analisi dei grafici ha permesso di convalidare le ipotesi iniziali che prevedevano un raffreddamento fino a 30°C o 35°C.

La temperatura che lo scrivente ritiene migliore è 30°C puntando ad aumentare il calore prodotto a scapito del COP in quanto quest'ultimo è comunque superiore a quasi tutti i sistemi alternativi di produzione di energia termica.

La gamma di pompe di calore offerte da FrioTherm con potenze all'evaporatore fino a quasi 20 MW permette di suddividere il carico su due macchine, un ottimo compromesso tra COP e costo di investimento.

Di seguito si farà riferimento a queste ipotesi.

### **3.4.3 Interfaccia idraulica delle pompe di calore**

Un ulteriore aspetto che deve essere ottimizzato è quello riguardante il collegamento idraulico delle pompe di calore. La circuitazione idronica delle due sorgenti termiche interconnesse con le pompe di calore influisce infatti in maniera non trascurabile sulle prestazioni globali del sistema. Di seguito verranno analizzati nel dettaglio i collegamenti da effettuare sia lato condensatori che evaporatori in modo da esaltare i COP delle macchine e nel contempo limitare le perdite di carico, al fine di ridurre l'energia assorbita dagli ausiliari.

#### **3.4.3.1 Il collegamento dei condensatori**

La rete di teleriscaldamento servita attualmente dal termovalorizzatore Silla 2 è caratterizzata da temperature di funzionamento di 65°C sul ritorno e 115°C sulla mandata. Considerando i COP e le potenze ricavate finora la potenza erogata dal sistema di recupero dei fumi è quantificabile in 50 MW che vanno sommati ai 120 MW producibili dall'impianto grazie al vapore uscente prelevato dal cross-over della turbina.

Essendo il vapore a temperatura costante e pari a 125°C è spontaneo installare i due circuiti in serie: le pompe di calore preriscaldano l'acqua che poi raggiunge le temperature di mandata grazie agli scambiatori a vapore.

Un semplice computo sulle potenze permette di definire in 80°C la temperatura di uscita dell'acqua dalle pompe di calore. Tali macchine si troveranno di conseguenza a lavorare con salto 15 al condensatore.

Il COP delle pompe di calore può essere esaltato abbassando la temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore e quindi proporzionalmente la pressione di condensazione e/o sottoraffreddando maggiormente il refrigerante liquido.

Per sfruttare entrambe le peculiarità è stato pensato di collegare le due pompe di calore in serie lato acqua.

I sottoraffreddatori verranno alimentati con acqua di ritorno a 65°C in modo da sfruttare al massimo il calore disponibile. Essendo questi scambiatori normalmente di piccole dimensioni non viene ritenuto opportuno metterli in serie ai rispettivi condensatori in quanto comporterebbero eccessive perdite di carico. Il problema delle perdite di carico non è solo energetico, infatti una caduta di pressione complessivamente contenuta permetterebbe di utilizzare la stazione di pompaggio attuale senza modifiche.

Nello specifico il sottoraffreddatore della pompa di calore che lavora a temperature più basse potrebbe essere collegato in parallelo al condensatore della stessa. Per ridurre al minimo le irreversibilità la temperatura dell'acqua in uscita dovrebbe essere la medesima di quella uscente dal condensatore. Essendo questo praticamente impossibile è preferibile installare una pompa che permetta la circolazione di una piccola quantità di acqua di ritorno nel sottoraffreddatore.

Per quanto concerne la pompa di calore a più alta temperatura il relativo sottoraffreddatore verrebbe collegato in parallelo alla prima pompa di calore. La portata ottimale è quella che garantisce la più alta temperatura dell'acqua in uscita, compatibilmente con la capacità di scambio termico, in modo da aumentare la portata nella prima pompa di calore diminuendo così la pressione di condensazione.

In figura 3.22 è riportata la rappresentazione dello schema idraulico descritto.

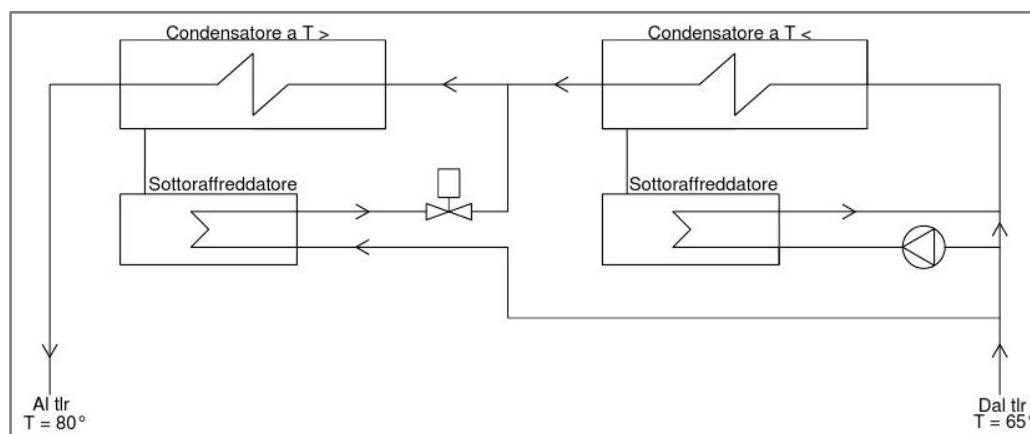


Figura 3.22. Schema di collegamento dei condensatori e dei rispettivi sottoraffreddatori alla rete di teleriscaldamento nel caso di adozione di due pompe di calore.

### 3.4.3.2 Il collegamento degli evaporatori

Il lato freddo delle pompe di calore si presta maggiormente alla separazione delle pressioni di evaporazione in quanto il recupero dai fumi avviene su un campo di temperature molto ampio.

Avendo ipotizzato di installare un totale di due macchine i recuperi delle singole linee andranno installati in parallelo.

Nel caso di scambiatori a superficie basterà raccordare le tre batterie a più alta temperatura con l'evaporatore della pompa di calore deputata a lavorare con pressioni più elevate, le altre tre, poste in serie lato fumi, all'altro evaporatore, vedi fig. 3.23.

La modalità che prevede l'installazione degli scrubber è sicuramente più complessa. In tale applicazione l'interfaccia con le pompe di calore è l'acqua che circola nello scrubber stesso. Questa, tramite scambiatori a piastre, cedrebbe il suo contenuto entalpico al fluido secondario che trasporta l'energia fino alle pompe di calore.

Il sistema sarebbe suddiviso installando due scambiatori a piastre posti in serie sul lato acqua dello scrubber e collegati, in parallelo alle tre linee, tramite due circuiti indipendenti ai rispettivi evaporatori, vedi fig. 3.24.

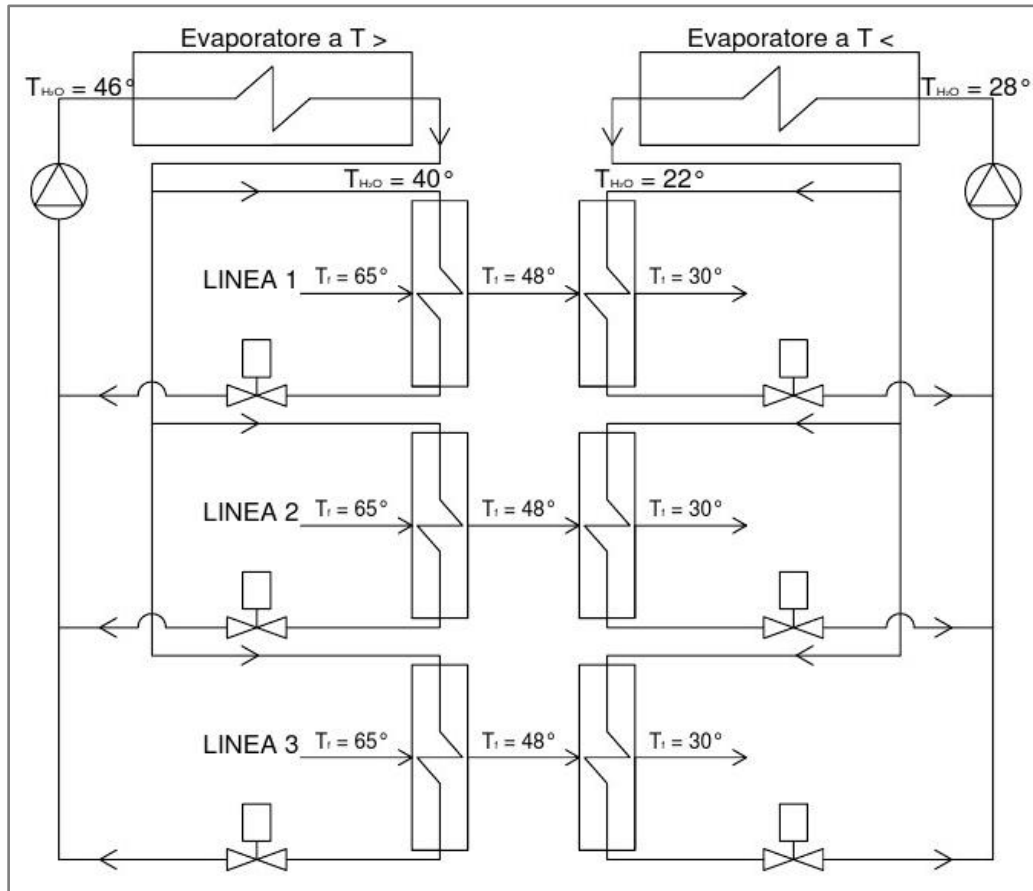


Figura 3.23. Schema di collegamento degli evaporatori nel caso di adozione di due pompe di calore e scambiatori con i fumi del tipo a superficie.

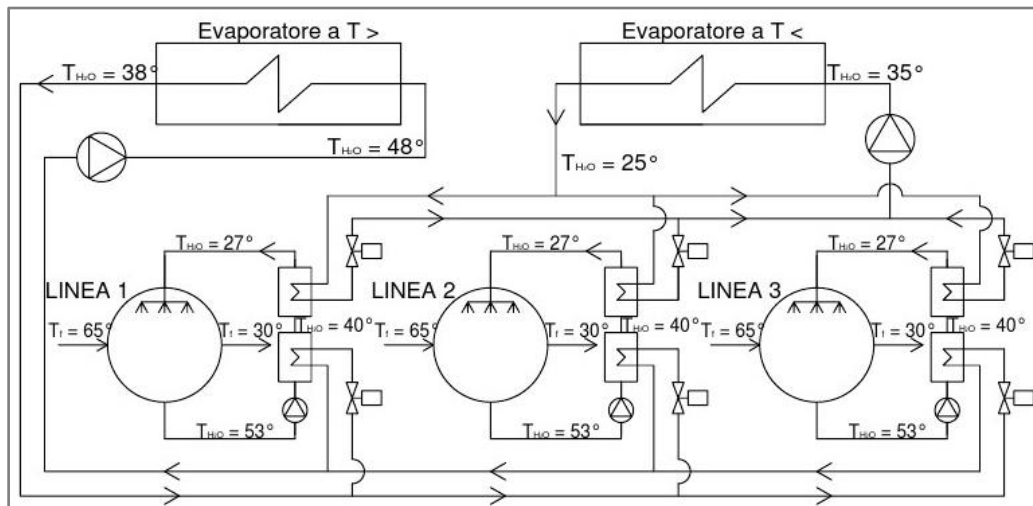


Figura 3.24. Schema di collegamento degli evaporatori nel caso di adozione di due pompe di calore e scambiatori con i fumi del tipo a miscela.

### 3.4.4 Ottimizzazione e scelta delle pompe di calore

La configurazione del sistema è quindi completamente definita; rimane però un parametro da determinare: date le due pompe di calore in serie bisogna determinare come ripartire la potenza frigorifera tra loro per ottimizzare le prestazioni.

Si ipotizza di seguito di riferirsi al caso che prevede l'adozione di scrubber; nel caso di utilizzo di scambiatori a superficie vi è solamente una lieve differenza delle temperature dei fluidi.

Anche se è spontaneo ipotizzare di dividere il carico equamente, i diversi salti di temperatura delle sorgenti termiche potrebbero condurre a dei risultati inaspettati. L'analisi effettuata ha avuto l'obiettivo di determinare il rapporto tra le potenze delle pompe di calore che esalta le prestazioni del sistema. I conti svolti hanno dimostrato che l'efficienza energetica è massima per un carico frigorifero della pompa di calore a più alta temperatura pari al 46 % del totale, è quindi meglio che tale macchina sia di taglia inferiore all'altra. Tale risultato è stato ottenuto considerando un'egual efficienza per entrambe le macchine. Il grafico di figura 3.25 mostra l'andamento del COP globale al variare della percentuale di calore coperto con la pompa di calore a più alta temperatura.

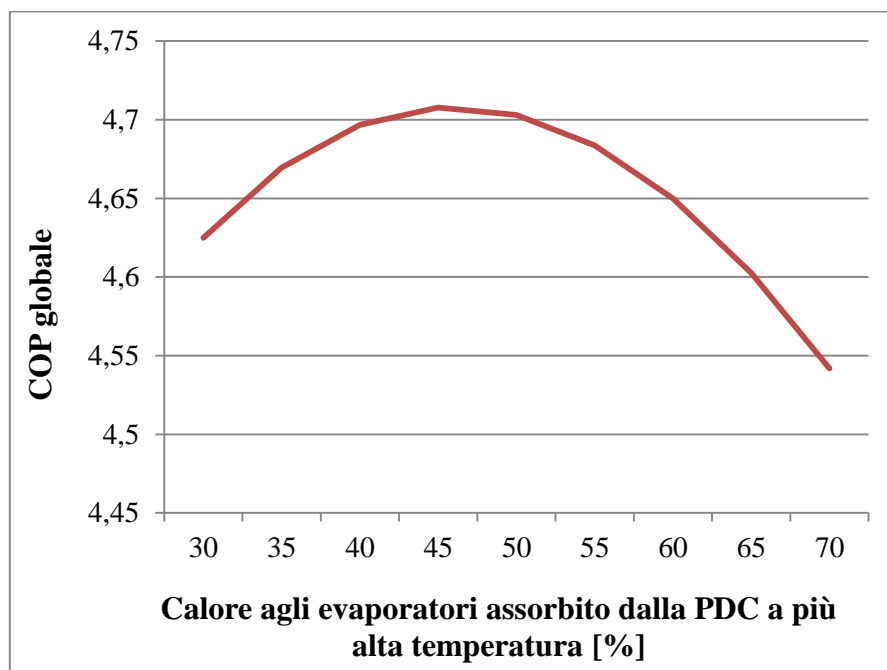


Figura 3.25. Andamento del COP globale delle due pompe di calore in serie in base alla suddivisione del carico agli evaporatori. La temperatura dell'acqua calda ai condensatori è stata supposta pari a 65°C in ingresso e 80°C in uscita. Agli evaporatori è stata considerata la configurazione con scrubber e raffreddamento dei fumi fino 30°C.



La pompa di calore che lavora a temperature superiori è però probabilmente più efficiente, sia perché è possibile un maggior sottoraffreddamento, sia per il minor rapporto di compressione a cui deve lavorare. Considerare quindi di premiare il rendimento della macchina a temperatura superiore porterebbe ad un risultato opposto, ovvero la percentuale di potenza ottimale da coprire con tale pompa di calore sarebbe il 51 %.

Come si vede entrambi i valori sono vicini alla metà, a livello pratico è quindi sconsigliato differenziare le macchine per un delta così limitato, si considereranno in questa fase pompe di calore di egual potenza. Successivamente la taglia delle macchine sarà determinata considerando aspetti come la regolazione o il caso di funzionamento in fuori progetto, avendo verificato come l'influenza della potenza sul COP, suddividendo l'energia quasi equamente, è marginale.

Avendo definito tutte le variabili di progetto non resta altro che la selezione della tipologia delle macchine in modo da poter poi calcolare l'efficienza definitiva. Iniziando a considerare il caso con scambiatori a miscela, i dati salienti sono qui riassunti (la pompa di calore a più alta temperatura è stata definita top, l'altra bottom):

- temperatura acqua uscita evaporatore bottom 25°C;
- temperatura acqua uscita evaporatore top 38°C;
- temperatura acqua uscita condensatore bottom 73°C;
- temperatura acqua uscita condensatore top 80°C;
- temperatura acqua in ingresso ai sottoraffreddatori 65°C.

Le pompe di calore prese ad esempio finora sono quelle di marca Friothersm a doppio stadio di compressione, funzionanti con refrigerante R134a, già installate in due centrali di teleriscaldamento milanesi. Tali macchine, seppur caratterizzate da una notevole efficienza, hanno un costo elevato. Il dubbio è che per differenze di pressioni tra evaporatore e condensatore più limitate il ciclo a doppio stadio non sia necessario o, comunque, economicamente non giustificato. Friothersm consiglia di ricorrere alla doppia compressione con differenze di temperatura tra l'evaporazione e la condensazione superiori a 40°C; ci sono state però delle applicazioni che hanno portato, sacrificando un po' il COP, questo delta fino a quasi 60°C.

In questa installazione la pompa di calore top lavorerebbe con differenza di temperatura pari a 46°C, mentre quella bottom pari a 52°C, valori elevati ma nettamente inferiori agli 85°C ai quali funzionano le macchine A2a che utilizzano acqua di falda. La scelta tra compressori a singolo o doppio stadio non è quindi scontata, data anche la notevole differenza in termini di complessità della macchina e quindi di costi. La possibilità di utilizzare, almeno per la pompa di calore top, compressori a singolo stadio sarà quindi vagliata.

Una diversa soluzione in grado di esaltare al meglio le prestazioni del sistema potrebbe essere quella di utilizzare una pompa di calore a singolo stadio con il condensatore bottom e l'evaporatore top, un'altra, a doppio stadio, sarebbe collegata agli altri due scambiatori; con questa modalità 'incrociata' i rispettivi delta di temperatura del ciclo sarebbero rispettivamente 39°C e 59°C.

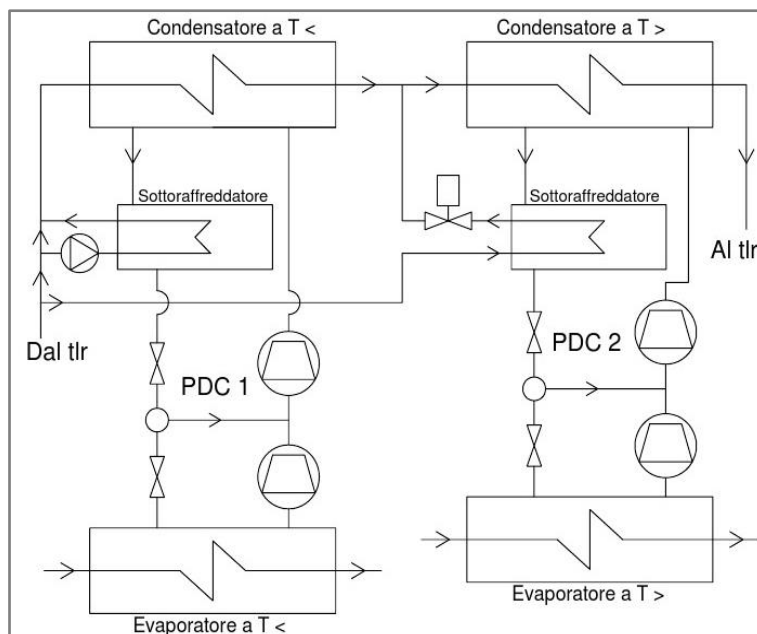
Di seguito si esaminerà la differenza tra il COP globale considerando i tre casi possibili qui riassunti:

- pompe di calore doppio stadio, vedi fig. 3.26;
- pompa di calore top singolo stadio, quella bottom doppio stadio, vedi fig. 3.27;
- pompe di calore incrociate, una singolo stadio l'altra doppio, vedi fig. 3.28.

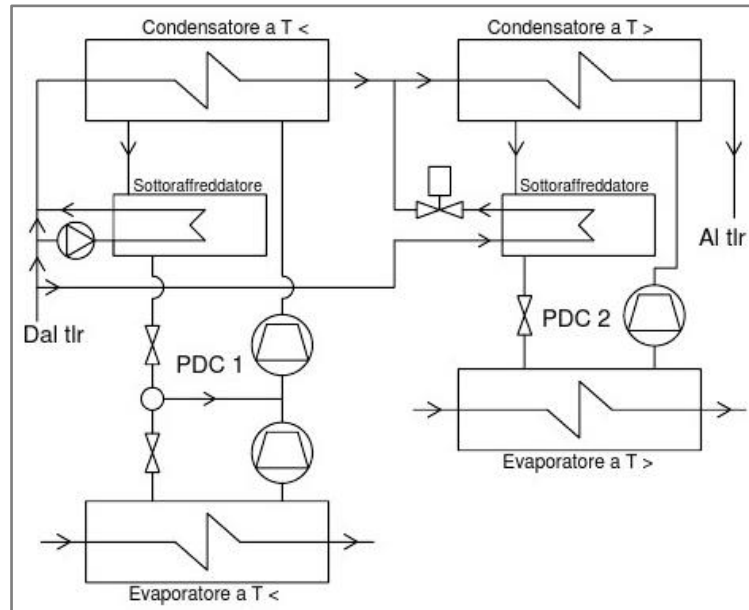
Nella tabella 3.4 vengono riportate le prestazioni dei casi considerati.

**Tabella 3.4. COP delle pompe di calore nelle tre configurazioni.**

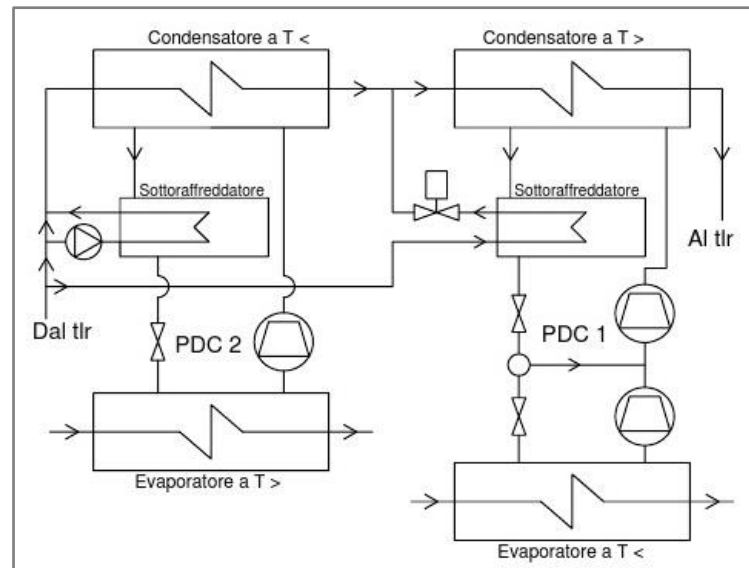
	K PDC 1	COP PDC 1	K PDC 2	COP PDC 2	COP globale
Configurazione 1	0,9	4,46	0,9	5,27	4,82
Configurazione 2	0,9	4,46	0,85	4,83	4,64
Configurazione 3	0,9	3,97	0,9	5,68	4,63



**Figura 3.26. Configurazione I: pompe di calore doppio stadio.**



**Figura 3.27. Configurazione II: pompa di calore top singolo stadio, quella bottom doppio stadio.**



**Figura 3.28. Configurazione III: pompe di calore incrociate, una singolo stadio l'altra doppio.**

Il K della pompa di calore a singolo stadio della seconda configurazione è stato imposto più basso in quanto la girante si trova a lavorare con rapporti di compressione più elevati rispetto agli altri casi.

La terza configurazione appare la migliore in quanto rispetto alla prima permette maggiori economie di realizzazione, utilizzando una pompa di calore singolo

stadio, a scapito di una piccola riduzione del COP globale. Rispetto alla seconda configurazione il vantaggio risiede, come sarà illustrato più avanti, nella maggior efficienza ai carichi parziali.

Utilizzando i dati finora considerati sono stati selezionati i modelli di pompe di calore più adeguati tra quelli prodotti dall'azienda svizzera Friothersm. Tale società è praticamente la sola a produrre macchine della taglia di interesse, anche considerando le alte temperature dell'acqua richieste al condensatore. Le pompe di calore sono progettate sulle specifiche richieste del cliente, partendo da una serie standard di compressori.

Come già specificato si è ipotizzato di dividere l'intera potenza frigorifera solamente su due pompe di calore. A tale proposito bisogna sottolineare come una sola macchina, oltre a essere meno efficiente, avrebbe una potenza superiore alla massima taglia commercializzata. Invece l'ipotesi di utilizzare più di due macchine, seppur più efficiente, è stata scartata per questioni legate ai costi di investimento. Inoltre la configurazione con tre pompe di calore in serie, oltre ad essere discretamente più complessa dal punto di vista della circuitazione idronica, avrebbe il difetto di maggiori perdite di carico sul lato dell'anello del teleriscaldamento. Le maggiori perdite sarebbero causate sia dall'aggiunta del terzo condensatore che dalla dimensione inferiore degli stessi, con il conseguente aumento della velocità del fluido nei tubi.

Alla luce di quanto suddetto le pompe di calore selezionate sono le seguenti:

- Unitop 50fy con compressore della serie Uniturbo per la macchina bistadio, vedi fig. 3.29;
- Unitop 56fx con compressore della serie Uniturbo per la macchina monostadio.

Il compressore 56fx è in realtà realizzato accoppiando assieme due giranti di dimensioni inferiori. La taglia più piccola è il modello Uniturbo 43bx che infatti eroga una potenza frigorifera inferiore del 50 %. A tal proposito sarebbe interessante valutare la possibilità di poter arrestare solo metà del compressore, in modo da limitare il decadimento delle prestazioni in fase di parzializzazione. Le modalità che permetterebbero tale risultato sono molteplici: installare una frizione per poter disaccoppiare una girante, prevedere due distinti motori elettrici oppure disporre di due compressori separati. La fattibilità, e soprattutto il costo, di tali ipotesi andranno poi valutati attentamente con il costruttore. In questa fase si considera il compressore Uniturbo 56fx come un'unità unica.

Per quanto concerne i fluidi refrigeranti la pompa di calore a doppio stadio, avendo questa basse temperature di evaporazione, funzionerebbe a R134a. La pompa di calore a singolo stadio opera invece con una temperatura di evaporazione pari a 36°C. Friothersm consiglia di utilizzare il refrigerante R245fa per temperature di evaporazione superiori ai 30°C. Il computo dell'efficienza del ciclo con tale refrigerante porta ad un COP leggermente superiore rispetto al caso con R134a. Nello specifico i COP della pompa di calore a singolo stadio calcolati sono 5,68 e 6,26 rispettivamente con R134a e

R245fa. Il COP globale passa quindi da 4,63 a 4,8. La pompa di calore a singolo stadio sarà quindi equipaggiata con il refrigerante R245fa.



**Figura 3.29. Pompa di calore Friotherm Unitop 50 fy con compressore bistadio. (Fonte Friotherm)**

Si vuole ora analizzare il caso che prevede l'utilizzo di scambiatori a superficie, calcolando le differenze in termini di potenze ed efficienze.

Le conclusioni, in termini di configurazioni e macchine, a cui si è giunti nel caso di utilizzo di scrubber verranno nuovamente assunte.

I dati considerati sono qui riassunti (la pompa di calore a più alta temperatura è stata definita top, l'altra bottom):

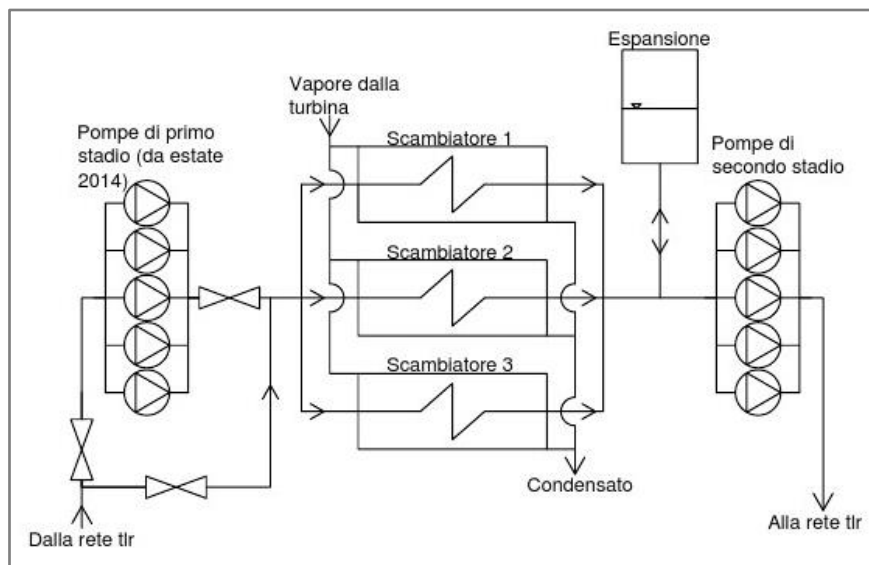
- temperatura acqua uscita evaporatore bottom 22°C;
- temperatura acqua uscita evaporatore top 40°C;
- temperatura acqua uscita condensatore bottom 73°C;
- temperatura acqua uscita condensatore top 80°C;
- temperatura acqua in ingresso ai sottoraffreddatori 65°C.

Facendo riferimento alla configurazione 3 sono stati calcolati i COP delle pompe di calore. Per quella a doppio stadio è emerso un valore di 3,76 mentre per quella a singolo stadio, operante con R245fa, il COP è risultato essere pari a 6,42. Nel complesso il sistema così strutturato raggiunge un COP di 4,66, quindi leggermente peggiore rispetto all'ipotesi di utilizzo di scambiatori a miscela.

Di seguito, per il calcolo delle potenze scambiate, si farà riferimento al caso che prevede l'utilizzo di scrubber.

### 3.4.5 Il collegamento con la rete di teleriscaldamento

L'attuale centrale di teleriscaldamento è composta da scambiatori vapore/acqua surriscaldata, dal gruppo di pompaggio e dal sistema di espansione/reintegro. Trascurando quest'ultimo, ininfluente in ambito energetico, il funzionamento prevede il collegamento del ritorno della rete a tre scambiatori a fascio tubiero posti in parallelo; l'acqua calda è poi aspirata, tramite un collettore, da cinque pompe centrifughe, regolate per mezzo di inverter, che inviano l'acqua in pressione alle utenze.

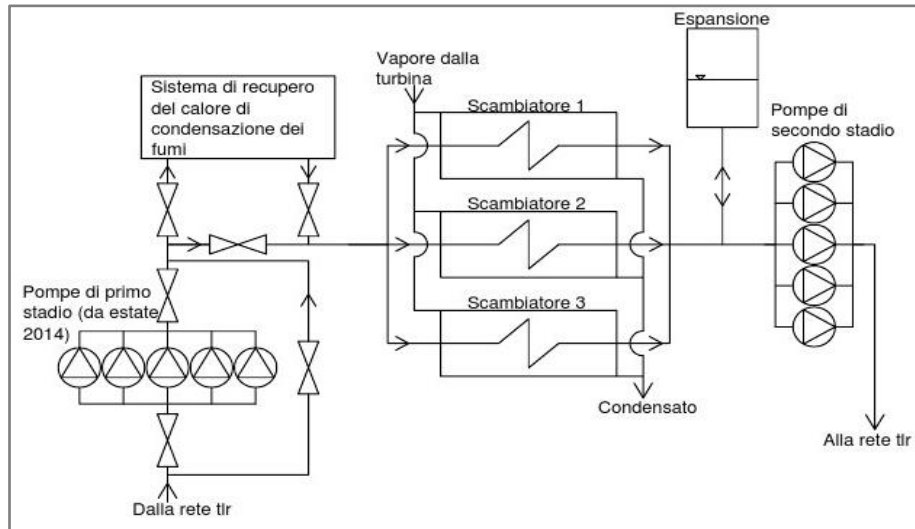


**Figura 3.30. Schema centrale di teleriscaldamento annessa al termovalorizzatore Silla 2. Sono mostrate anche le pompe di primo stadio che verranno installate nell'estate 2014.**

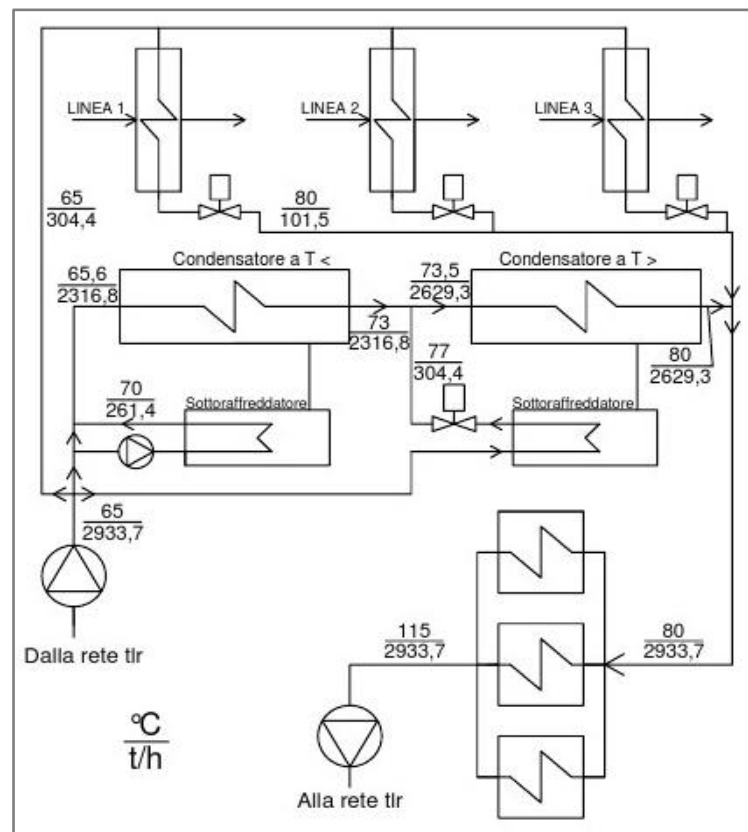
L'esigenza, data l'espansione della rete in atto, di avere una maggiore prevalenza, limitando nel contempo le massime pressioni sulle tubazioni di mandata, verrà assolta con l'installazione di un gruppo di pompaggio posto in aspirazione, a monte degli scambiatori. La rappresentazione dell'impianto descritto è riportata in figura 3.30.

La posa in opera delle pompe aggiuntive è prevista per l'estate 2014. Con tale configurazione è lecito aspettarsi un eccesso di prevalenza rispetto alle effettive necessità della rete. Questo potrebbe permettere di evitare l'installazione di ulteriori pompe dedicate alla circolazione del fluido nel sistema di recupero. Il collegamento tra i due impianti sarebbe effettuato tramite stacchi intercettabili tra il sistema di pompe di primo stadio e gli scambiatori a fascio tubiero.

L'acqua del ritorno, dopo un primo pompaggio, raggiungerebbe il sistema di recupero per essere preriscaldata, successivamente arriverebbe agli scambiatori a vapore per acquisire ulteriore calore e quindi essere inviata, tramite le pompe di secondo stadio, nella mandata della rete, vedi fig. 3.31.



**Figura 3.31. Schema centrale di teleriscaldamento annessa al termovalorizzatore Silla 2 nel caso di allacciamento al sistema di recupero del calore latente dai fumi.**



**Figura 3.32. Schema centrale di teleriscaldamento annessa al termovalorizzatore Silla 2 nel caso di allacciamento al sistema di recupero del calore latente dai fumi. L'immagine mostra le portate e le temperature nei singoli componenti presenti. Si è fatto riferimento al caso di utilizzo di scambiatori a miscela.**

La configurazione dei condensatori/sottoraffreddatori era già stata definita nella sotto sezione 3.4.3.1, a questo punto è possibile ottimizzare la regolazione delle portate.

Effettuando un bilancio di potenze a cavallo degli scambiatori si possono ricavare le temperature e le portate di funzionamento, vedi fig. 3.32.

La pompa che permette la circolazione nel primo sottoraffreddatore viene dimensionata in modo da avere un salto termico lato acqua non superiore a 5°C.

### **3.4.6 Il collegamento con la linea fumi**

La modalità di collegamento del sistema di recupero al percorso dei fumi attuale è legata principalmente al lay-out dei componenti da installare, in quanto il vincolo maggiore è l'esiguo spazio disponibile.

Una caratteristica imprescindibile del dispositivo di recupero è la non invasività nel normale funzionamento delle linee di termovalorizzazione ovvero, anche nell'ipotesi di un guasto del sistema di recupero, si deve comunque permettere il normale funzionamento delle caldaie.

In questi termini è scontato ipotizzare un sistema di by-pass del recupero in modo da poterlo escludere agevolmente, per esempio quando la richiesta di potenza termica del teleriscaldamento è modesta e viene quindi soddisfatta interamente dal vapore spillato dal cross-over della turbina.

Inoltre è buona norma in questi impianti tenere le linee fumi in depressione rispetto all'ambiente in modo da impedire il trafilamento di gas all'interno dell'edificio. Tale consuetudine potrebbe essere in questa applicazione trascurata in quanto i fumi hanno già subito i trattamenti di abbattimento e sono quindi meno pericolosi; inoltre la ridotta estensione e la tipologia dei componenti installati li rende poco propensi alle fuoriuscite.

È difficile prevedere in questa fase le perdite di carico del recupero, anche perché fortemente influenzata dalla tipologia di scambiatori adottati. Valori indicativi possono stare nel range dei 25/40 mbar.

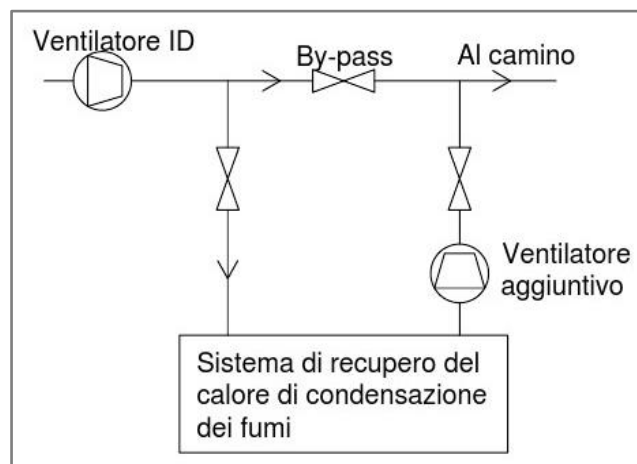
Realisticamente il ventilatore dei fumi attualmente presente non riuscirebbe ad assicurare il tiraggio necessario, si dovrebbe quindi potenziarlo o aggiungerne un altro in serie.

Valutando la prima ipotesi il sistema in oggetto andrebbe installato a monte del ventilatore attuale, mantenendolo quindi cautelativamente in depressione.

Nel caso invece di predisporre un ulteriore ventilatore la scelta di porre i componenti a valle o a monte dell'ID-fan sarebbe solo legata ad aspetti dimensionali in quanto il ventilatore aggiunto provvederebbe a mantenere la giusta depressione, vedi fig. 3.33. In quest'ultimo caso la regolazione del sistema sarebbe un parametro importantissimo per poter garantire un funzionamento affidabile delle caldaie.



A prescindere dalle modalità, la zona dedicata al recupero dovrà essere raccordata tramite serrande di ingresso ed uscita, la serranda di by-pass verrà chiusa quando le altre due sono completamente aperte.



**Figura 3.33.** Schema di collegamento del sistema di recupero del calore latente alla linea fumi esistente.

### **3.5 La regolazione**

La regolazione del sistema è un aspetto molto delicato a cui bisogna prestare la dovuta attenzione in fase progettuale. L'obiettivo da perseguire deve essere quello di ottimizzare le prestazioni ma soprattutto rendere l'impianto affidabile e facile da gestire.

Una criticità di questo sistema è quella di essere inserito in un sito già molto complesso, che necessita di una supervisione costante e competente. La possibilità di aggiungere ulteriori componenti per il recupero termico può essere considerata solo alla condizione di installare macchine che riescano a funzionare in maniera completamente automatica, lasciando ai conduttori il solo compito di controllo.

Infine la regolazione deve assicurare il funzionamento di tutti i componenti nel loro campo operativo, così da permettere un utilizzo sicuro e duraturo degli stessi.

#### **3.5.1 La parzializzazione del sistema**

Il sistema raggiunge la sua massima efficienza quando lavora a pieno carico. Vi saranno però dei periodi durante l'anno in cui la richiesta di potenza termica è inferiore al dato di progetto; inoltre potrebbero esserci dei malfunzionamenti che costringono ad arrestare una o più linee di termovalorizzazione obbligando le pompe di calore ad operare a carico fortemente parzializzato.

Riguardo il funzionamento delle pompe di calore bisogna puntualizzare alcuni aspetti:

- le pompe di calore considerate possono ridurre la potenza erogata tramite palette a calettamento variabile in aspirazione ad ogni girante del compressore; con tale modalità si riesce a parzializzare la macchina fino a circa il 40 % dei dati nominali. Al di sotto di tale valore bisogna ricorrere ai by-pass di gas caldo che, se aperti, ricircolano tra mandata ed aspirazione del compressore. La prima modalità porta ad una contenuta riduzione dei COP mentre la seconda penalizza fortemente l'efficienza delle pompe di calore;
- l'abbassamento della temperatura di evaporazione porta ovviamente ad un abbassamento del COP ma anche ad una riduzione della potenza frigorifera della macchina; questo è dovuto in parte alle maggiori perdite nel processo di laminazione ma, soprattutto, alla diminuita densità del gas in aspirazione al compressore che, di conseguenza, elabora una massa inferiore di refrigerante.

Da tali considerazioni si può concludere che non è assolutamente conveniente utilizzare i by-pass per la regolazione e che anche la parzializzazione tramite le palette va usata solo quando strettamente necessario.

A questo punto è importante analizzare i due casi in cui è necessaria la parzializzazione delle pompe di calore. Il primo è quello che prevede una diminuzione della potenza erogata in quanto non richiesta dalla rete di teleriscaldamento, il secondo è causato da un funzionamento a carico ridotto dell'impianto di termovalorizzazione che quindi limita la potenza disponibile agli evaporatori.

Nel primo caso la riduzione della potenza erogata dovrebbe essere effettuata in automatico dal sistema tramite i seguenti interventi:

- riduzione della potenza delle pompe di calore tramite le palette in aspirazione al compressore;
- conseguente aumento della temperatura di evaporazione e in definitiva della temperatura finale di raffreddamento dei fumi con conseguente riduzione dell'energia recuperata;
- disinserzione del recupero di una linea;
- arresto della pompa di calore meno efficiente, realisticamente quella a singolo stadio;
- disinserzione del recupero di un'altra linea;
- arrestando la pompa di calore ancora in marcia e il recupero anche dall'ultima linea si azzerava completamente il recupero di calore.

Così facendo si ha una progressiva diminuzione della potenza recuperata senza parzializzare troppo le pompe di calore e, soprattutto, avendo un consistente recupero sulle linee interessate dal sistema.

Questo permette, oltre che una buona efficienza, di non avere mai valori molto differenti da quelli progettuali nelle linee interessate dal recupero che potrebbero portare a conseguenze negative in relazioni ai problemi sopracitati di pennacchio e condensazione nel camino.

Nel caso invece di funzionamento a carico parziale del termovalorizzatore, per esempio con una caldaia ferma, il sistema di recupero avrebbe una reazione autoregolante. Infatti, senza intervenire con la modalità, poco efficiente, che prevede la regolazione dell'aspirazione dei compressori, si lascerebbero funzionare le pompe di calore alla massima potenza, a patto di non raggiungere la temperatura di congelamento dell'acqua degli evaporatori, con una conseguente diminuzione della pressione di evaporazione. Il nuovo punto di funzionamento sarebbe caratterizzato da una temperatura finale di recupero più bassa e quindi da una potenza recuperata per linea maggiore. Le pompe di calore funzionerebbero ovviamente con potenze scambiate complessivamente inferiori rispetto ai dati nominali; grazie però alla ridotta pressione di evaporazione, che riduce la quantità di refrigerante elaborato dal compressore, il ricorso al calettamento variabile sarebbe molto limitato. Nel caso di forte riduzione della quantità di fumi disponibile, per esempio a causa della fermata di due linee di termovalorizzazione, una pompa di calore verrebbe disattivata.

È ora chiaro il pregio della configurazione con pompe di calore 'incrociate' in quanto nel caso di funzionamento di una sola pompa di calore questa dovrebbe garantire le basse temperature all'evaporatore necessarie al raffreddamento dei fumi e nel contempo la temperatura di mandata del condensatore richiesta, circa 80°C. Facendo funzionare la sola pompa di calore doppio stadio questa si troverebbe a lavorare con i dati di progetto, ovvero quelli per cui è stata ottimizzata. In altre parole anche in condizioni di off-design si avrebbe un funzionamento delle macchine vicino ai valori di progetto.

Un altro aspetto finora solo accennato riguarda la differenza di regolazione tra i sistemi con scambiatori a superficie o a miscela. Nella prima ipotesi il problema è connesso all'evaporazione che si verifica nello scrubber qualora venga attraversato dai fumi senza che le pompe di calore siano attive. In questo caso si avrebbe l'uscita dei fumi dallo scrubber a circa 60°C, in condizione di saturazione; tramite le configurazioni previste è impossibile post-riscaldarli sufficientemente a limitare i fenomeni della condensazione nel camino e del pennacchio. I transitori di avviamento e arresto del sistema dovranno essere quindi, nel caso di scambiatori a miscela, estremamente rapidi, magari prevedendo l'accensione delle pompe di calore poco prima dell'allineamento lato fumi, in modo da portare a regime lo scrubber.

### **3.5.2 L'ottimizzazione dei parametri di funzionamento**

Entrando ora nel dettaglio della regolazione, bisogna specificare come la portata della rete del teleriscaldamento non venga definita in centrale, bensì determinata

dalla richiesta delle utenze termiche allacciate. Queste ultime utilizzano infatti una valvola a due vie per regolare la quantità di energia a loro occorrente; così facendo la portata della rete di teleriscaldamento è variabile mentre rimangono pressoché costanti le temperature di mandata e ritorno.

Di conseguenza nel momento in cui il vapore spillato dalla turbina si rivela insufficiente, ovvero non riesce a fornire l'energia necessaria a riscaldare l'acqua in circolo fino al valore di temperatura richiesto, verrà attivato il sistema di recupero. Il primo passo è l'allineamento del circuito lato anello teleriscaldamento in modo da far circolare il fluido all'interno dei condensatori delle pompe di calore. Successivamente si allineano i fumi, si avviano le pompe degli evaporatori e quindi i compressori delle pompe di calore. La sequenza indicata potrebbe subire lievi variazioni se il sistema prevede l'installazione di scrubber piuttosto che di scambiatori a superficie.

Una volta avviato il sistema di recupero dovrà funzionare ricevendo una richiesta di potenza dal dispositivo di controllo della rete di teleriscaldamento. Quest'ultimo avrà come unico obiettivo il raggiungimento del set-point di mandata della rete, a prescindere dalla portata in circolo, utilizzando l'intera quantità di vapore disponibile allo spillamento del cross-over. La potenza termica richiesta al sistema di recupero verrà soddisfatta parzializzando l'impianto, tramite la modalità descritta precedentemente, o aumentando la potenza erogata, percorrendo a ritroso i punti elencati. Il controllo della temperatura di evaporazione delle pompe di calore verrà effettuato solo come sicurezza, in modo da tenere un buon margine nei confronti del punto di congelamento dell'acqua che circola negli evaporatori. Il momento di arresto o di partenza della seconda pompa di calore verrà ottimizzato in fase di collaudo considerando i valori delle percentuali di apertura delle palette dei compressori, dell'assorbimento dei motori elettrici e delle potenze agli scambiatori.

Per quanto concerne la regolazione delle portate d'acqua negli scambiatori interessati valgono le seguenti indicazioni:

- i due condensatori delle pompe di calore sono attraversati in serie dalla quantità di acqua circolante nel sistema senza che essa possa essere regolata, anche nel caso che una delle due macchine sia ferma;
- il sottoraffreddatore della prima pompa di calore è alimentato dal flusso elaborato dal circolatore dedicato, il circolatore è attivo solo quando la pompa di calore in oggetto è in funzione;
- la portata nel secondo sottoraffreddatore è regolata dalla valvola dedicata che dovrà mantenere la temperatura dell'acqua in uscita dallo stesso pari al valore di set. In questa fase tale temperatura è stata ipotizzata essere 3°C inferiore rispetto alla temperatura dell'acqua in uscita dal rispettivo condensatore, ovvero 77°C. Nel caso di arresto della prima pompa di calore la valvola si porterà in completa apertura;

- la regolazione delle valvole che regolano il passaggio dell'acqua dell'anello negli scambiatori posti a contatto con i fumi è influenzata dal tipo di scambiatori utilizzati. Nel caso di recuperatore gas-gas le valvole andranno a chiudere, riducendo quindi lo scambio, nel caso di temperature dei fumi al camino troppo basse. Nell'ipotesi invece di recuperatore a doppia batteria l'obiettivo da conseguire, tramite la regolazione della valvola, è quello di mantenere la temperatura dell'acqua in uscita dal relativo scambiatore al valore di set di 80°C;
- nel caso di recuperatori a doppia batteria la temperatura dei fumi verrà regolata agendo sulla valvola a tre vie posta sul circuito di recupero a più alta temperatura.

Il sistema di regolazione lato evaporatori è invece meno ovvio. Le valvole che intercettano l'acqua da inviare agli scambiatori inseriti nel flusso dei fumi, o agli scambiatori a piastre nel caso di scrubber, potrebbero essere delle semplici on-off in modo da permettere l'esclusione della circolazione dalle linee non interessate dal recupero. Un sistema più complesso potrebbe prevedere l'installazione di valvole regolatrici che sarebbero utilizzate per il controllo dello scambio. In tal caso la variabile da controllare potrebbe essere la temperatura dei fumi in uscita dagli scambiatori, in modo da essere pari su tutte le linee interessate dal recupero. Un'altra modalità di regolazione, probabilmente più efficiente, potrebbe essere quella di mantenere uguale la temperatura dell'acqua in uscita dai singoli scambiatori, così da minimizzare le irreversibilità nel collettore di ritorno all'evaporatore.



## Capitolo 4

### Lo smaltimento delle condense

Il recupero energetico trattato in questo lavoro avviene, come descritto, tramite la condensazione dell'umidità presente nei fumi dell'impianto di termovalorizzazione Silla 2. Un sottoprodotto del processo di recupero è quindi la condensa formata. La produzione di questo liquido è quantificabile in 15500 l/h per linea (facendo riferimento all'ipotesi di raffreddamento dei fumi fino alla temperatura di 30°C), quindi quasi 50 m<sup>3</sup>/h totali. Il progetto del sistema di recupero termico non può di conseguenza trascurare l'aspetto legato allo smaltimento dei reflui in oggetto.

Essendo le quantità particolarmente rilevanti sarebbe auspicabile individuare un sistema per poter sfruttare quella che si può definire una potenziale risorsa idrica.

Per poter ipotizzare la destinazione di questo fluido è importante riflettere circa la sua composizione. La soluzione migliore sarebbe ovviamente quella di poter disporre di un campione da analizzare chimicamente. Essendo ciò impossibile in questa fase preliminare si possono utilizzare altri metodi. Per esempio è lecito trarre delle conclusioni ragionando sulla composizione dei fumi attuali.

In generale un condensato è un liquido ad elevata purezza in quanto formatosi a partire dai vapori della sostanza. I vapori sono normalmente privi di composti estranei che possono in varie maniere contaminare il componente. In questa specifica applicazione la fonte è però l'umidità presente nei fumi di un impianto di termovalorizzazione. La letteratura che si occupa di caldaie a condensazione, anche se alimentate a metano, chiama i reflui prodotti condense acide a causa del basso pH che li contraddistingue. Le sostanze che potrebbero alterare la purezza dell'acqua condensata derivano in linea di principio da altri gas che raggiungono il punto di rugiada o da particelle solide aerotrasportate.

L'analisi dei componenti presenti nei fumi porterà maggior chiarezza. Di seguito la composizione di detti fumi:

- 18,5 % acqua;
- 64,8 % azoto;
- 6,9 % ossigeno;
- 9,8 % anidride carbonica.

Inoltre sono presenti altre sostanze in piccole quantità (valori riferiti all'11 %vol di ossigeno):

- 40 mg/Nm<sup>3</sup> di ossidi di azoto;
- 2,4 mg/Nm<sup>3</sup> di acido cloridrico;
- < 0,5 mg/Nm<sup>3</sup> di anidride solforosa;

- 1 mg/Nm<sup>3</sup> di ammoniaca;
- 0,1 mg/Nm<sup>3</sup> di polveri.

L'elevata percentuale di anidride carbonica lascia ipotizzare che tale sostanza sia presente anche nel condensato sia tal quale che sotto forma di acido carbonico.

Inoltre data la presenza, seppur modesta, di ossidi di azoto, acido cloridrico e anidride solforosa si può dedurre di avere nel condensato tracce di acido nitrico, acido cloridrico e acido solforico.

Infine si potranno trovare parti di ammoniaca nonché altre sostanze trascinate dalle polveri. Riguardo queste ultime, essendo provenienti dal filtro a manica, si possono paragonare ai prodotti solidi residui smaltiti dall'impianto.

In conclusione il condensato prodotto si può assimilare ad acqua di base estremamente pura contenente però, in piccola quantità, acidi, gas disciolti e tracce di polveri costituite da diversi inquinanti.

Come già detto in questa fase risulta molto difficile avere un campione realistico del liquido da poter analizzare. Per poter disporre di qualche dato che possa confermare le ipotesi fatte finora circa la composizione delle condense, lo scrivente ha ritenuto di poter utilizzare il sistema di monitoraggio delle emissioni presente presso il termovalorizzatore Silla 2. Gli analizzatori utilizzati allo scopo portano, per compiere le misure richieste, i fumi fino al punto di rugiada. Si è quindi pensato di sfruttare il liquido in uscita dagli stessi per effettuare alcune analisi chimiche. Bisogna specificare che questa modalità di misura è gravata da alcune incertezze. Per prima cosa il condensato raccolto è esiguo, anche perché il prelievo è stato effettuato per brevi periodi in quanto deve essere vigilato da personale addetto data l'importanza del sistema di monitoraggio, inoltre non si conosce la temperatura fino a cui è stato raffreddato il fumo.

Nella tabella 4.1 si riassumono i dati ricavati.

**Tabella 4.1. Dati rappresentativi delle condense raccolte dal sistema di campionamento dei fumi del termovalorizzatore Silla 2.**

Ph	3,5 / 4
conducibilità	350 / 500 $\mu\text{s}/\text{cm}$
ferro	~ 0,3 mg/l

I valori mostrati confermano la presenza di acidi espressa dal ph basso, ma anche la complessiva purezza data la conducibilità relativamente ridotta. Si ricorda che gli acidi sono più conduttivi rispetto ai sali; di conseguenza la conducibilità misurata si può ipotizzare essere imputabile solo alla presenza di acidi.

Il trattamento che dovrà essere approntato al liquido in oggetto dipende ovviamente da quale sarà il suo impiego.

Di seguito vengono analizzate le possibili modalità di smaltimento della condensa:

- smaltimento in fogna;



- smaltimento in corpo d'acqua superficiale tramite il canale Parea;
- utilizzo come reintegro del bacino delle torri di raffreddamento;
- utilizzo come reintegro della rete del teleriscaldamento;
- utilizzo come reintegro del ciclo termico dell'impianto.

L'ordine delle ipotesi è proporzionale a una qualificazione maggiore della risorsa idrica, a costo di trattamenti sempre più complessi.

#### Smaltimento in fogna

Lo smaltimento in fogna di questa risorsa idrica appare come la soluzione più semplice dal punto di vista dei trattamenti.

In prima analisi l'unico valore che non sarebbe conforme ai requisiti dello scarico è il ph. In linea di principio una semplice additivazione con soda potrebbe risolvere il problema. Per gli altri possibili inquinanti bisognerebbe disporre di analisi maggiormente approfondite.

In ogni caso tale soluzione comporta un costo relativo allo smaltimento e soprattutto lo spreco di una potenziale risorsa idrica.

#### Smaltimento in corpo d'acqua superficiale tramite il canale Parea

Il canale Parea è un piccolo corso d'acqua che scorre vicino all'impianto. Tale canale viene oggi utilizzato per scaricare lo spurgo delle torri di raffreddamento, necessario per mantenere costante la concentrazione dei sali.

Il vantaggio di utilizzare tale corso d'acqua per lo smaltimento delle condense risiede nell'economicità del sistema in quanto non è previsto un corrispettivo che l'azienda deve pagare in base alla quantità d'acqua scaricata. Anzi vi è l'obbligo da parte di A2a di garantire un minimo flusso allo scarico al canale Parea in modo da assicurare la sopravvivenza dello stesso.

Il difetto di tale modalità di smaltimento risiede nei vincoli più stringenti che normano la qualità dell'acqua in caso di scarico in corpo d'acqua superficiale. Una specifica analisi andrebbe condotta in tal senso anche se è ipotizzabile che l'eventuale trattamento necessario per permettere lo scarico sarebbe comunque economicamente modesto.

#### Utilizzo come reintegro del bacino delle torri di raffreddamento

Attualmente il reintegro del bacino delle torri di raffreddamento viene effettuato tramite emungimento di acqua di falda per mezzo di due pozzi collocati all'interno del sito.

Poter disporre del condensato per tale reintegro porterebbe ad un minor sfruttamento della risorsa idrica.

Inoltre si apprezzerrebbe il basso contenuto di sali del condensato dei fumi. Eventuali correzioni di alcuni valori, per esempio il ph, potrebbero essere facilmente realizzate tramite il condizionamento chimico già attualmente utilizzato per il controllo dei parametri dell'acqua del bacino.

Come già detto lo spurgo delle torri di raffreddamento è scaricato nel canale Parea. Eventuali inquinanti presenti nel condensato finirebbero in definitiva sempre a tale corso d'acqua. Valgono quindi le limitazioni suddette riguardo lo scarico in corpo d'acqua superficiale.

Si vuole ora ragionare sui flussi d'acqua in transito nei vari sistemi. Il reintegro del bacino necessita, in condizioni nominali, di una portata di circa  $200 \text{ m}^3/\text{h}$ . Bisogna però considerare che il sistema di condensazione dei fumi è attivo quando la richiesta di calore da parte della rete di teleriscaldamento è consistente. In tal caso l'energia dissipata alle torri di raffreddamento, e quindi il loro reintegro, calano notevolmente. Nel caso di installazione del clutch, per poter disaccoppiare la turbina di bassa pressione e massimizzare quindi la produzione di calore, l'energia smaltita al condensatore sarebbe praticamente nulla. In questi termini l'utilizzo del condensato per il reintegro del bacino delle torri di raffreddamento si rivela una soluzione poco ragionevole.

#### Utilizzo come reintegro della rete del teleriscaldamento

La rete di teleriscaldamento servita dal Silla 2 è attualmente reintegrata con acqua demineralizzata prodotta dallo stesso sistema di trattamento utilizzato per il reintegro del ciclo termico. L'acqua attualmente utilizzata è quindi di ottima qualità anche se, per le caratteristiche di funzionamento della rete di teleriscaldamento (la temperatura massima raggiunta è  $120^\circ\text{C}$ ), sarebbe sufficiente un trattamento meno spinto. Altre centrali di teleriscaldamento, ove non è già previsto un impianto di demineralizzazione, usano acqua osmotizzata o addolcita.

L'utilizzo del condensato per il reintegro della rete potrebbe essere fattibile garantendo all'acqua i trattamenti necessari affinché essa non risulti corrosiva nei confronti delle tubazioni e non rilasci depositi. In prima approssimazione è possibile prevedere che un sistema di filtrazione, un dosaggio di soda caustica ed un controllo della durezza, magari tramite addolcitori, sia sufficiente ad assicurare gli standard richiesti.

Per quanto concerne le quantità il reintegro attuale è modesto, circa  $50 \text{ m}^3$  al giorno. Il continuo incremento dell'estensione della rete lascia ipotizzare per il futuro un sensibile aumento di tale quantità.

#### Utilizzo come reintegro del ciclo termico dell'impianto

L'utilizzo del condensato come reintegro del ciclo termico dell'impianto è sicuramente l'ipotesi più delicata dal punto di vista dei trattamenti.

Attualmente l'acqua utilizzata per il reintegro è quella del pozzo, la stessa che alimenta anche il bacino delle torri di raffreddamento.

Il sistema di trattamento ad oggi installato prevede in serie le seguenti fasi: osmosi inversa, resine cationiche, torre di decarbonatazione, resine anioniche e letto misto. L'osmosi serve per un pretrattamento allo scopo di ridurre i cicli di rigenerazioni delle resine dell'impianto di demineralizzazione. La fase cationica

trasforma i sali contenuti nell'acqua in acidi. Il successivo decarbonatore permette, tramite insufflaggio di aria, di strappare l'acido carbonico. La fase anionica trasforma gli acidi restanti in molecole di acqua. Il letto misto finale, in pratica l'unione della fase anionica e cationica, permette di migliorare ulteriormente la qualità dell'acqua.

Concettualmente si può pensare di fare un confronto tra l'acqua uscente dal cationico e il condensato proveniente dai fumi. Entrambe sono infatti caratterizzate dalla presenza di acidi disciolti. L'analisi chimica eseguita su entrambi i campioni, quello relativo ai fumi è stato prelevato dagli analizzatori delle emissioni come sopra descritto, ha condotto ai risultati riassunti nella tabella 4.2 (il campione all'uscita del cationico è stato preso con l'impianto di demineralizzazione funzionante con acqua di pozzo).

**Tabella 4.2. Confronto tra i valori delle condense al camino e quelli dell'acqua presa all'uscita dalla torre cationica dell'impianto di demineralizzazione presente nel termovalorizzatore Silla2.**

	Condensato	Uscita cationico
Ph	3,5 / 4	3,2
Conducibilità	350 / 500 $\mu\text{s}/\text{cm}$	1000 $\mu\text{s}/\text{cm}$
Ferro	~ 0,3 mg/l	/

I valori riportati dimostrano che, a parte la presenza di metalli che andrà approfondita, la qualità del condensato è potenzialmente migliore rispetto a quella dell'acqua di pozzo già parzialmente trattata. Non è quindi da escludere l'ipotesi di alimentare l'impianto di demineralizzazione già installato con il condensato dei fumi in luogo dell'acqua di pozzo. Cautelativamente si potrebbe installare come pre-trattamento del condensato un sistema di ultrafiltrazione e di osmosi inversa, previo dosaggio di soda caustica al fine di abbassare l'acidità pericolosa per le membrane, così da ridurre il contenuto di sostanze disciolte e ioni metallici.

Riguardo tale argomento è interessante riportare l'esperienza dell'azienda Radscan [38]. Tale società ha realizzato, in un impianto di termovalorizzazione svedese con condensazione dei fumi, un sistema di trattamento del condensato al fine di poterlo riutilizzare come reintegro del ciclo termico. La differenza tra l'impianto svedese e Silla 2 risiede nel differente combustibile. Nella realtà svedese infatti i forni, a letto fluido, sono alimentati con materiale preselezionato: scarti animali, plastica o carta triturati e cippato di legna.

La condensa in ingresso al trattamento può avere una conducibilità massima di 8000  $\mu\text{s}/\text{cm}$ , valori quindi drasticamente peggiori rispetto a quelli misurati a Silla 2.

Il sistema da loro realizzato prevede un primo stadio di filtrazione composta da microfiltrazione, che cattura le particelle con diametro maggiore di 100  $\mu\text{m}$ , e da

ultrafiltrazione, che rimuove le particelle più piccole. Successivamente il condensato attraversa un addolcitore in modo da rimuovere l'eventuale durezza presente. Il fluido circola poi all'interno di particolari membrane degasanti, mantenute in vuoto al fine di incrementarne l'efficienza. La degasazione ha l'obiettivo di rimuovere sia l'anidride carbonica che l'acido carbonico. Di seguito sono previsti due stadi di osmosi inversa posti in serie al fine di abbassare la conducibilità a valori compresi tra i 5 e 20  $\mu\text{s}/\text{cm}$ . L'acqua così trattata è inviata a un sistema di elettrodeionizzazione continua che porta la conducibilità a circa 0,1  $\mu\text{s}/\text{cm}$ . La elettrodeionizzazione è una tecnologia che permette la demineralizzazione dell'acqua tramite un campo elettrico e non, come avviene tradizionalmente, tramite resine a scambio ionico rigenerate con prodotti chimici. Il vantaggio risiede nel minor costo di gestione, grazie all'assenza di rigeneranti chimici. Il costo di acquisto è però superiore. Infine un letto misto a resine assicura gli elevati standard di qualità dell'acqua prodotta.

Questo impianto, in funzione da anni, dimostra come sia possibile, partendo da un condensato apparentemente peggiore di quello ipotizzato nel caso di Silla 2, riuscire a riutilizzare le condense dei fumi anche per gli impieghi più delicati.

Nel caso dell'applicazione nell'impianto milanese la maggior parte dei sistemi di trattamento previsti da Radscan sono già presenti; bisognerebbe solamente aggiungere le fasi di microfiltrazione (non indispensabile date le esigue quantità di polveri al camino), ultrafiltrazione, addolcimento ed, eventualmente, di degasazione.

Per quanto concerne l'entità, il reintegro del ciclo termico si può quantificare in 100  $\text{m}^3$  al giorno.

In conclusione si è voluto dimostrare che esistono soluzioni tali da permettere la valorizzazione delle condense prodotte trasformandole da rifiuto a risorsa. Le tecnologie mostrate consentono di utilizzare le condense anche per gli impieghi più delicati come quello del reintegro delle caldaie.

L'elevata disponibilità di condense, più di 1000  $\text{m}^3$  al giorno nel caso di funzionamento continuo, danno la possibilità di soddisfare più di un'utenza tra quelle sopracitate. La combinazione migliore sarà quella che permetterà uno sfruttamento adeguato della risorsa idrica a disposizione, con un investimento nei sistemi di trattamento sostenibile.

## Capitolo 5

### **Risultati attesi dal sistema di condensazione; confronto con altre configurazioni**

In questo capitolo si vuole confrontare, a livello energetico, la configurazione attuale del termovalorizzazione Silla 2 rispetto ai diversi assetti impiantistici realizzabili. In primis la possibilità del recupero termico dai fumi tramite la condensazione, successivamente le ipotesi che prevedono l'installazione del clutch e il ripotenziamento del sito.

#### **5.1 Analisi energetica del sistema di recupero del calore latente dei fumi**

Riguardo la condensazione dei fumi non si sono finora considerati gli assorbimenti derivanti dagli inevitabili ausiliari necessari al suo funzionamento. La prima parte di questo capitolo sarà proprio dedicata a tale argomento così da disporre nella seconda parte di dati completi, circa l'energia assorbita e il calore prodotto, al fine di poter compiere un reale confronto con le altre configurazioni.

##### **5.1.1 Il calcolo degli ausiliari**

Il calcolo dell'efficienza del recupero energetico deve inevitabilmente considerare, oltre il consumo dei compressori delle pompe di calore, l'assorbimento degli ausiliari necessari per il funzionamento del sistema stesso. Gli ausiliari che verranno analizzati sono le pompe di circolazione e i ventilatori dei fumi.

Bisogna considerare che l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari non è necessariamente persa. Infatti una quota sensibile di essa si degrada in calore, quindi in effetto utile ai fini del riscaldamento del fluido coinvolto. Per ogni motore si provvederà di conseguenza a valutare il tasso di recupero, ovvero la percentuale di energia assorbita che si trasforma in calore utile cedibile alla rete del teleriscaldamento. Il criterio adottato tiene conto della collocazione dell'ausiliario al fine di determinare il relativo fattore di recupero. Nello specifico si è considerato che un apparecchio posto in diretto contatto con l'acqua del teleriscaldamento possa permettere il recupero dell'85 % dell'energia da esso assorbita. Nel caso invece di ausiliari insistenti sul circuito degli evaporatori si è dovuto considerare anche il consumo extra dei compressori delle pompe di calore necessario a rendere il calore a bassa temperatura una fonte utilizzabile ai fini del teleriscaldamento. Il COP adottato è

pari a 4,7, un valore rappresentativo rispetto ai casi analizzati precedentemente. Con tale dato si è trovato che, ipotizzando sempre un trasferimento dell'energia al fluido pari all'85 %, il calore recuperato è pari al 108 %, a patto però di aumentare il consumo degli ausiliari del 23 %, valore che considera il consumo supplementare delle pompe di calore.

Iniziando ad analizzare il caso che prevede l'utilizzo di scambiatori a miscela gli ausiliari da considerare sono i seguenti:

- pompe di circolazione degli evaporatori;
- pompe di circolazione degli scrubber;
- pompe di circolazione dell'acqua del teleriscaldamento nei condensatori;
- ventilatore dei fumi.

Riguardo le pompe di circolazione si è calcolata la portata conoscendo la potenza scambiata, il salto di temperatura dell'acqua e il relativo calore specifico, equazione (5.1).

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{Q}}{\Delta T \times C_{p,H_2O}} \quad (5.1)$$

Il computo della potenza assorbita è stato effettuato considerando le perdite di carico sul circuito e la quantità di fluido in circolo, tramite l'eq. (5.2). Il rendimento delle pompe è stato assunto pari al 75 %, valore comprensivo dell'efficienza non unitaria del motore elettrico accoppiato.

$$\dot{w} = \frac{\Delta P \times \dot{m}_{H_2O}}{\eta \times \rho_{H_2O}} \quad (5.2)$$

Nel calcolo delle perdite di carico si sono assunti i seguenti valori:

- circuito evaporatori: evaporatori 0,4 bar, scambiatori a piastre (lato evaporatori) 0,8 bar, distribuite 0,4 bar, totali 1,6 bar;
- circuito scrubber: scrubber 1,4 bar, scambiatori a piastre (lato scrubber, due in serie) 0,9 bar, distribuite 0,2 bar, totali 2,5 bar;
- circuito condensatori: condensatori (due in serie) 2 bar, distribuite 0,5 bar, totali 2,5 bar.

Le tabelle 5.1 e 5.2 riassumono i dati per i tre circuiti delle pompe considerate e mostrano i valori trovati.

Il consumo del ventilatore dei fumi è stato calcolato basandosi sulle perdite di carico del sistema di scambio termico e su quelle dei componenti a valle del recupero, influenzate dalla variazione della quantità e delle condizioni dei fumi.

La maggior parte della prevalenza richiesta al ventilatore è da imputare al sistema di recupero del calore; di seguito si quantificheranno le relative perdite di carico. I valori riferiti agli scambiatori a superficie sono stati dedotti

basandosi sui dati forniti dall'azienda Air Frohlich [39], leader nella realizzazione di scambiatori speciali per ambienti corrosivi.

**Tabella 5.1. Valori di progetto e relativa potenza assorbita dalle pompe di circolazione necessarie al funzionamento del sistema di recupero con scambiatori a miscela.**

circuito	Potenza [MW]	$\Delta T$ [°C]	Portata [t/h]	$\Delta P$ [bar]	Potenza assorbita [kW]
evaporatori	36,3	10	3122	1,6	185
scrubber	36,3	26	1201	2,5	111
condensatori	51,2	15	2934	2,5	272

**Tabella 5.2. Valori di potenze assorbite e recuperate dalle pompe ausiliarie, nel caso di sistema con scambiatori a miscela, considerando l'eventuale consumo delle pompe di calore atte a valorizzare il calore a bassa temperatura.**

circuito	Tasso extra consumo	Tasso di recupero	Assorbimento totale [kW]	Calore recuperato [kW]
evaporatori	1,23	1,08	228	200
scrubber	1,23	1,08	137	120
condensatori	/	0,85	272	231

Nell'ipotesi di utilizzo di scambiatori a miscela, i componenti installati, e le relative perdite di carico, sono i seguenti:

- serrande di ingresso/uscita e condotti di raccordo: 2 mbar;
- scambiatore con acqua rete teleriscaldamento: 2 mbar;
- recuperatore gas-gas: 7 + 7 mbar;
- scrubber: 8 mbar.

Per un totale di 26 mbar.

Nel caso invece di adozione di scambiatori a superficie i componenti sono i seguenti:

- serrande di ingresso/uscita e condotti di raccordo: 2 mbar;
- scambiatore con acqua rete teleriscaldamento: 2 mbar;
- recuperatore gas-gas: 7 + 7 mbar;
- scambiatore collegato con l'evaporatore a temperatura maggiore: 9 mbar;
- scambiatore collegato con l'evaporatore a temperatura minore: 9 mbar.

Per un totale di 36 mbar.

Qualora si prevedessero recuperatori a doppia batteria in luogo degli scambiatori gas-gas le perdite di carico andrebbero incrementate di circa 2 mbar. Tale valore è stato trovato ipotizzando le seguenti perdite di carico: 3 mbar nel primo

scambiatore di recupero, 4 mbar nello scambiatore collegato al teleriscaldamento, 4 mbar nel secondo scambiatore di recupero, 4 mbar nel primo scambiatore di post-riscaldamento, 3 mbar nel secondo scambiatore di post-riscaldamento.

La metodologia che ha condotto alla determinazione delle perdite di carico suddette si è riferita alla potenza trasmessa dagli scambiatori e, soprattutto, al delta di temperatura logaritmico; questi due parametri influenzano direttamente la superficie di scambio necessaria e, in definitiva, la grandezza e quindi le perdite di carico degli scambiatori.

Come detto, oltre a valutare la prevalenza necessaria a vincere le perdite del sistema di recupero, si è indagato anche sui componenti a valle, nello specifico il camino e il silenziatore.

Riguardo al camino è interessante notare che vi sono due fenomeni, correlati alle diverse condizioni dei fumi, influenti sulla prevalenza richiesta al ventilatore; essi tendono però a far variare la pressione alla sua base con effetti contrapposti. Il primo interessa la minor capacità di tiraggio naturale a causa della più bassa temperatura dei fumi e della diversa composizione che fa variare la massa volumica degli stessi. Il secondo è invece legato al diminuito volume dei fumi che consente minori velocità all'interno del camino e, di conseguenza, ridotte perdite di carico.

Di seguito è descritta la modalità di calcolo adottata che ha portato ai valori numerici riassunti nella tabella conclusiva.

Riguardo il tiraggio naturale del camino, lo si è calcolato facendo riferimento alla massa volumica nelle condizioni attuali, con scarico a 125°C, e nelle condizioni considerate a valle del recupero, con temperatura di 60°C.

Il primo passo è stato il computo della massa volumica alle temperature effettive partendo da quella già calcolata in condizioni normali, ovvero a 0°C, equazione (5.3), come indicato da Alonso ed altri [40].

$$\rho_{camino} = \rho_{fumi,normale} \times \frac{T_{normale}}{T_{camino}} \quad (5.3)$$

Si vuole evidenziare come nei calcoli si sia approssimato alla teoria dei gas perfetti. A prima vista questo potrebbe essere considerato erroneo. Una rigorosa trattazione avrebbe dovuto correggere l'equazione di stato dei gas tramite il cosiddetto fattore di comprimibilità  $z$  [41]. Tale numero viene trovato su appositi grafici facendo riferimento alla pressione e temperatura ridotte, ovvero il rapporto tra i valori effettivi e quelli del punto critico. Il fattore così calcolato viene inserito nell'equazione di stato dei gas dando la possibilità, a questo punto, di trattare i gas reali con la medesima formulazione dei perfetti. Volendo valutare l'entità del fattore di comprimibilità si devono identificare, per il caso in questione, i valori di pressione e temperatura ridotta. Riguardo il primo, essendo la pressione dei fumi pari a quella atmosferica e il valore critico di circa



40 bar, si identifica un numero pari a qualche centesimo di unità. La temperatura ridotta è invece constatato essere un numero di poco superiore all'unità. Con tali dati si evidenzia un fattore di comprimibilità circa unitario. Si può quindi tranquillamente approssimare i calcoli all'ipotesi di gas perfetti. A tal proposito bisogna notare come la serie di ragionamenti qui affrontati circa le perdite di carico e il tiraggio nel camino hanno un'entità, in termini di pressioni trovate, nettamente inferiore rispetto alle perdite incontrate negli scambiatori finalizzati al recupero termico. È possibile concludere che una piccola approssimazione, realisticamente di qualche punto percentuale, dei valori considerati in questo contesto è totalmente ininfluenza sui valori di energia esposti nella presente trattazione. Tale approccio ha portato alla semplificazione suddetta.

Il computo del tiraggio è stato effettuato, tramite l'eq. (5.4), considerando la massa volumica dell'aria ambiente esterna pari a  $1,25 \text{ kg/m}^3$ , valore rappresentativo delle condizioni atmosferiche invernali.

$$\Delta P = H_{camino} \times g \times (\rho_{aria} - \rho_{camino}) \quad (5.4)$$

Ove  $H_{camino}$  indica l'altezza del camino, pari a 120 metri.

Il calcolo delle perdite di carico è stato effettuato, tramite l'eq. (5.5), considerando la portata volumica dei fumi nei due casi, trovata parametrizzando il valore espresso in  $\text{Nm}^3$  in relazione alla temperatura effettiva.

$$\dot{V}_{camino} = \dot{V}_{normale} \times \frac{T_{camino}}{T_{normale}} \quad (5.5)$$

I valori così emersi sono stati adoperati in apposite tabelle che hanno permesso di quantificare le perdite di carico. Il diametro delle canne è pari a 2,2 metri.

Un ulteriore aspetto valutato è stata la perdita per energia cinetica allo sbocco del camino in atmosfera. Come noto tale energia è proporzionale al quadrato della velocità del fluido; tramite la portata effettiva transitante nel camino si è risaliti a detti valori. La formula adottata è la (5.6).

$$\Delta P_{cinetica} = \rho_{camino} \times \frac{V_{camino}^2}{2} \quad (5.6)$$

Infine si è considerato il silenziatore, già presente in impianto alla base del camino. Le perdite di carico di quest'ultimo sono state stimate in circa un mbar; tramite fattori di scala, riferiti alle perdite di carico nel camino sopra esposte, si è calcolata la caduta di pressione nell'ipotesi di transito, nel medesimo apparecchio, dei ridotti volumi in condizioni di recupero attivo.

La tabella 5.3 riassume la differenza di pressione che si viene a creare alla base del camino, nel caso attuale e in quello con recupero energetico.

**Tabella 5.3. Riepilogo del tiraggio e delle perdite di carico nel camino nel caso attuale e con sistema di recupero.**

	Fumi senza recupero, 125°C	Fumi con recupero, post-riscaldamento fino 60°C
Portata [Nm <sup>3</sup> /h]	130000	110595
Portata [m <sup>3</sup> /h]	189491	134888
Velocità [m/s]	13,9	9,9
Tiraggio naturale [mbar]	4,6	1,9
Perdita nel camino [mbar]	0,9	0,5
Perdita cinetica [mbar]	0,8	0,5
Perdita silenziatore [mbar]	1	0,6
Tiraggio effettivo [mbar]	1,9	0,3

I valori trovati non sono importanti in termini assoluti ma vengono utilizzati in ottica differenziale. In altre parole il camino nella configurazione attuale garantisce un tiraggio di 1,9 mbar, in quella con recupero energetico di soli 0,3 mbar. Il ventilatore dei fumi dovrà di conseguenza garantire una prevalenza maggiore di 1,6 mbar per riuscire a spingere i fumi fino allo scarico in atmosfera. È evidente come tale valore sia nettamente inferiore rispetto a quelli trovati dalle perdite di carico degli scambiatori del recupero. Ciò conferma le semplificazioni precedentemente adottate a riguardo.

Conoscendo ora le perdite di carico totali che il ventilatore deve vincere è possibile calcolarne la potenza assorbita.

Il rendimento della macchina, comprensivo anche del motore elettrico, è stato posto pari al 70 %.

Anche riguardo tale ventilatore, come per le pompe, è lecito ipotizzare che una parte dell'energia assorbita e ceduta al fluido sotto forma di calore venga convertita in effetto utile per il teleriscaldamento. La quota rappresentativa di tale fenomeno è influenzata notevolmente dalla collocazione del ventilatore stesso. D'altronde anche l'assorbimento della macchina è condizionato dalla massa volumica dell'aria, in relazione con la temperatura dei fumi e quindi, in definitiva, con il posizionamento. In questa trattazione si è ipotizzato di installare il ventilatore aggiuntivo all'imbocco del camino. Le caratteristiche dei fumi saranno quindi quelle previste a valle della sezione di post-riscaldamento. La percentuale di calore recuperato può essere approssimata a un cautelativo 60 %. La potenza assorbita viene calcolata tramite l'eq. (5.7).

$$\dot{w} = \frac{\Delta P \times \dot{V}_{fumi, camino}}{\eta} \quad (5.7)$$

Il delta di pressione considerato è di 27,6 mbar comprensivo delle perdite di carico del camino e del sistema di recupero, con scambiatore gas-gas. Inserendo la portata ed il rendimento prima citati si trova una potenza assorbita per linea di 148 kW. La potenza termica recuperata è quindi pari a 89 kW per linea. Il calore che il ventilatore apporta ai fumi realizza un incremento di temperatura degli stessi pari a 3°C. Tale calore potrebbe ridurre l'entità del post-riscaldamento da effettuarsi con i recuperatori, mettendo così a disposizione della rete di teleriscaldamento una quantità di calore superiore, che verrà trasferita tramite lo scambiatore dedicato. Il fattore di recupero pari al 60 % è stato imposto ipotizzando che una parte di tale energia non venga sfruttata, lasciando che il calore in oggetto possa compensare dispersioni o altri fattori, come per esempio rientrate indebite di aria esterna.

**Tabella 5.4. Riepilogo delle potenze assorbite e recuperate dagli ausiliari del sistema di recupero nell'ipotesi di adozione di scambiatori a miscela e recuperatori gas-gas.**

circuito	Assorbimento [kW]	Calore recuperato [kW]
Pompe evaporatori	228	200
Pompe scrubber	137	120
Pompe condensatori	272	231
Ventilatori	444	267
Totale	1081	818

I valori mostrati in tabella 5.4 rappresentano i totali scambi energetici che caratterizzano gli ausiliari nella configurazione con scambiatori a miscela e recuperatore gas-gas.

Si vuole ora analizzare la configurazione che prevede scambiatori a superficie, sempre con recuperatore gas-gas.

Gli ausiliari presenti sono i medesimi, anche la metodologia di calcolo adottata è la stessa. Le differenze riguardano alcune temperature da cui derivano diverse portate e perdite di carico. Inoltre non è ovviamente presente la pompa del circuito degli scrubber.

Le tabelle 5.5 e 5.6 riassumono i dati per i due circuiti delle pompe e mostrano i valori trovati.

Nel calcolo delle perdite di carico si sono assunti i seguenti valori:

- circuito evaporatori: evaporatori 1 bar, scambiatori con i fumi 1,5 bar, distribuite 0,4 bar, totali 2,9 bar;
- circuito condensatori: condensatori (due in serie) 2 bar, distribuite 0,5 bar, totali 2,5 bar.

**Tabella 5.5. Valori di progetto e relativa potenza assorbita dalle pompe di circolazione necessarie al funzionamento del sistema di recupero con scambiatori a superficie.**

Circuito	Potenza [MW]	$\Delta T$ [°C]	Portata [t/h]	$\Delta P$ [bar]	Potenza assorbita [kW]
evaporatori	36,3	6	5203	2,9	559
condensatori	51,5	15	2953	2,5	273

**Tabella 5.6. Valori di potenze assorbite e recuperate dalle pompe ausiliarie, nel caso di sistema con scambiatori a superficie, considerando l'eventuale consumo delle pompe di calore atte a valorizzare il calore a bassa temperatura.**

circuito	Tasso extra consumo	Tasso di recupero	Assorbimento totale [kW]	Calore recuperato [kW]
evaporatori	1,23	1,08	688	604
condensatori	/	0,85	273	232

Per quanto concerne il lato fumi, le perdite di carico del sistema di scambio ammontano a 36 mbar, considerando il recuperatore gas-gas, che sommate agli 1,6 mbar del camino portano la prevalenza richiesta al ventilatore a 37,6 mbar. La potenza assorbita dallo stesso è quindi pari a 201 kW per ogni linea, la potenza recuperabile 121 kW per linea. Anche riguardo il ventilatore si è mantenuta la procedura e i coefficienti specificati nel precedente caso di scambiatori a miscela. Il riscaldamento subito dai fumi da imputare al ventilatore è pari a circa 4°C.

I dati calcolati riguardo gli ausiliari necessari al funzionamento del sistema di recupero con scambiatori a superficie sono riassunti nella tabella 5.7.

**Tabella 5.7. Riepilogo delle potenze assorbite e recuperate dagli ausiliari del sistema di recupero nell'ipotesi di adozione di scambiatori a superficie e recuperatori gas-gas.**

circuito	Assorbimento [kW]	Calore recuperato [kW]
Pompe evaporatori	688	604
Pompe condensatori	273	232
Ventilatori	603	363
Totale	1564	1199

La potenza elettrica assorbita dalle pompe del circuito evaporatori è il consumo maggiore rispetto agli altri ausiliari. Ciò è da imputare al ridotto salto di temperatura dell'acqua circolante in detto circuito che implica, a parità di potenza scambiata, un elevato flusso. La conseguenza sono le elevate perdite di

carico degli evaporatori e soprattutto degli scambiatori a contatto con i fumi. D'altronde bisogna ricordare che lo scambiatore acqua-fumi è un organo delicato, data la corrosione dei fumi con i quali è posto in contatto, e quindi particolarmente costoso. È quindi necessario farlo funzionare con portate elevate, atte a favorire lo scambio termico e a limitare le temperature di uscita dell'acqua, al fine di mantenere delta di temperatura logaritmici tali da massimizzarne le prestazioni.

### **5.1.2 Dati energetici conclusivi del sistema di recupero**

In questo paragrafo si sono trovate le potenze, in termini di energia elettrica assorbita e calore ceduto alla rete di teleriscaldamento, che caratterizzano il sistema di recupero del calore latente dei fumi.

Di seguito si riassumono i dati, emersi nella trattazione, necessari al calcolo della configurazione che prevede l'utilizzo di scambiatori a miscela:

- potenza agli evaporatori delle pompe di calore 36,3 MW;
- COP globale 4,8;
- potenza termica direttamente ceduta alla rete del teleriscaldamento 5,25 MW;
- potenza elettrica assorbita dagli ausiliari 1,08 MW;
- potenza termica recuperata dagli ausiliari 0,82 MW.

In definitiva risulta un calore ceduto alla rete del teleriscaldamento pari a 51,99 MW a fronte di un assorbimento elettrico di 10,64 MW. Il COP totale è quindi pari a 4,89.

Il caso di scambiatori a superficie è analizzato parimenti di seguito:

- potenza agli evaporatori delle pompe di calore 36,3 MW;
- COP globale 4,66;
- potenza termica direttamente ceduta alla rete del teleriscaldamento 5,25 MW;
- potenza elettrica assorbita dagli ausiliari 1,56 MW;
- potenza termica recuperata dagli ausiliari 1,2 MW.

Il risultato sono 52,73 MW ceduti alla rete del teleriscaldamento al prezzo di un consumo elettrico pari a 11,48 MW. Il COP totale è quindi pari a 4,59.

I dati mostrati si riferiscono alla configurazione con recuperatori gas-gas. Nel caso di adozione di recuperatori a doppia batteria i valori sono comunque simili in quanto l'unica variazione è relativa alla modesta differenza delle perdite di carico lato fumi.

## **5.2 Analisi energetica della configurazione attuale e futura**

L'impianto nella configurazione attuale viene analizzato in questa sezione in modo da poter effettuare un raffronto con le possibili configurazioni alternative.

Inoltre è necessario far emergere la potenza e il rendimento delle caldaie così da poter capire la bontà, in termini percentuali riferiti la caso base, del sistema di condensazione dei fumi. Sono inoltre presi in considerazioni gli assetti impiantistici previsti per l'anno 2015, ovvero il clutch e il ripotenziamento. L'analisi delle caldaie è presentata nella prima sotto sezione; successivamente è riportato lo studio riguardante l'impianto nel suo complesso.

### 5.2.1 Le caldaie

Il problema del calcolo energetico delle caldaie, ma in generale di un impianto di termovalorizzazione, risiede nell'impossibilità di determinare a priori l'energia entrante in camera di combustione tramite il rifiuto. Infatti la procedura normalmente utilizzata per effettuare il bilancio energetico in una generica caldaia prevede di riportare il calore prodotto, considerato come effetto utile, all'energia entrante nel sistema. Quando si utilizzano combustibili tradizionale l'energia entrante è facilmente computabile moltiplicando il potere calorifico per la massa bruciata. In questo caso, essendo il combustibile rifiuto, non è facile sapere a priori il relativo PCI.

Le possibili soluzioni sono mostrate da Vergani [10], secondo cui il PCI può essere individuato con le seguenti tre modalità:

- analizzando un campione rappresentativo di RU, tramite la procedura UNI 9246, basata sull'applicazione della bomba di Mahler, in grado di definire il potere calorifico superiore del combustibile;
- conoscendo la composizione chimica dell'RU, nota o dopo l'analisi di un campione, ed utilizzando le numerose formule empiriche che stimano l'energia associabile al rifiuto. Un esempio di queste formule sono quella di DuLong, eq. (5.8), Schein e Fan, Chang, Boie. Dove C, H, S, O e H<sub>2</sub>O rappresentano rispettivamente le percentuali massiche di carbonio, idrogeno, zolfo, ossigeno ed umidità, mentre  $r$  rappresenta il calore latente di evaporazione dell'acqua, pari a 2442 kJ/kg;

$$PCI = 8080 \times C + 2870 \times \left( H_2 - \frac{O}{8} \right) + 2500 \times S - r \times H_2O \quad (5.8)$$

- mediante un calcolo indiretto derivato dal bilancio energetico, che considera le misurazione medie orarie di tutte le grandezze concorrenti al processo.

Quest'ultimo sistema è quello utilizzato nel termovalorizzatore Silla 2, il cui sistema DCS provvede in automatico al conteggio.

L'analisi condotta di seguito ha come obiettivo il calcolo del rendimento delle caldaie. Si andranno quindi ad analizzare i flussi di energia e massa che

insistono sulla camera di combustione e sulla linea fumi al fine di trovare il valore percentuale di interesse.

La temperatura ambiente presa a riferimento è pari a 15°C.

L'analisi tiene in considerazione i seguenti flussi energetici in ingresso nel sistema:

- i rifiuti, ovvero il comburente;
- l'aria primaria;
- l'aria secondaria.

I flussi in uscita sono costituiti da:

- i fumi in uscita dalla caldaia;
- le scorie di combustione;
- l'energia termica utile, ceduta al vapore;
- le perdite.

Il ricircolo fumi viene volutamente trascurato in quanto non modifica i flussi di energia. Semplicemente parte dei fumi in uscita caldaia vengono spinti nuovamente in camera di combustione: trascurando l'energia apportata dal ventilatore e, all'opposto, le dispersioni delle condotte, il bilancio energetico risulta pari a zero.

L'approccio considerato prevede di analizzare in primis i flussi di calore uscenti.

Il più consistente riguarda il vapore prodotto. Le peculiarità che lo caratterizzano sono:

- portata 75 t/h;
- pressione 52 bar(a);
- temperatura 425°C;
- entalpia 3265 kJ/kg;
- temperatura acqua alimento 135°C;
- spurgo continuo assente.

Con la formula (5.9) è possibile effettuare il bilancio lato vapore.

$$\dot{Q}_{vap} = \dot{m}_{vap} \times (h_{vap} - h_{H_2O,alimento}) \quad (5.9)$$

Le scorie in uscita dalla caldaia costituiscono una perdita sia in termini di calore sensibile, proporzionale alla loro temperatura, che di latente, associato al tenore di incombusti. Dai dati di progetto si evincono le seguenti informazioni a riguardo:

- temperatura, misurata con pirometro ottico, 550°C;
- calore specifico 0,8372 kJ/kgK;
- incombusti 0,94 %;
- potere calorifico incombusti 34823 kJ/kg;
- portata di progetto 2042 kg/h; in realtà ad oggi si constatano quantità di scorie quasi doppie. Realisticamente il dato di progetto era stato misurato

quando era ancora attivo nel sito Silla 2 il processo di preselezione. Nella presente analisi si assume il valore di 3500 kg/h.

Il calore ad esse associate corrisponde a quanto calcolato tramite l'eq. (5.10).

$$\dot{Q}_{scorie} = \dot{m}_{scorie} \times C_{p,scorie} \times (T_{scorie} - T_{amb}) + \dot{m}_{scorie} \times \%_{incomb} \times PCI_{incomb} \quad (5.10)$$

Per calcolare le perdite attraverso i fumi bisogna determinarne la quantità e la temperatura. Riguardo quest'ultima un valore medio è 210°C. La quantità è invece possibile determinarla basandosi sul tenore di ossigeno. Confrontando infatti la percentuale di tale componente al camino e in uscita caldaia si può calcolare il flusso originale, in quanto a valle della caldaia non vi è più combustione ma solamente rientrate d'aria.

La formula adottata è l'eq. (5.11).

$$\dot{V}_{fumi,uscita\ cald} = \left( \frac{\%_{O_2,aria} - \%_{O_2,fumi\ camino}}{\%_{O_2,aria} - \%_{O_2,fumi\ uscita\ cald}} \right) \times \dot{V}_{fumi,camino} \quad (5.11)$$

Le percentuali di ossigeno sono intese volumiche e umide. I valori utilizzati sono 6,93 % per il camino, 5,25 % in uscita caldaia e 20,8 % per l'aria ambiente. La portata dei fumi all'uscita della caldaia è stata così definita pari a 116000 Nm<sup>3</sup>/h, vi sono quindi 14000 Nm<sup>3</sup>/h di aria indebita che entrano nel tratto di abbattimento degli inquinanti.

Sapendo la portata dei fumi, la loro composizione e temperatura è facile trovare la perdita di calore corrispondente tramite una semplice differenza di entalpie rispetto all'ambiente.

Infine riguardo le perdite al mantello i dati di progetto le quantificano nell'1.5 % dell'energia ceduta al vapore.

Si passa ora a valutare le fonti che immettono energia in caldaia.

Il primo ambito riguarda l'aria primaria. Essa viene prelevata dalla fossa di stoccaggio dei rifiuti e, dopo aver attraversato il relativo ventilatore, preriscaldata fino alla temperatura di 125°C. Il calore necessario è fornito da due banchi in serie composti da tubi alettati in cui scorre vapore. Il primo step è collegato al collettore del vapore di bassa pressione, il secondo a quello di media. L'aria primaria ha un flusso notevole, circa 62000 Nm<sup>3</sup>/h. La combinazione tra elevata temperatura e quantità la rendono un vettore energetico in ingresso alla caldaia molto consistente. Si calcolerà tale potenza moltiplicando la portata in ingresso per la differenza di entalpia tra l'aria alle condizioni di immissione e quelle alla temperatura ambiente di riferimento.

Un secondo flusso energetico è costituito dall'aria secondaria. Concettualmente vale quanto detto circa l'aria primaria, anche se ci sono notevoli differenze. Innanzitutto la portata è nettamente inferiore, circa 22000 Nm<sup>3</sup>/h. Riguardo la



temperatura si constata che l'aria secondaria non viene generalmente preriscaldata, anche se è previsto un banco alimentato a vapore di media pressione che volendo potrebbe assolvere allo scopo. Normalmente infatti la temperatura dell'aria secondaria è già sufficientemente elevata in quanto essa è prelevata all'interno dell'edificio caldaie, nella sua parte più alta. Riesce così a recuperare una porzione del calore dissipato dalle caldaie attraverso il mantello. Inoltre all'aspirazione dell'aria secondaria è convogliata la mandata del ventilatore cosiddetto 'indotto'. Quest'ultimo aspira l'aria dal sistema di raffreddamento delle griglie e dagli estrattori scorie, al fine di ridurre la fuoriuscita di vapori. Soprattutto l'aria delle griglie si trova a temperature particolarmente elevate, anche superiori ai 100°C, che contribuiscono a scaldare ulteriormente il flusso in oggetto. In definitiva l'aria secondaria, senza essere riscaldata con uso di vapore, si trova ad essere ad una temperatura di quasi 60°C. Viene quindi immessa a dette condizioni. Per tale motivo in questa trattazione si reputa opportuno trascurare l'apporto di energia imputabile all'aria secondaria in quanto risulta essere limitato e soprattutto il calore in essa presente proviene principalmente, come suddetto, dal raffreddamento delle griglie di combustione, quindi in definitiva dal rifiuto stesso.

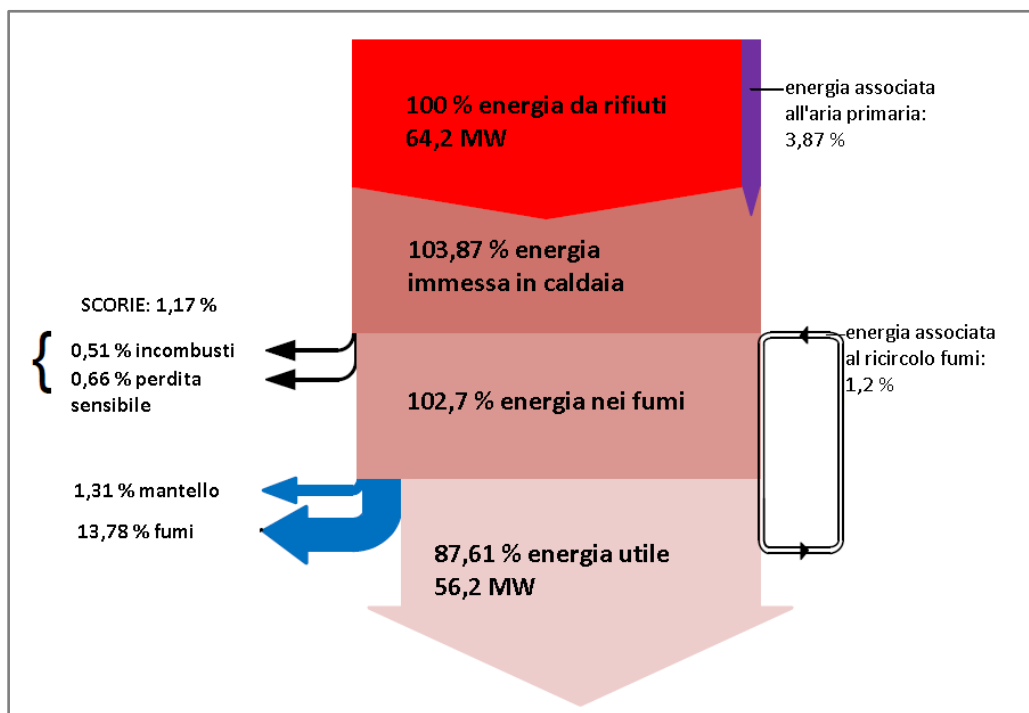


Figura 5.1. Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento di una caldaia del termovalorizzatore Silla 2. Non vengono considerati gli apporti recuperati dagli economizzatori esterni alla caldaia.

Infine vi è l'apporto energetico derivante dalla combustione dei rifiuti. Il relativo potere calorifico può essere stimato in circa 10000 kJ/kg (la media dell'anno 2013 è 10027 kJ/kg), da cui si ricava la quantità di combustibile incenerita essere pari a 23,1 t/h.

Avendo considerato tutte le fonti in ingresso è possibile realizzare il bilancio energetico del sistema, vedi fig. 5.1.

Il rendimento del generatore di vapore è quindi pari all'87,6 %. Tale valore è in linea con le prestazioni garantite dal costruttore. Una trattazione approfondita deve però considerare altri due importanti aspetti:

- il calore associato ai fumi in uscita caldaia non viene interamente dissipato. Infatti vi sono tre economizzatori sul percorso dei fumi prima che essi vengano espulsi in atmosfera. I primi due, considerando il percorso dei fumi, sono detti ghisati, in quanto realizzati in ghisa, e servono a preriscaldare l'acqua di alimento dai 125°C della mandata delle pompe di alimento ai 135°C di ingresso in caldaia. L'ultimo, detto teflonato, raffredda i fumi fino alla temperatura di espulsione al camino scambiando calore con il condensato in ingresso al degasatore. Considerare l'apporto termico di questi tre scambiatori porta ad un aumento del rendimento di circa cinque punti percentuali;
- l'energia occorrente a scaldare l'aria primaria è, come detto, fornita da batterie a vapore. Tale flusso termico in realtà non entra in caldaia, ma vi ritorna. Di conseguenza è lecito andare a sottrarlo all'energia utile ceduta al vapore nel generatore di calore. Questo in definitiva porta ad una riduzione dell'energia termica utile prodotta e di conseguenza del rendimento. La perdita di efficienza sfiora il 4 %. È corretto sottolineare come dal punto di vista termodinamico, andando a valutare il rendimento di secondo principio, l'analisi è più complessa in quanto è necessario considerare che la maggior parte del vapore utilizzato nei preriscaldatori dell'aria è di bassa pressione, quindi poco pregiato;

Sommando la contrastante influenza dei due fattori sopracitati si giunge a calcolare un rendimento globale pari all'88,8 %, vedi fig. 5.2. Si reputa tale valore maggiormente rappresentativo, anche se sovente si tende a considerare il rendimento che riguarda unicamente la caldaia, trascurando l'apporto degli economizzatori esterni e il prelievo dal ciclo di calore destinato al preriscaldamento dell'aria primaria.

Si vuole riportare ora il cambiamento dei flussi energetici nel caso di recupero del calore di condensazione dei fumi. La potenza termica utile è in tal caso data dalla somma della potenza ceduta al vapore in caldaia, da quella scambiata dagli economizzatori esterni e da quella recuperata in fase di condensazione, a cui si sottrae la quota necessaria al post-riscaldamento dei fumi e al preriscaldamento dell'aria primaria. Seppur tali energie termiche hanno un livello termodinamico sensibilmente diverso, nell'analisi di primo principio si possono equiparare.

La potenza che si riesce ad estrarre dai fumi con l'innovativa configurazione proposta è pari a 13,87 MW, ovvero il 21,6 % del calore sviluppato dalla combustione.

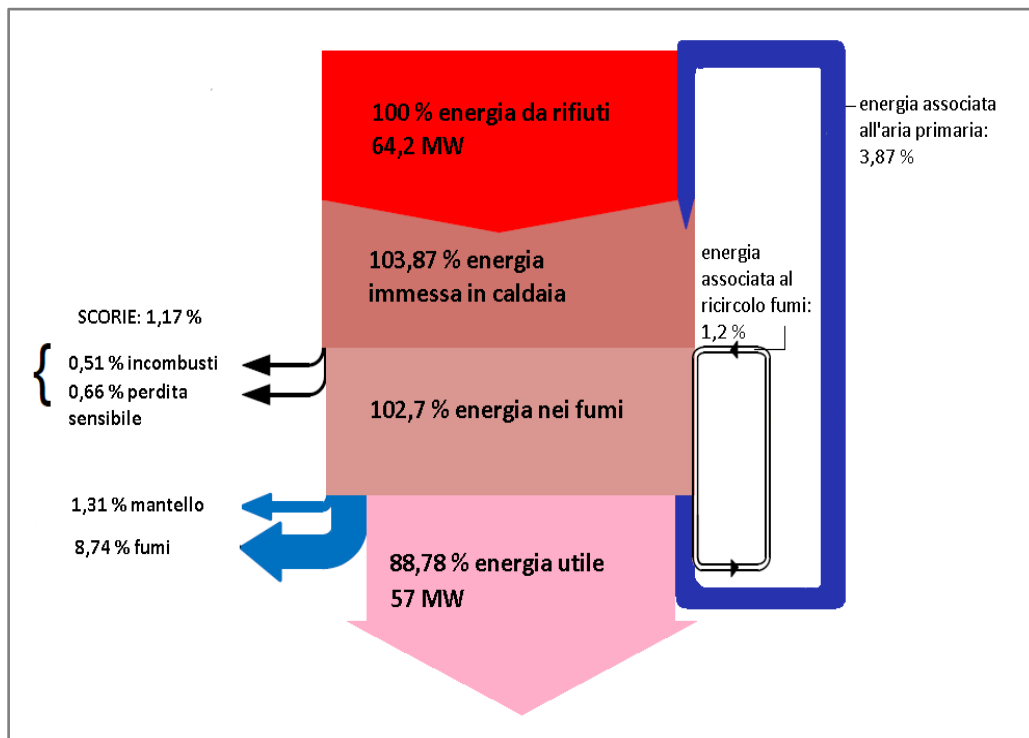


Figura 5.2. Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento di una caldaia del termovalorizzatore Silla 2. Vengono considerati gli apporti recuperati dagli economizzatori esterni alla caldaia e viene detratto dall'energia utile il calore fornito ai preriscaldatori dell'aria primaria.

Il rendimento della linea di termovalorizzazione raggiunge quindi il 110,4 %. A questo punto sarebbe interessante un confronto con il rapporto tra potere calorifico superiore e inferiore del combustibile, in modo da qualificare la bontà di tale valore, seppur a prima vista elevato. La letteratura riguardante le caldaie a condensazione paragona l'efficienza conseguita dai prodotti a quella massima raggiungibile nell'ipotesi di recupero totale del calore latente; nel caso del metano il rendimento teorico equivale al 111 %. Un valore di riferimento nel caso dei rifiuti potrebbe premiare la soluzione qui proposta o stimolare tecnologie più innovative. Si deve però rammentare che il rifiuto bruciato nelle caldaie considerate nella presente trattazione non ha composizione nota, si è infatti fatto riferimento ai fumi prodotti. Anche un calcolo a ritroso, seppur fattibile, non porterebbe a conclusioni accettabili in quanto non sarebbero considerati gli apporti di umidità non imputabili al combustibile. Tra questi l'acqua utilizzata per i lavaggi, i vapori provenienti dagli estrattori scorie

(convogliati in camera di combustione tramite l'aria secondaria), l'umidità derivata da processi di abbattimento fumi nonché quella introdotta assieme al mix ammoniacale al  $\text{DeNO}_x$ .

In conclusione adoperando il sistema di condensazione dei fumi in impianti di termovalorizzazione si riesce ad incrementare considerevolmente il rendimento di primo principio. Si sfrutta infatti l'ingente mole di umidità che caratterizza i fumi derivanti dalla combustione dei rifiuti.

In figura 5.3 è rappresentato il diagramma di Sankey riferito alla configurazione a condensazione.

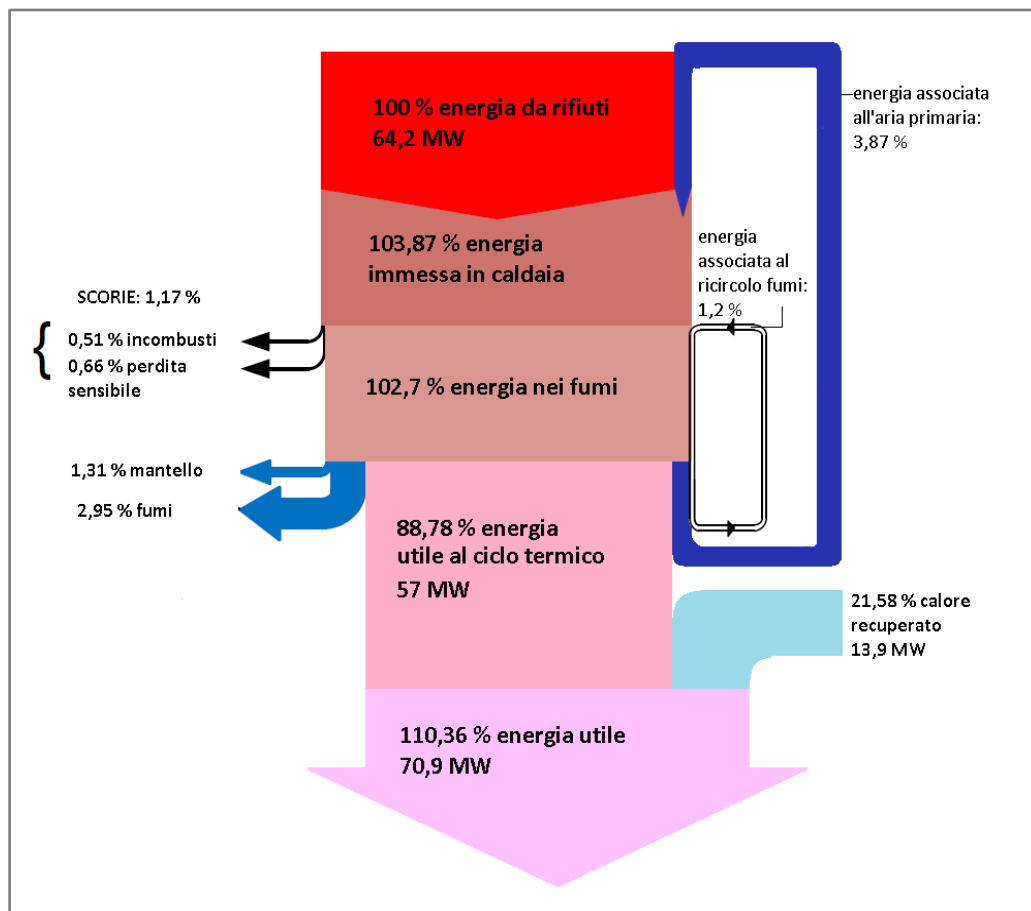


Figura 5.3. Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento di una caldaia del termovalorizzatore Silla 2 nel caso sia attivo il sistema di recupero del calore latente dai fumi. Vengono considerati gli apporti recuperati dagli economizzatori esterni alla caldaia e viene detratto dall'energia utile il calore fornito ai preriscaldatori dell'aria primaria. Il calore recuperato considera un raffreddamento dei fumi fino a 30°C ed un successivo post-riscaldamento fino a 60°C.

### **5.2.2 L'impianto**

In questa sezione si ha l'obiettivo di far emergere le prestazioni del termovalorizzatore Silla 2. L'analisi è quindi basata sulla quantificazione dei flussi energetici complessivamente entranti ed uscenti dall'impianto nel suo complesso. L'obiettivo è quello di ottenere dati riguardo le potenze, elettriche e termiche, prodotte. Tramite tali valori sarà possibile estrapolare i valori di rendimento raggiunti dal sito. Le analisi effettuate si sono riferite a tre diverse configurazioni impiantistiche:

- il caso attuale;
- il caso con clutch;
- il caso con ripotenziamento.

#### Il caso attuale

L'analisi dell'impianto nel suo complesso parte dai risultati appena visti riguardo le caldaie e amplia la trattazione al ciclo termico. In definitiva si analizzano i flussi energetici uscenti ed entranti dall'intero sito. Quelli utili sono l'energia elettrica ceduta alla rete e il calore fornito al teleriscaldamento. Un flusso importante è il calore del condensatore dissipato tramite le torri evaporative. Il calcolo riguardante gli ausiliari permette di chiudere il bilancio.

I dati riportati sono stati presi da una precedente trattazione a riguardo; in realtà in questa fonte veniva considerato un potere calorifico del combustibile pari a 11000 kJ/kg, dato di progetto dell'impianto ma superiore ai valori attuali. Nel bilancio complessivo però questo dato non fa la differenza; infatti un rifiuto meno performante implica piccole quantità di aria, in genere primaria, in più. Di conseguenza le portate e quindi le perdite al camino sono incrementate. Essendo però queste ultime una piccola parte rispetto all'energia totale scambiata un loro aumento, percentualmente piccolo, influisce marginalmente sul bilancio totale. A livello di potenze prodotte poi la differenza è ancora più risibile. A tal proposito si ricorda che il sistema di controllo della combustione ha come obiettivo il raggiungimento del set-point di portata del vapore, ovvero 75 t/h a pieno carico. Un eventuale bassa qualità dei rifiuti viene gestita incrementando la quantità incenerita; la variazione sulla produzione di vapore, e di conseguenza sulla generazione di energia elettrica e termica per il teleriscaldamento, è quindi inesistente.

Di seguito vengono prese in considerazione due assetti di funzionamento dell'impianto attuale: quello cogenerativo e quello di sola produzione elettrica.

Focalizzandosi su quest'ultima possibilità emerge che l'impianto, a pieno carico, produce 52,27 MW<sub>e</sub> netti che corrispondono ad un rendimento del 27,73 %.

In figura 5.4 è rappresentato il diagramma di Sankey che illustra il bilancio energetico analizzato.

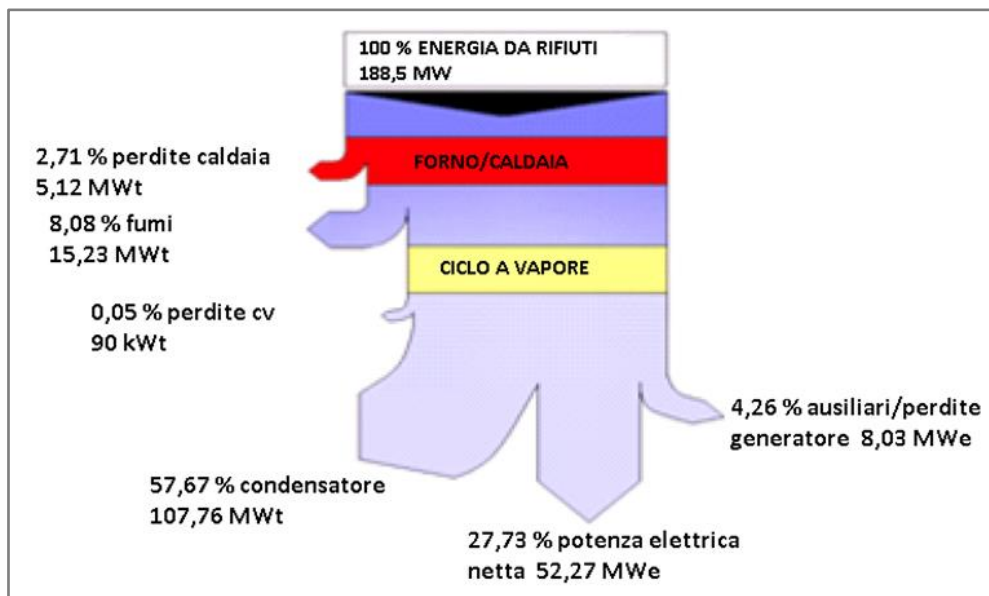


Figura 5.4. Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento del termovalorizzatore Silla 2 nel caso di sola produzione elettrica.

La perdita al condensatore, come ben rappresentato dal diagramma, è nettamente quella più grossa. L'unica soluzione per ridurla è trasformare l'impianto da sola produzione elettrica a produzione combinata di energia elettrica e termica.

Nel caso cogenerativo il termovalorizzatore, oltre a vendere al gestore energia elettrica, produce anche energia termica fornita alla rete di teleriscaldamento. Nella configurazione attuale l'impianto preleva allo scopo vapore dal cross-over. La portata spillata è limitata dalle esigenze della turbina di bassa pressione che deve sempre essere flussata con una minima quantità di vapore. La motivazione di ciò è che la turbina è collegata rigidamente all'alternatore e al corpo di alta pressione. Di conseguenza la turbina in mancanza di vapore continuerebbe a ruotare producendo effetti di ventilazione che porterebbero ad un aumento della temperatura fino a valori pericolosi per l'integrità della stessa. La portata minima di vapore da ammettere in turbina è stata fissata in 30 t/h. Nella realtà non si è mai arrivati a tale valore in quanto la valvola, detta di estrazione, che regola l'ingresso in turbina è stata tarata cautelativamente in modo da garantire un flusso minimo di circa 50 t/h. Va detto che il teleriscaldamento nella stagione invernale 2013/14 ha richiesto una potenza maggiore di quella disponibile solo per pochi giorni, ovvero quando era stata fermata una delle tre linee di termovalorizzazione per riparazioni urgenti. In questo breve periodo si è preferito attivare caldaie ausiliarie presenti sulla rete, piuttosto che cimentarsi in una regolazione meno generosa di detta valvola.

L'analisi energetica verrà comunque condotta sul caso nominale che prevede l'ammissione in turbina di bassa pressione di 30 t/h di vapore proveniente dal

cross-over. Questa sembra la soluzione più ragionevole in quanto è auspicabile che, considerando l'estensione in atto sulla rete di teleriscaldamento, un prelievo di calore sempre maggiore porti alla volontà di tarare alle condizioni effettivamente necessarie la valvola di estrazione.

In tal caso la produzione di energia elettrica cala fino al valore di 30,76 MW<sub>e</sub> con un rendimento del 16,32 %. Riguardo l'energia termica la produzione si attesta a 110,3 MW<sub>t</sub> con un rendimento pari al 58,52 %.

In figura 5.5 è rappresentato il diagramma di Sankey relativo a questo punto di funzionamento dell'impianto.

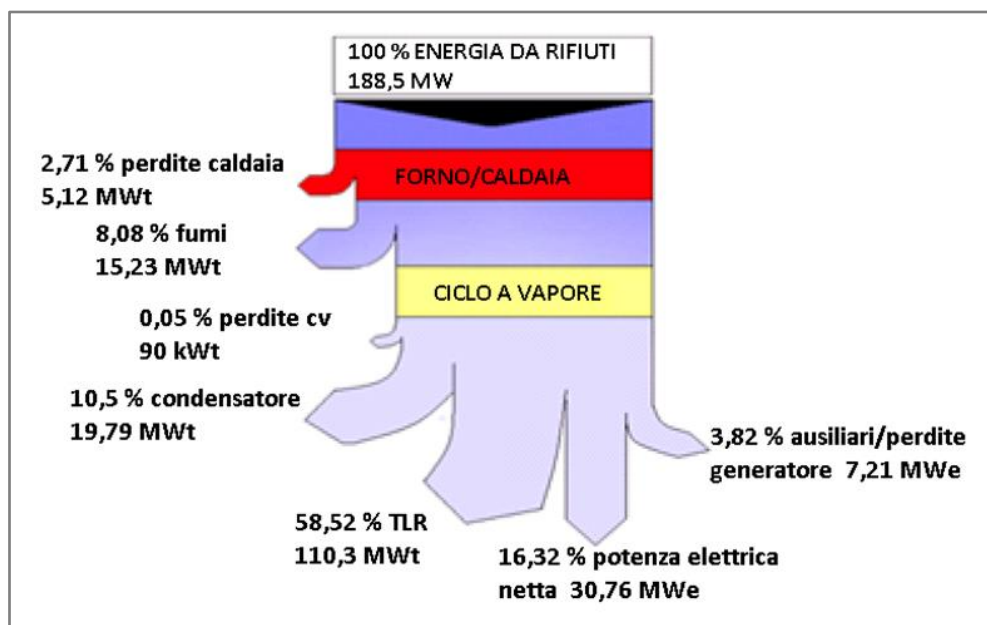


Figura 5.5. Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento del termovalorizzatore Silla 2 nel caso di produzione elettrica e termica. Massimo prelievo di energia termica.

È interessante notare due aspetti riguardo l'impianto in assetto cogenerativo. Innanzitutto il rendimento globale subisce un incremento notevole raggiungendo il ragguardevole, soprattutto per un impianto di termovalorizzazione, valore di 74,84 %. Inoltre il cosiddetto beta, ovvero quell'indice che misura la potenza elettrica persa per ogni unità di potenza termica prodotta, è pari a 0,195. Questo indice sarà poi importante nel confronto con la configurazione che prevede il recupero termico del calore dei fumi tramite la condensazione dell'umidità in essi presente in quanto il suo inverso può essere concettualmente paragonato al COP. In generale è possibile affermare che le prestazioni migliori si ottengono con tale valore più basso possibile, in quanto corrisponde, a parità di potenza termica erogata, una minor riduzione di elettricità generata.

### Il caso con clutch

Nel caso di installazione del clutch, la già citata frizione che permetterà di poter arrestare la turbina di bassa pressione, l'ammissione del vapore in turbina di bassa pressione potrà essere del tutto annullata. La conseguenza è una maggior disponibilità di energia termica da poter trasferire alla rete del teleriscaldamento. I valori di potenze utili prodotte diventano con questo assetto impiantistico pari a 131,3 MW<sub>t</sub> e 28,76 MW<sub>e</sub>. I rendimenti termico ed elettrico sono rispettivamente 69,66 % e 15,26 %, quello totale sfiora l'85 %. L'indice beta assume valore di 0,179, sempre rispetto alla condizione di sola produzione elettrica.

In figura 5.6 sono rappresentati i flussi energetici tramite il diagramma di Sankey.

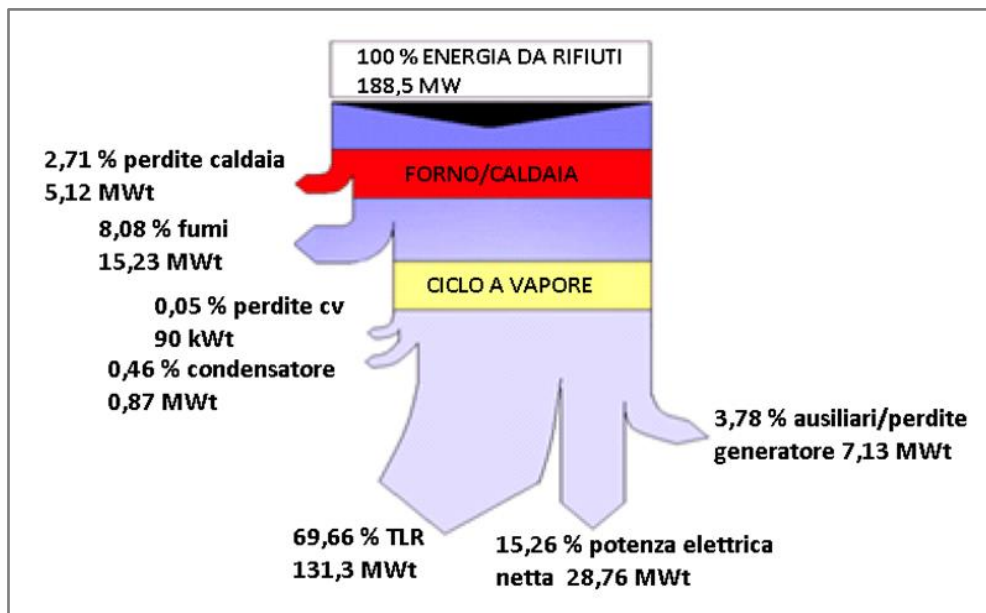


Figura 5.6. Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento del termovalorizzatore Silla 2, nella configurazione con clutch, nel caso di produzione elettrica e termica. Massimo prelievo di energia termica.

Anche in questa configurazione la potenza termica dissipata al condensatore non è nulla. Infatti per ragioni di cautela impiantistica il condensatore rimane allineato. Al suo interno continuano a pervenire alcuni dreni e sfiati dell'impianto che dissipano di conseguenza calore.

### Il caso con ripotenziamento

L'analisi energetica dell'impianto ripotenziato è riferita ad uno dei casi precedenti a seconda se verrà installato o meno il clutch. Si vuole considerare, nella presente trattazione, l'ipotesi che prevede la migliore performance



energetica, quindi la configurazione che permette di arrestare la turbina di bassa pressione massimizzando la produzione di energia termica.

L'aumento di potenza termica previsto è pari al 10 %. I flussi di energia rimangono sostanzialmente equilibrati rispetto alla configurazione non ripotenziata. Infatti gli ausiliari verranno sostituiti con altri di maggior potenza e le perdite al camino sono proporzionali all'entità dei fumi. L'unico aspetto non in scala potrebbe riguardare il consumo dei ventilatori in quanto le perdite di carico variano con il quadrato della portata. Bisogna però ricordare che il filtro a maniche verrà sensibilmente ampliato in modo da permettere di lasciare invariata la caduta di pressione attuale. Essendo questa la causa maggiore di perdita di carico in tutto il percorso fumi è lecito considerare che anche l'andamento del consumo dei ventilatori sia proporzionale. Un altro aspetto a sostegno di questa teoria riguarda l'installazione di dispositivi inverter su ventilatori che ora ne sono sprovvisti, ovvero quelli dell'aria primaria e del ricircolo fumi, a tutto vantaggio dell'efficienza.

In conclusione si ritengono validi i rendimenti calcolati riguardo la configurazione con clutch non ripotenziata, le potenze saranno incrementate del 10 %. Nello specifico la potenza termica ceduta al teleriscaldamento raggiunge il valore di 144,43 MW<sub>t</sub> e quella elettrica di 31,64 MW<sub>e</sub>. I rendimenti termico ed elettrico restano assestati al 69,66 % e 15,26 % rispettivamente, il beta a 0,179.

Il diagramma di Sankey di figura 5.7 illustra le considerazioni fatte a riguardo di quest'ultima configurazione.

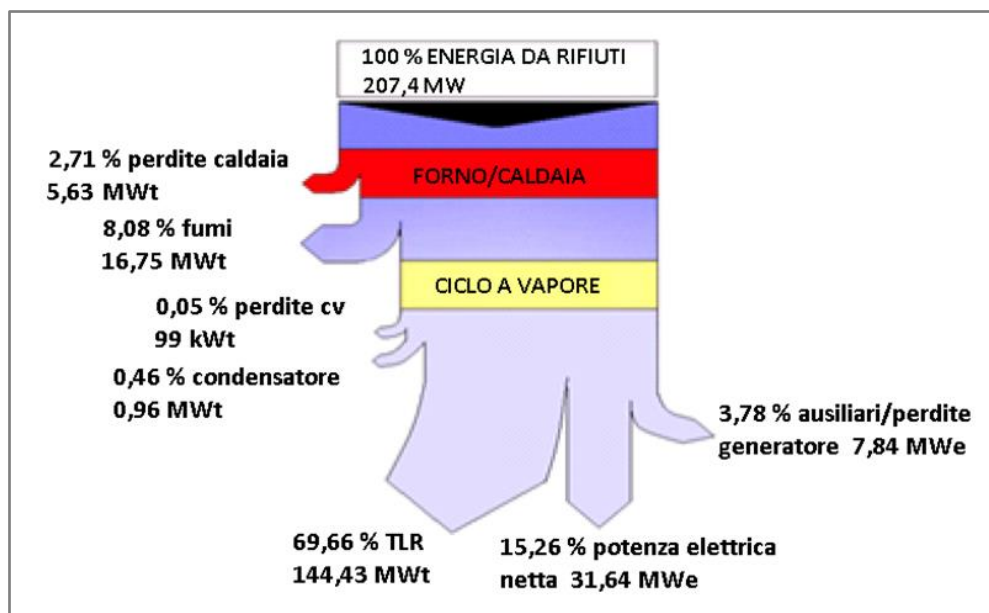


Figura 5.7. Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento del termovalorizzatore Silla 2, nella configurazione ripotenziata e con clutch, nel caso di produzione elettrica e termica. Massimo prelievo di energia termica.

### 5.3 Confronto con indici energetici

L'analisi conclusiva delle possibili configurazioni impiantistiche viene effettuata sia confrontando l'entità delle produzioni di calore ed elettricità che ricorrendo ad adeguati indici. Nello specifico verranno riportati i seguenti valori:

- potenza elettrica netta prodotta,  $P_{el}$ ;
- potenza termica erogata alla rete di teleriscaldamento,  $Q_t$ ;
- indice elettrico, ovvero il rendimento elettrico,  $I_e$ ;
- indice termico, ovvero il rendimento termico,  $I_t$ ;
- fattore d'utilizzo del combustibile, ovvero il rendimento globale,  $FU$ ;
- limite termico, questa grandezza espone il rapporto tra potenza termica erogata e la potenza totale prodotta, termica ed elettrica. Valori alti sono rappresentativi di impianti che producono prevalentemente energia termica, termodinamicamente meno pregiata. Il legislatore fissa un minimo al limite termico al fine di separare gli impianti realmente cogenerativi da quelli che producono energia elettrica e pochissimo calore;
- IRE, indice di risparmio energetico. Serve per rappresentare, in termini percentuali, il risparmio di combustibile che una soluzione cogenerativa permette rispetto alla generazione separata. La formula per calcolarlo fa riferimento a rendimenti tipici, espressi dal legislatore, della produzione disgiunta. L'equazione (5.12) permette il computo.

$$IRE = 1 - \frac{\dot{Q}_{in}}{\frac{P_{el}}{\eta_{el,conv}} \times p + \frac{\dot{Q}_t}{\eta_{t,conv}}} \quad (5.12)$$

Ove il rendimento elettrico convenzionale è, per il combustibile e la taglia dell'impianto Silla 2, fissato uguale a 0,28. Il rendimento termico convenzionale risulta essere pari a 0,8.

Il fattore  $p$  è un coefficiente che ha l'obbiettivo di premiare la produzione di energia elettrica distribuita. La motivazione a riguardo è da imputare alle minori perdite di trasmissione nell'ipotesi che la generazione avvenga in prossimità dell'utilizzatore. Il computo di tale fattore è normato, la formula necessaria è la (5.13).

$$p = \frac{p_{immessa} \times P_{el,immessa} + p_{autocons} \times P_{el,autocons}}{P_{el,immessa} + P_{el,autocons}} \quad (5.13)$$

Il sito Silla 2 è allacciato alla rete elettrica nazionale a media tensione, i valori da utilizzare sono quindi pari a 1-2,8/100 per la parte immessa e 1-4,3/100 per la frazione autoconsumata;

- indice beta che mostra l'invasività della produzione termica su quella elettrica. Tale valore può anche essere utilizzato per paragonare, tramite il suo inverso, le configurazioni di impianto proposte ad una pompa di calore, per esempio geotermica, da considerare come possibile alternativa.

Le configurazioni analizzate sono di seguito riassunte:

1. impianto attuale in sola produzione elettrica;
2. impianto attuale in produzione cogenerativa, massimo prelievo di energia termica;
3. impianto con clutch in produzione cogenerativa, massimo prelievo di energia termica;
4. impianto ripotenziato con clutch in produzione cogenerativa, massimo prelievo di energia termica;
5. impianto con clutch e sistema di recupero del calore di condensazione dei fumi con scambiatori a superficie e recuperatore gas-gas, massimo prelievo di energia termica;
6. impianto con clutch e sistema di recupero del calore di condensazione dei fumi con scambiatori a miscela e recuperatore gas-gas, massimo prelievo di energia termica.

La tabella 5.8 riporta i valori considerati riguardo le sei configurazioni indicate.

**Tabella 5.8. Valori di interesse riguardo le sei configurazioni di impianto possibili. Nello specifico vengono mostrati la potenze elettrica e termica prodotte, il rendimento elettrico e termico, il fattore di utilizzo del combustibile, il limite termico, l'indice di risparmio energetico e il beta. Come si vede le configurazioni 5 e 6 che adottano la condensazione sono le più performanti.**

Configurazione	$P_{el}$ [MW <sub>e</sub> ]	$Q_t$ [MW <sub>t</sub> ]	$I_e$ [%]	$I_t$ [%]	FU [%]	LT [%]	IRE [%]	$\beta$
1	52,27	/	27,73	/	27,73	/	/	/
2	30,76	110,3	16,32	58,52	74,84	78,19	24,97	0,195
3	28,76	131,3	15,26	69,66	84,92	82,03	30,22	0,179
4	31,64	144,4	15,26	69,66	84,92	82,03	30,22	0,179
5	17,28	184,0	9,17	97,63	106,80	91,42	35,89	0,190
6	18,12	183,3	9,61	97,24	106,85	91,00	36,36	0,186

Come era lecito aspettarsi le due configurazioni che prevedono il recupero del calore latente di condensazione conseguono rendimenti globali sensibilmente più elevati. Di contro hanno una produzione di energia elettrica limitata in

quanto al quantitativo generato dalla turbina è stata sottratta la parte necessaria al funzionamento dei compressori delle pompe di calore. La conseguenza è un alto valore del limite termico. Anche l'IRE premia le due configurazioni più innovative.

Inoltre è interessante notare come l'inverso del beta delle configurazioni con clutch sia simile al COP globale delle pompe di calore inerenti al sistema di condensazione. Questo significa che il complesso sistema di recupero dai fumi raggiunge un'efficienza simile a quella del calore prodotto grazie allo spillamento del vapore di bassa pressione dal cross-over della turbina.

Il punto di forza del sistema di recupero del calore latente dei fumi risiede nella produzione di una quantità di calore sensibilmente superiore, anche alla configurazione ripotenziata, con un'emissione di inquinanti invariata rispetto all'attuale, a beneficio della qualità dell'aria cittadina.

L'innegabile vantaggio del ripotenziamento dell'impianto consiste invece, oltre che nelle aumentate produzioni termiche ed elettriche, in un maggior smaltimento dei rifiuti confronto a tutte le altre configurazioni.

## **5.4 Aspetti ambientali**

L'analisi dei benefici ambientali del sistema proposto è un tema di estrema importanza. Tale ambito incide infatti in maniera significativa sulle politiche poste in atto dalle amministrazioni cittadine e di riflesso sulle decisioni che società radicate sul territorio, come A2a, devono intraprendere. Inoltre anche la consapevolezza, da parte della popolazione, di poter ridurre le emissioni sfruttando il calore originato dai rifiuti induce ad una minore avversità nei confronti degli impianti di termovalorizzazione. Gli aspetti qui riassunti hanno quindi una grande valenza nelle scelte strategiche aziendali. Tra l'altro la cognizione di un benefico, per il paese, aumento delle strutture di cogenerazione abbinate a reti di teleriscaldamento ha diretto il legislatore all'attuale quadro normativo, fortemente incentivante nei confronti di tali sistemi.

L'adozione della tecnologia di condensazione dei fumi al termovalorizzatore Silla 2 permetterebbe, come calcolato, il recupero di ulteriori 52 MW termici dall'impianto senza alterare la produzione di inquinanti della centrale. Questa potenza, trasferita alle utenze tramite la rete di teleriscaldamento, consentirebbe di disattivare numerose caldaie che contribuiscono in maniera significativa all'inquinamento cittadino. Se a livello urbano questa fonte di calore è a emissioni zero lo stesso non si può affermare considerando gli scambi energetici totali. Infatti il consumo elettrico imputabile a tale tecnologia andrebbe a diminuire la potenza erogata dall'impianto Silla 2 alla rete elettrica italiana. Si deve quindi considerare che il parco di produzione nazionale dovrà sopperire a tale mancanza riversando in ambiente una quota aggiuntiva di inquinanti.

L'analisi di seguito riportata avrà quindi l'obiettivo di mostrare i due aspetti ambientali. Il primo riguarda il vantaggio per la città di Milano e considera solamente la riduzione di emissioni relative all'aumento della potenza termica ceduta alla rete di teleriscaldamento. Il secondo invece ha una prospettiva più ampia e va quindi a decurtare dai vantaggi, in termini ambientali, legati all'aumento della produzione termica gli svantaggi inerenti la riduzione della produzione elettrica.

A tale proposito è importante ricordare che le emissioni derivanti da impianti di riscaldamento ricoprono una notevole importanza nella città di Milano, come riportato in [42]. Nello specifico sono da imputare a tale fonte il 25 % degli ossidi di azoto, il 20 % delle polveri sottili e quasi il 90 % degli ossidi di zolfo.

L'analisi svolta si è basata sui dati normalmente utilizzati da A2a per effettuare bilanci sulle reti di teleriscaldamento [43].

La tabella 5.9 mostra i valori stabiliti dall'ISPRA, istituto superiore per la protezione e ricerca ambientale, riguardo le emissioni da impianti di riscaldamento privati. Nella città di Milano l'AMAT, agenzia mobilità ambiente territorio, ha suddiviso gli impianti allacciati alla rete di teleriscaldamento a seconda del combustibile precedentemente utilizzato; è emerso che il 76 % delle utenze utilizzava come combustibile gas naturale, la restante parte gasolio.

**Tabella 5.9. Emissioni da impianti di riscaldamento privati in base al combustibile utilizzato. (Fonte A2a [43] su dati ISPRA)**

	NO <sub>x</sub> [g/GJ]	SO <sub>2</sub> [g/GJ]	PM <sub>10</sub> [g/GJ]	CO <sub>2</sub> [kg/GJ]
Gas naturale	34,82	0,5	0,2	55
Gasolio	50	46,86	5	73,69

Grazie a tali valori è stato possibile ricavare i dati, mostrati nella tabella 5.10, dell'utenza media, fondamentali per poter quantificare in termini di emissioni i benefici legati all'aumento della potenza fornita dal teleriscaldamento.

**Tabella 5.10. Emissioni da impianti di riscaldamento privati sostituiti con il teleriscaldamento nel comune di Milano. (Conversione da tab. 5.9, fonte combustibile sostituito A2a [43] su dati AMAT)**

	NO <sub>x</sub> [g/MWh]	SO <sub>2</sub> [g/MWh]	PM <sub>10</sub> [g/MWh]	CO <sub>2</sub> [kg/MWh]
Impianto tipo	138,47	41,86	4,87	214,15

Successivamente si sono analizzati i dati riguardante la produzione elettrica nazionale. La fonte è stata in questo caso, sempre in conformità alle consuetudini di A2a, SINAnet, sistemi informativi ambientali. La tabella 5.11 mostra le relative emissioni.

**Tabella 5.11. Emissioni per la produzione di energia elettrica con il parco di centrali italiano. (Fonte A2a [43] su dati SINAnet)**

	NO <sub>x</sub> [g/MWh <sub>e</sub> ]	SO <sub>2</sub> [g/MWh <sub>e</sub> ]	PM <sub>10</sub> [g/MWh <sub>e</sub> ]	CO <sub>2</sub> [kg/MWh <sub>e</sub> ]
Media nazionale	185,51	141	7,54	537,68

L'analisi si è basata, riguardo i dati del sistema di recupero del calore latente dei fumi del termovalorizzatore, sull'ipotesi di utilizzo di scambiatori a superficie. Tale configurazione è ritenuta più flessibile in termini di spazio e quindi più adatta ad un impianto già in funzione; in ogni caso la differenza, in termini energetici, rispetto al sistema dotato di scambiatori a miscela è minima. La potenza termica recuperata è quindi pari a 52,73 MW<sub>t</sub>, l'energia elettrica consumata ammonta invece a 11,48 MW<sub>e</sub>. È stato considerato un tempo di funzionamento del sistema di recupero pari a 3000 h/anno. Le perdite termiche per dispersione della rete sono state stimate nel 5 % della potenza erogata. Tale valore può sembrare modesto, bisogna però ricordare che il sistema di recupero è in funzione nel periodo dell'anno in cui è richiesta dalle utenze una gran quantità di energia. In tali periodi le perdite di rete hanno quindi un'incidenza percentualmente piccola.

I risultati emersi sono riportati in tabella 5.12.

**Tabella 5.12. Emissioni evitate nella città di Milano e globalmente nel caso di sfruttamento del calore latente dei fumi dell'impianto di termovalorizzazione Silla 2.**

	NO <sub>x</sub> [t/anno]	SO <sub>2</sub> [t/anno]	PM <sub>10</sub> [t/anno]	CO <sub>2</sub> [t/anno]
Emissioni evitate in città	20,8	6,3	0,7	32182
Emissioni globalmente evitate	14,4	1,4	0,5	13664

Le emissioni evitate ammontano a quantitativi rilevanti, soprattutto in una realtà come Milano ove la qualità dell'aria è una problematica di notevole importanza. Una modalità per quantificare la bontà di tali risultati è confrontarli con le emissioni automobilistiche. Nello specifico prendendo ad esempio le emissioni di un'attuale macchina a gasolio Euro V, come riportato in [44], si evince che le emissioni di polveri evitate in città corrispondono a quelle prodotte da 10000 auto che percorrono 14000 km all'anno; rispetto invece agli ossidi di azoto la percorrenza chilometrica equivalente annua è pari a 11500 km.

In conclusione la soluzione del recupero energetico dai fumi dell'impianto Silla 2 si rivela benefica in termini di emissioni globali. Il vantaggio maggiore riguarda però la qualità dell'aria del capoluogo lombardo che gioverebbe di un significativo incremento del calore disponibile alla rete di teleriscaldamento senza alcun incremento locale relativo alla sua generazione.

## **5.5 Aspetti economici**

Nella presente trattazione sono state analizzate le potenzialità del sistema di condensazione dei fumi. È ora palese come l'applicazione di tale tecnologia permetta sensibili incrementi del rendimento globale dell'impianto e, soprattutto, un notevole aumento del calore disponibile alla rete di teleriscaldamento, con i suddetti vantaggi ambientali. Tutto questo comporta un inevitabile appeal nei confronti di tale tecnologia in quanto una sua applicazione rappresenterebbe sicuramente un vanto per una società come A2a. Ad ogni modo la diffusione di sistemi di recupero di energia dai fumi sarà vincolata dal prezzo di realizzazione dell'impianto necessario. In altre parole l'adozione di tale tecnologia deve rappresentare una scelta economicamente sostenibile, o ancor meglio vantaggiosa, per poter rappresentare una reale alternativa. Di seguito verrà affrontato l'aspetto economico del progetto, senza approfondire tale ambito si vogliono semplicemente confrontare i costi di gestione e di investimento del sistema proposto rispetto a tecnologie più convenzionali.

Sotto il profilo degli investimenti il recupero dei fumi è ovviamente sfavorito dai notevoli costi impiantistici rispetto a tecnologie più tradizionali, come per esempio le caldaie a gas. Oltre ai vantaggi ambientali, ci sono però alcuni fattori che potrebbero far diventare tale tecnologia economicamente attraente nell'applicazione in oggetto.

La prima considerazione riguarda l'energia elettrica necessaria al funzionamento dei compressori delle pompe di calore e degli ausiliari; tale energia sarebbe infatti totalmente autoprodotta, essendo la quantità necessaria circa un terzo di quella ceduta in rete dall'impianto Silla 2. Il vantaggio è evidente in quanto la corrente elettrica ha un costo piuttosto elevato se la si acquista dalla rete ma, tale prezzo, si riduce notevolmente qualora la si voglia vendere. Averne quindi a disposizione al prezzo di vendita e non a quello di acquisto favorisce notevolmente la soluzione proposta. Riguardo il prezzo di vendita dell'energia elettrica bisogna ricordare che a causa della congiuntura economica i consumi di energia elettrica, specialmente in Italia, si sono ridotti creando una capacità di produzione installata notevolmente superiore alla domanda. Il quadro è stato ulteriormente complicato dalla presenza sempre maggiore di produzione di energia rinnovabile, soprattutto fotovoltaica, che ha avuto un aumento esponenziale negli ultimi anni a causa dei forti incentivi di cui è stata oggetto. Entrambi questi due fattori hanno portato ad un sensibile abbassamento del

prezzo di vendita dell'energia elettrica nel mercato all'ingrosso, controllato dalla borsa elettrica che si basa sulla legge della domanda e dell'offerta. A testimonianza di ciò vi è l'esperienza di A2a maturata nella gestione di impianti di cogenerazione composti da pompe di calore geotermiche, motori a combustione interna atti alla produzione simultanea di calore ed energia elettrica e caldaie di integrazione. In questi siti, proprio a causa del basso valore dell'energia elettrica, è risultato conveniente autoprodurre solamente la quantità di energia elettrica necessaria alla pompa di calore, esaltando quindi l'energia primaria del combustibile, piuttosto che immettere corrente in rete ai prezzi offerti dalla borsa del mercato elettrico.

Un secondo aspetto determinante è l'incentivazione prevista grazie al sistema dei titoli di efficienza energetica (TEE), detti anche certificati bianchi. Il relativo sistema, come riportato in [45], è stato introdotto a partire dal 20 luglio 2004, data in cui sono stati emanati i due decreti, riguardanti rispettivamente uno il gas ed uno l'elettricità, del ministro delle attività produttive di concerto col ministro dell'ambiente e della tutela del territorio intitolati: "Nuova individuazione degli obiettivi quantitativi nazionali di risparmio energetico e sviluppo delle fonti rinnovabili" a cui sono seguiti modifiche ed integrazioni. L'ente preposto a determinare il meccanismo è stato fin da subito l'autorità per l'energia elettrica ed il gas i cui obiettivi sono stati il miglioramento dell'efficienza energetica negli usi finali, il contenimento delle perdite di energia e l'adozione di fonti rinnovabili. L'ente atto ad espletare le istruttorie tecniche delle proposte inviate per l'ottenimento dei titoli di efficienza energetica è invece l'ENEA, agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile. L'unità di misura che quantifica i titoli di efficienza energetica conseguiti è il tep, tonnellate equivalenti di petrolio (ovvero l'energia sviluppata dalla sua combustione pari nominalmente a 11628 kWh), in riferimento all'energia primaria non consumata. Le proposte ricevute sono elaborate mediante tre metodi di valutazione che si differenziano anche nelle modalità della richiesta da parte dell'azienda interessata:

- metodi di valutazione standardizzata. Viene effettuata sulla base di specifiche schede tecniche preparate dall'autorità per l'energia elettrica ed il gas. Ha quindi il vantaggio di essere la procedura più snella in quanto non necessita di misurazioni ma si basa sulla quantità degli interventi fatti. È adatta ad iniziative semplici, appunto standard, che società energetiche possono promuovere presso gli utenti finali;
- metodi di valutazione analitica. Prevede l'aderenza del progetto previsto ad una scheda tecnica preparata dall'autorità. La scheda tecnica è correlata da un algoritmo tramite il quale è possibile, inserendo alcuni dati energetici dell'intervento in essere, quantificare il risparmio, e quindi i certificati bianchi, corrispondenti;



- metodi di valutazione a consuntivo. È il sistema più flessibile ma anche più complesso. L'iter prevede in questo caso di presentare un progetto documentando i risparmi misurati a cui corrisponderanno, se approvato, i relativi titoli di efficienza energetica.

Il caso in oggetto della condensazione dei fumi rientra nella categoria della valutazione a consuntivo. È necessario ricordare che la cogenerazione ad alto rendimento, ovvero quella che rispetta alcuni indici di qualificazione energetica, può già ottenere titoli di efficienza energetica. L'unica incertezza riguarda quindi se preferire un calcolo che considera l'intera produzione termica ed elettrica del termovalorizzatore Silla 2 nella configurazione con recupero del calore latente dai fumi oppure se considerare la condensazione dei fumi come un sistema di generazione del calore separato. Nel primo caso il computo dei certificati bianchi è realizzato basandosi sul PES, primary energy saving. Tale indice è concettualmente analogo al già citato IRE, l'unica differenza risiede nei diversi rendimenti convenzionali adottati. Di conseguenza le configurazioni impiantistiche che prevedono il recupero del calore dei fumi risultano, grazie all'IRE più elevato, notevolmente favorite. Nella seconda ipotesi i certificati bianchi sono calcolati considerando l'energia primaria necessaria alla produzione del calore tramite tecnologie convenzionali, per esempio caldaie a gas, a cui si sottrae l'energia primaria utilizzata, sotto forma di corrente elettrica, dalle pompe di calore. Quest'ultima analisi è da considerarsi più rappresentativa allo scopo della presente trattazione sia perché meno influenzata da fattori impiantistici non correlati alla condensazione dei fumi sia perché più semplice e svincolata da parametri non scontati riguardanti il ciclo termico e la valorizzazione dei rifiuti in generale. Inoltre si reputa più attinente una considerazione che si focalizzi, come del resto il presente lavoro, solo sull'analisi della condensazione dei fumi che prevede la produzione di calore tramite l'utilizzo di energia elettrica, come nell'eq. (5.14).

$$TEE = \left( \frac{\dot{Q}}{\eta \times K_p} - \frac{\dot{w}}{K_e} \right) \times \tau \quad (5.14)$$

L'equazione (5.14) utilizza il rendimento convenzionale delle caldaie posto pari a 90 %, il coefficiente  $K_e$  pari a 5348 kWh/tep e il coefficiente  $K_p$  equivalente all'energia sviluppata da un tep.  $W$  e  $Q$  si riferiscono rispettivamente all'energia consumata dalle pompe di calore del sistema di recupero e al calore prodotto con tali macchine. Il numero  $\tau$  deriva invece dalla volontà di addensare il risparmio energetico conseguito nell'intero ciclo di vita stimato per l'impianto in oggetto nei cinque anni di erogazione dei certificati bianchi. Nel caso di interventi su centrali per reti di teleriscaldamento tale indice corrisponde a 3,36.

In definitiva si può affermare che, in ambito economico, il sistema proposto è favorito, nell'attuale situazione tariffaria, dal basso prezzo di vendita

dell'energia elettrica al gestore e dal meccanismo di promozione dell'efficienza energetica introdotto con i certificati bianchi.

L'obiettivo è comparare il costo del sistema di recupero del calore latente di condensazione con impianti alternativi quali pompe di calore geotermiche ad acqua di falda o caldaie a gas metano.

La prima incognita riguarda la stima dell'investimento necessario alla realizzazione del sistema di condensazione del calore. Facendo riferimento all'ipotesi di scambiatori a superficie, ritenuta più flessibile in termini di spazio e quindi più adatta ad un impianto già in funzione, il costo delle pompe di calore e degli scambiatori ammonta a circa 15 M€ [46]. Tale valore è stato estrapolato da capitolati di fornitura di pompe di calore similari e da quotazioni riguardo gli scambiatori; il valore è perciò attendibile e riguarda le macchine che maggiormente influiscono sul costo totale in quanto prevedono adeguate tecnologie e materiali. Risulta invece più difficile la stima degli altri piccoli componenti come pompe e ventilatori ma, soprattutto, delle opere di installazioni con i relativi interventi sulla struttura esistente. Si possono approssimare tali spese in complessivi 5 M€, che portano l'ammontare globale dell'investimento a circa 20 M€.

**Tabella 5.13. Valutazione economica di tre sistemi differenti di generazione del calore per teleriscaldamento: recupero del calore latente dei fumi del termovalorizzatore Silla 2, pompe di calore geotermiche e caldaie a gas metano. Si nota come la tecnologia della condensazione dei fumi permetta di rientrare dal maggiore investimento nell'arco di due anni rispetto alla soluzione con caldaie a gas e in meno di tre anni rispetto alle pompe di calore geotermiche.**

	Condensazione fumi,scambiatori a superficie	Pompe di calore alimentate con acqua di falda	Caldaie a gas metano
Costo investimento [M€]	20	>10	2,5
Costo energetico annuo [M€/anno]	2,4	4,3	11
Costo unitario del calore [€/MWh <sub>t</sub> ]	15,2	26,9	69,5
Ricavo annuo da certificati bianchi [M€/anno]	2,6	1,1	/
Totale costo di esercizio [M€/anno]	-0,2	3,2	11
Costo extra rispetto alla configurazione di recupero dai fumi [M€/anno]	/	3,4	11,2

In tabella 5.13 vengono riportati alcuni dati economici che riassumono le caratteristiche economiche salienti delle tre diverse modalità di generazione del calore.

Le ipotesi che hanno supportato i calcoli economici sono le seguenti:

- prezzo dell'energia elettrica (da autoproduzione) 70 €/MWh;
- costo gas metano 0,6 €/Sm<sup>3</sup>;
- potere calorifico inferiore del gas metano 34,534 MJ/Sm<sup>3</sup>;
- funzionamento impianto 3000 h/anno;
- potenza erogata dal sistema di condensazione dei fumi 52,73 MW<sub>t</sub>;
- potenza elettrica assorbita dal sistema di condensazione dei fumi 11,48 MW<sub>e</sub>;
- COP pompa di calore geotermica 2,6;
- rendimento caldaia a gas metano 90 %;
- valore certificati bianchi 90 €/cad.

In sintesi si riscontra un risparmio annuo ottenuto con la tecnologia della condensazione dei fumi rispetto a quella delle caldaie a gas di 11,2 M€. Tale cifra permette l'ammortamento dell'investimento in meno di due anni. Si ricorda che l'erogazione dell'incentivo dei certificati bianchi avviene solamente per i primi cinque anni di funzionamento. La convenienza rispetto al sistema geotermico è invece meno netta; si quantifica infatti un risparmio di 3,4 M€ che porta il tempo di ammortamento a circa tre anni.

L'analisi economica realizzata è ovviamente molto semplificata ma utile a dare la misura degli aspetti economici. Una trattazione più esaustiva dovrebbe anche considerare i seguenti fattori:

- gli ausiliari sono stati considerati solo nel caso del recupero dei fumi; l'energia, e il relativo costo, utilizzata dai sistemi concorrenti è quindi in realtà maggiore di quella computata;
- il sistema geotermico ha il grande limite di richiedere un iter autorizzativo molto complesso a causa dell'utilizzo di acqua di falda. Per questo motivo i costi totali del progetto potrebbero essere sensibilmente superiori rispetto alla cifra indicata che si riferisce al solo acquisto delle pompe di calore;
- il calore contenuto nell'acqua di falda è considerato dalla legislazione vigente rinnovabile [47]; qualora in futuro venga imposto anche alle reti di teleriscaldamento, come già avviene per gli impianti privati, l'utilizzo di una percentuale del calore rinnovabile tale configurazione sarà favorita.

In conclusione si è dimostrato come la tecnologia della condensazione dei fumi, oltre che particolarmente interessante dal punto di vista energetico ed ambientale, risulta sostenibile anche a livello economico.



# Capitolo 6

## Conclusioni

Nella presente trattazione sono state analizzate le potenzialità del sistema di condensazione dei fumi applicate al termovalorizzatore Silla 2. È emerso come l'applicazione di tale tecnologia permetta sensibili incrementi del rendimento globale dell'impianto e, soprattutto, un notevole aumento del calore disponibile alla rete di teleriscaldamento.

I vantaggi sono evidenti: riduzione delle emissioni, soprattutto nell'area cittadina ma anche a livello globale, e risparmio di energia primaria, a tutto vantaggio del sistema paese.

È stato inoltre verificato come l'investimento necessario al funzionamento di tale tecnologia, seppur molto elevato, venga recuperato in pochi anni sia grazie al risparmio energetico conseguito che al meccanismo di incentivazione dei certificati bianchi.

Il computo è stato eseguito considerando i dati di funzionamento del termovalorizzatore Silla 2 di Milano, le considerazioni fatte sono comunque valide anche per altri impianti, a patto di essere alimentati con rifiuto simile, ovvero non pretrattato e quindi con un tenore di umidità comparabile.

Si vogliono ora riassumere le conclusioni a cui si è giunti nella stesura del presente lavoro che hanno portato ad identificare le soluzioni tecnicamente migliori; le tematiche trattate sono riportate di seguito:

- valorizzazione del calore tramite pompe di calore;
- scambio termico con i fumi;
- temperatura di recupero e di post-riscaldamento;
- modalità di post-riscaldamento;
- trattamento del condensato;
- analisi energetica;
- analisi economica ed ambientale.

### Valorizzazione del calore tramite pompe di calore

Le pompe di calore che si rendono necessarie per la valorizzazione del calore recuperato a bassa temperatura possono riferirsi a due cicli termodinamici: la compressione di vapore e l'assorbimento. Entrambe le possibilità sono state analizzate simulando le condizioni di funzionamento alle quali saranno portate a lavorare le macchine durante il recupero. Si è quindi arrivati a concludere che seppur l'assorbimento presenta un'efficienza teoricamente maggiore il ciclo a compressione di vapore risulta in questa applicazione favorito. Le motivazioni sono molteplici; innanzi tutto l'assenza nella turbina di uno spillamento al

livello termodinamico richiesto dalle pompe di calore ad assorbimento richiederebbe di sprecare il vapore ad alta pressione prodotto dalle caldaie con una conseguente inefficienza energetica. Inoltre i vincoli imposti dal pericolo di cristallizzazione nell'assorbitore porterebbero a limitare la potenza recuperabile. Infine altri aspetti determinanti che caratterizzano le pompe di calore a compressione di vapore riguardano la semplicità di regolazione, la facilità di interfacciarsi con l'impianto esistente nonché la disponibilità di macchine più diffuse e collaudate.

Le motivazioni sopracitate hanno perciò spinto a prendere in considerazione per l'applicazione in oggetto unicamente pompe di calore a compressione di vapore. Analizzando i parametri di funzionamento e valutando le taglie delle macchine disponibile sul mercato è stata identificata la configurazione che esalta le prestazioni del sistema. Nello specifico la migliore soluzione prevede di utilizzare complessivamente due pompe di calore poste in serie idraulicamente, dotate di compressore centrifugo, di cui una bistadio. Anche la circolazione dei fluidi termovettori usati come sorgente è stata ottimizzata al fine di limitare le irreversibilità termodinamiche che limitano l'efficienza complessiva.

#### Scambio termico con i fumi

Lo scambio termico è un argomento di fondamentale importanza in quanto è necessario identificare una tecnologia che permette di trasferire il calore dai fumi al teleriscaldamento passando attraverso le pompe di calore.

Le alternative che sono state valutate sono scambiatori a miscela, in pratica degli scrubber, e scambiatori a superficie.

Gli scambiatori a miscela hanno il vantaggio di essere più efficienti in quanto permettono meno perdite di carico lato fumi e delta di temperatura logaritmici inferiori, anche considerando l'ipotesi cautelativa che prevede l'installazione di uno scambiatore intermedio finalizzato a proteggere gli evaporatori delle pompe di calore, a tutto vantaggio del COP globale. Inoltre gli scambiatori a miscela possono scambiare calore con fluidi caratterizzati da minor portata senza subire penalizzazioni, riducendo così il consumo degli ausiliari. Un altro beneficio degli scambiatori a miscela risiede nella possibilità di sfruttarli per abbattere le emissioni al fine di ripartire il consumo di reagenti con l'attuale filtro a maniche. A favore degli scambiatori a superficie vi è invece una maggior semplicità impiantistica ed una regolazione, soprattutto in fuori progetto, più scontata. Il grosso vantaggio del sistema di scambio a superficie risiede però in un ingombro ridotto ed in una flessibilità di installazione nettamente superiore. Queste peculiarità lo rendono in molti casi preferibile per l'installazione in impianti già esistenti.

#### Temperatura di recupero e di post-riscaldamento

Riguardo la temperatura fino cui raffreddare i fumi al fine di recuperare calore si è trovato un compromesso tra le opposte esigenze di massimizzare il recupero e

mantenere elevato il COP delle pompe di calore. È stata ritenuta opportuna una temperatura di 30°C riuscendo così a condensare gran parte dell'umidità presente nei fumi.

Riferendosi invece alla temperatura di scarico in atmosfera sono stati valutati i fenomeni del pennacchio e della formazione di condense nel camino. È stato ritenuto sufficiente effettuare un post-riscaldamento di 30°C portando la temperatura di espulsione a 60°C. In tal modo viene evitato l'inconveniente della formazione di condensa nel camino e ridotto lo sgradito fenomeno del pennacchio.

#### Modalità di post-riscaldamento

L'energia necessaria a post-riscaldare i fumi può essere ricavata da diverse fonti. Dopo aver indagato attentamente tutte le possibilità l'unica sorgente che garantisce sia una buona efficienza che una disponibilità di calore adeguata è risultata essere la fase di raffreddamento dei fumi dalla temperatura attuale di scarico in atmosfera (125°C) alla temperatura di rugiada. Di conseguenza si sono valutate le possibilità di trasferimento del calore tra monte e valle del recupero. I recuperatori utilizzabili sono di due tipi: a doppia batteria con fluido intermedio e gas-gas. Il vantaggio del primo risiede nella maggior flessibilità di installazione unita a dimensioni ridotte. Il secondo invece risulta vincente dal punto di vista della semplicità: non necessita infatti di circuiti idraulici e dei relativi ausiliari.

#### Trattamento del condensato

La condensa prodotta dal sistema di recupero ammonta a quasi 50 m<sup>3</sup>/h. Tale fluido è stato oggetto di un'analisi preliminare che ha potuto constatarne l'acidità ma anche la favorevole assenza di sali di durezza disciolti. Sono state quindi ipotizzate le alternative di smaltimento e di recupero tra le quali l'audace possibilità di sfruttare tale risorsa idrica come reintegro del ciclo termico. Ci si è riferiti a casi simili di trattamento riportati in letteratura al fine di dimostrare come sia possibile trasformare un reflu in una risorsa. Inoltre è stato verificato come la maggior parte dei trattamenti necessari siano già presenti nel termovalorizzatore Silla 2, in quanto attualmente utilizzati per il processo di demineralizzazione dell'acqua. Di conseguenza lo sfruttamento del condensato comporterebbe un investimento, in termini economici e di know-how, comunque molto limitato.

La valorizzazione del condensato è comunque da considerare una procedura eticamente importante in quanto permetterebbe di ridurre considerevolmente l'emungimento dalla falda. Vi sono però delle applicazioni, per esempio in zone particolarmente aride, dove tale risorsa assumerebbe un ruolo primario, tale da incentivare notevolmente la tecnica della condensazione. In altre parole la tecnica della condensazione oltre ad avere benefiche implicazioni a livello energetico apporta dei vantaggi anche a livello idrico. Seppur nel caso milanese

il primo vantaggio è notevolmente più importate altre applicazione potrebbero ottenere un grande beneficio anche dal secondo aspetto.

#### Analisi energetica

L'aspetto energetico è stato accuratamente approfondito. Nello specifico sono state calcolate gli assorbimenti delle pompe di calore e di tutti gli ausiliari necessari al sistema. Non avendo definito una soluzione oggettivamente migliore tra la possibilità di utilizzo di scambiatori a superficie e a miscela sono state valutate entrambe le configurazioni. Il risultato, considerando scambiatori a miscela, è una quantità aggiuntiva di calore ceduto alla rete del teleriscaldamento pari a 51,99 MW<sub>t</sub> a fronte di un assorbimento elettrico di 10,64 MW<sub>e</sub>. Il COP è quindi pari a 4,89. Ipotizzando invece l'adozione di scambiatori a superficie si ottengono 52,73 MW<sub>t</sub> ceduti alla rete del teleriscaldamento al prezzo di un consumo elettrico pari a 11,48 MW<sub>e</sub>. Il COP risulta essere pari a 4,59. È palese come i COP siano superiori a quasi tutte le applicazioni di pompe di calore in reti di teleriscaldamento, ciò dimostra l'efficienza della soluzione adottata. Riguardo le potenze bisogna ricordare come ciclo termico, nella configurazione cogenerativa più performante, è in grado attualmente di erogare 130 MW di calore: 52 MW supplementari rappresentano percentualmente una quota molto significativa.

Un ulteriore aspetto che si è riportato riguarda il rendimento delle caldaie. Infatti dall'attuale 88,8 % si passerebbe al 110,4 %, valore di assoluto rilievo, soprattutto nell'ambito dei termovalorizzatori. Riguardo invece il rendimento complessivo dell'impianto il valore raggiunto sarebbe 106,8 %.

#### Analisi ambientale ed economica

Infine si vuole riportare la conclusione a cui si è giunti indagando circa l'ambito ambientale ed economico. Riguardo il primo è stato dimostrato come con la tecnica della condensazione applicata al termovalorizzatore Silla 2 sia possibile incrementare la potenza ceduta alla rete di teleriscaldamento e quindi ridurre le emissioni da caldaie condominiali. È fondamentale ribadire che le emissioni del termovalorizzatore rimarrebbero esattamente le stesse dell'attuale configurazione impiantistica. A livello dell'ambito urbano milanese i vantaggi sarebbero quindi sostanziali. L'unica conseguenza negativa sarebbe una diminuita produzione elettrica del termovalorizzatore che dovrebbe venire compensata dal sistema di generazione nazionale. È stato computato l'apporto di sostanze nocive imputabile a tale scopo ed è così risultato che il sistema proposto riuscirebbe a ridurre le emissioni anche nel complessivo ambito nazionale.

Riguardo l'aspetto economico si è provveduto a stimare gli investimenti legati alla realizzazione e i costi di esercizio del sistema proposto in confronto con



altre tecnologie concorrenti in grado di assicurare una pari potenza termica alla rete di teleriscaldamento.

La conclusione è stata che seppur il sistema dotato di condensazione dei fumi richiede un impegno economico iniziale sensibilmente maggiore, la notevole efficienza e la disponibilità di corrente elettrica autoprodotta rende il tempo di recupero dell'investimento assolutamente interessante. Questo è anche dovuto al sistema di incentivazione previsto dai titoli di efficienza energetica, di cui beneficerebbe la tecnologia della condensazione dei fumi.

In definitiva il sistema di recupero del calore latente dai fumi dei termovalorizzatori si rivela una tecnica affidabile, energeticamente efficiente, vantaggiosa per l'ambiente ed economicamente sostenibile. Riguardo quest'ultimo bisogna specificare che la tecnologia della condensazione risulta un investimento interessante a patto di far funzionare il sistema per buona parte della stagione termica. In altre parole una soluzione di questo tipo presuppone una rete sufficientemente estesa tale da richiedere all'impianto la massima potenza disponibile per un cospicuo periodo dell'anno. Saranno poi altre tipologie di generatori, presumibilmente meno efficienti, a garantire le punte di carico termico.

Infine un ulteriore aspetto da valutare riguarda la ricaduta positiva di cui beneficerebbe l'azienda proprietaria del termovalorizzatore, in quanto avrebbe il merito di adottare una tecnologia innovativa finalizzata al risparmio energetico e alla tutela ambientale. Interventi di questo tipo sono importanti per sensibilizzare l'opinione pubblica a considerare sempre più i rifiuti, e quindi i termovalorizzatori, come una risorsa e non un problema, passando dal cosiddetto "male necessario" alla valorizzazione degli stessi come risorsa ecosostenibile.



## Elenco delle figure

1.1	Andamento della produzione pro-capite di rifiuti urbani nei paesi europei nel triennio 2009-2011. Sono indicate anche le medie riferite ai paesi dell'UE 15, dell'UE 27 e dei nuovi stati membri. (Fonte ISPRA [2] su dati Eurostat) .....	2
1.2	Destinazione dei rifiuti urbani nei paesi dell'unione europea nell'anno 2010. Sono mostrati anche i dati delle medie dell'UE 27, dell'UE 15 e dei nuovi stati membri. (Fonte ISPRA [2] su dati Eurostat) .....	3
1.3	Percentuale di raccolta differenziata di rifiuti urbani in Italia negli anni 2007-2012. (Fonte ISPRA [2]) .....	4
1.4	Gestione dei rifiuti urbani in Italia nell'anno 2011. (Fonte MATER su dati ISPRA [2]) .....	5
1.5	Andamento della percentuale di rifiuti urbani incenerita in Italia negli anni 2001-2012. (Fonte ISPRA [2]) .....	7
1.6	Energia elettrica e termica prodotta da impianti di termovalorizzazione in Italia negli anni 2000-2010. (Fonte ENEA [6]) .....	8
1.7	Immagine schematica del funzionamento di un forno a tamburo rotante in equicorrente. (Fonte Procida) .....	11
1.8	Immagine di un tipico forno di incenerimento a letto fluido. (Fonte Procida) .....	12
1.9	Ripartizione delle tecnologie di trattamento termico negli impianti di termovalorizzazione italiani. (Fonte MATER su dati ENEA [6]) .....	13
2.1	Veduta aerea del termovalorizzatore Silla 2 di Milano. (Fonte Vergani) .....	15
2.2	La tramoggia e il pozzo di carico con raffreddamento ad acqua. (Fonte Procida) .....	17
2.3	Gli spintori. (Fonte Procida) .....	18
2.4	Schema della caldaia del termovalorizzatore Silla 2. (Fonte Vergani) ..	19
2.5	Principio di funzionamento di un estrattore scorie. (Fonte Vergani) .....	20
2.6	Rappresentazione semplificata di un precipitatore elettrostatico. (Fonte Vergani) .....	23
2.7	Un filtro a maniche. (Fonte Procida) .....	25
2.8	Schema di una linea fumi del termovalorizzatore Silla 2. Sono visibili i trattamenti di abbattimento e gli economizzatori esterni alla caldaia. ...	27
2.9	Schema del ciclo termico del termovalorizzatore Silla 2. ....	30

2.10	Rappresentazione del gruppo turbo-alternatore. In alto è possibile vedere la tubazione del cross-over atta a trasportare il vapore scaricato dalla turbina di alta pressione al corpo di bassa pressione. (Fonte Procida) ..	31
2.11	Schema del sistema vapore connesso alla turbina dotata di clutch. (Fonte Procida) .....	33
2.12	Schema di un sistema di teleriscaldamento. ....	36
2.13	Posa di tubazioni del teleriscaldamento. (Fonte ASM) .....	37
2.14	Esempio di sottocentrale con scambiatore installata alle utenze. (Fonte Amarc) .....	38
2.15	Andamento della volumetria teleriscaldata in Italia dal 1972 ad oggi. (Fonte AIRU [16]) .....	39
2.16	Utilizzo durante l'anno di tre differenti sistemi di generazioni di egual potenza in una tipica rete di teleriscaldamento. (Fonte A2a [17]) .....	40
2.17	Utilizzo dell'energia primaria con generazione combinata o separata. (Fonte ACEA) .....	41
2.18	Rappresentazione della centrale di teleriscaldamento annessa al termovalorizzatore Silla 2. ....	45
2.19	Piano di sviluppo del teleriscaldamento nella città di Milano, l'obbiettivo è quello di allacciare reti nuove e già esistenti al termovalorizzatore Silla 2 così da massimizzarne lo sfruttamento termico. (Fonte A2a [17]) .....	46
3.1	Rappresentazione sul diagramma T-s del ciclo di Carnot. (Fonte Herold) .....	57
3.2	Rappresentazione sul diagramma T-s del ciclo di Carnot inverso. (Fonte Herold) .....	58
3.3	Ciclo frigorifero a compressione di vapore. (Fonte COAER) .....	59
3.4	Ciclo frigorifero a compressione di vapore con doppio stadio di compressione. ....	59
3.5	Rappresentazione sul diagramma pressione-entalpia del ciclo frigorifero con doppio stadio di compressione. (Fonte Centro Galileo) .....	60
3.6	Schema del ciclo frigorifero ad assorbimento. (Fonte Anima) .....	63
3.7	Rappresentazione sul diagramma T-s del ciclo teorico ad assorbimento, rappresentato tramite un ciclo di Carnot diretto ed uno inverso. (Fonte Herold) .....	64
3.8	Schema del ciclo frigorifero ad assorbimento a doppio effetto. (Fonte Ebara) .....	65
3.9	Rappresentazione del ciclo ad assorbimento sul diagramma di Duhring, è visibile la linea di cristallizzazione che vincola i cicli reali. (Fonte Thermax) .....	69
3.10	Esempi di scrubber; si può notare il materiale di riempimento atto a favorire il contatto tra il liquido e i fumi. (Fonte Inova) .....	73
3.11	Esempi di scrubber a più sezioni. L'immagine a destra chiarisce il principio di funzionamento. (Fonte Vega) .....	74

3.12	Punto di rugiada acido dell'anidride solforosa a diversi valori di umidità dei fumi. (Fonte HBSCC [35]) .....	76
3.13	Punto di rugiada acido dell'anidride solforica. Come si vede ad elevati tassi di umidità la temperatura di rugiada è particolarmente elevata anche per bassissimi valori di SO <sub>3</sub> . (Fonte HBSCC [35]) .....	76
3.14	Diagramma psicrometrico atto a valutare l'entità del pennacchio. La retta rossa è riferita alle condizioni attuali dei fumi, ovvero 125°C; la retta blu considera i fumi alla temperatura di immissione in atmosfera prevista con il sistema di recupero, quindi 60°C dopo un raffreddamento fino a 30°C. Si può notare come la condizione con recupero comporti un pennacchio minore in quanto si limita la parte in cui la miscela di gas si trova nella regione delle nebbie. L'immagine si riferisce a condizioni climatiche tipiche invernali: 0°C, 95 % di umidità relativa. ....	85
3.15	Schema funzionale sistema di recupero: scambio con i fumi nel caso di scrubber e recuperatori a doppia batteria. ....	88
3.16	Schema funzionale sistema di recupero: scambio con i fumi nel caso di scambiatori a superficie e recuperatori a doppia batteria. ....	89
3.17	Schema funzionale sistema di recupero: scambio con i fumi nel caso di scrubber e recuperatore gas-gas. ....	90
3.18	Schema funzionale sistema di recupero: scambio con i fumi nel caso di scambiatori a superficie e recuperatore gas-gas. ....	91
3.19	Potenza recuperata da una linea di combustione del termovalorizzatore Silla 2 grazie al raffreddamento dei fumi. Al di sotto del punto di rugiada, in questo caso 58,5°C, oltre al recupero sensibile si ha anche il latente. ....	92
3.20	Potenza termica recuperata dalla sola condensazione in una linea del termovalorizzatore Silla 2. Si nota come all'abbassarsi della temperatura l'incremento di energia recuperata sia sempre più esiguo. ....	93
3.21	Andamento del COP delle pompe di calore al variare della temperatura del recupero e del numero di macchine (supposte in serie). La temperatura dell'acqua calda ai condensatori è stata ipotizzata pari a 65°C in ingresso e 80°C in uscita. Agli evaporatori è stata considerata la configurazione con scrubber. ....	94
3.22	Schema di collegamento dei condensatori e dei rispettivi sottoraffreddatori alla rete di teleriscaldamento nel caso di adozione di due pompe di calore. ....	96
3.23	Schema di collegamento degli evaporatori nel caso di adozione di due pompe di calore e scambiatori con i fumi del tipo a superficie. ....	97
3.24	Schema di collegamento degli evaporatori nel caso di adozione di due pompe di calore e scambiatori con i fumi del tipo a miscela. ....	97
3.25	Andamento del COP globale delle due pompe di calore in serie in base alla suddivisione del carico agli evaporatori. La temperatura dell'acqua calda ai condensatori è stata supposta pari a 65°C in ingresso e 80°C in	

	uscita. Agli evaporatori è stata considerata la configurazione con scrubber e raffreddamento dei fumi fino 30°C. ....	98
3.26	Configurazione I: pompe di calore doppio stadio. ....	100
3.27	Configurazione II: pompa di calore top singolo stadio, quella bottom doppio stadio. ....	101
3.28	Configurazione III: pompe di calore incrociate, una singolo stadio l'altra doppio. ....	101
3.29	Pompa di calore Friotherm Unitop 50 fy con compressore bistadio. (Fonte Friotherm) ....	103
3.30	Schema centrale di teleriscaldamento annessa al termovalorizzatore Silla 2. Sono mostrate anche le pompe di primo stadio che verranno installate nell'estate 2014. ....	104
3.31	Schema centrale di teleriscaldamento annessa al termovalorizzatore Silla 2 nel caso di allacciamento al sistema di recupero del calore latente dai fumi. ....	105
3.32	Schema centrale di teleriscaldamento annessa al termovalorizzatore Silla 2 nel caso di allacciamento al sistema di recupero del calore latente dai fumi. L'immagine mostra le portate e le temperature nei singoli componenti presenti. Si è fatto riferimento al caso di utilizzo di scambiatori a miscela. ....	105
3.33	Schema di collegamento del sistema di recupero del calore latente alla linea fumi esistente. ....	107
5.1	Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento di una caldaia del termovalorizzatore Silla 2. Non vengono considerati gli apporti recuperati dagli economizzatori esterni alla caldaia. ....	131
5.2	Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento di una caldaia del termovalorizzatore Silla 2. Vengono considerati gli apporti recuperati dagli economizzatori esterni alla caldaia e viene detratto dall'energia utile il calore fornito ai preriscaldatori dell'aria primaria. ....	133
5.3	Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento di una caldaia del termovalorizzatore Silla 2 nel caso sia attivo il sistema di recupero del calore latente dai fumi. Vengono considerati gli apporti recuperati dagli economizzatori esterni alla caldaia e viene detratto dall'energia utile il calore fornito ai preriscaldatori dell'aria primaria. Il calore recuperato considera un raffreddamento dei fumi fino a 30°C ed un successivo post-riscaldamento fino a 60°C. ....	134
5.4	Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento del termovalorizzatore Silla 2 nel caso di sola produzione elettrica. ....	136
5.5	Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento del termovalorizzatore Silla 2 nel caso di produzione elettrica e termica. Massimo prelievo di energia termica. ....	137

- 5.6 Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento del termovalorizzatore Silla 2, nella configurazione con clutch, nel caso di produzione elettrica e termica. Massimo prelievo di energia termica. 138
- 5.7 Diagramma di Sankey che illustra le perdite ed il rendimento del termovalorizzatore Silla 2, nella configurazione ripotenziata e con clutch, nel caso di produzione elettrica e termica. Massimo prelievo di energia termica. ....139





## Elenco delle tabelle

2.1	Rilevazioni annuali di esercizio dell'anno 2013 del termovalorizzatore Silla 2. (Fonte A2a) .....	16
2.2	Valori medi di emissioni in atmosfera del termovalorizzatore Silla 2 nel corso dell'anno 2013 e confronto con i limiti di legge. I valori sono riferiti ai fumi secchi all'11 % vol di ossigeno. (Fonte A2a) .....	27
2.3	Capacità di generazione installata al 31/12/2011 per tecnologia. (Fonte AIRU [16]) .....	41
2.4	Energia termica prodotta per tipologia di impianto nell'anno 2011. (Fonte AIRU [16]) .....	42
3.1	Dati di progetto del sistema di recupero. Sono mostrate le caratteristiche attuali dei fumi e quelle che avrebbero dopo l'eventuale recupero termico fino a 30°C e 35°C. ....	54
3.2	Coefficienti polinomiali utilizzati nelle formule dell'entalpia termochimica. Range di validità: $300K < T < 1000K$ . (Fonte NASA) ..	55
3.3	Calcolo del materiale di riempimento nello scrubber con la teoria di Merkel. ....	80
3.4	COP delle pompe di calore nelle tre configurazioni. ....	100
4.1	Dati rappresentativi delle condense raccolte dal sistema di campionamento dei fumi del termovalorizzatore Silla 2. ....	114
4.2	Confronto tra i valori delle condense al camino e quelli dell'acqua presa all'uscita dalla torre cationica dell'impianto di demineralizzazione presente nel termovalorizzatore Silla2. ....	117
5.1	Valori di progetto e relativa potenza assorbita dalle pompe di circolazione necessarie al funzionamento del sistema di recupero con scambiatori a miscela. ....	121
5.2	Valori di potenze assorbite e recuperate dalle pompe ausiliarie, nel caso di sistema con scambiatori a miscela, considerando l'eventuale consumo delle pompe di calore atte a valorizzare il calore a bassa temperatura. ....	121
5.3	Riepilogo del tiraggio e delle perdite di carico nel camino nel caso attuale e con sistema di recupero. ....	124
5.4	Riepilogo delle potenze assorbite e recuperate dagli ausiliari del sistema di recupero nell'ipotesi di adozione di scambiatori a miscela e recuperatori gas-gas. ....	125

5.5	Valori di progetto e relativa potenza assorbita dalle pompe di circolazione necessarie al funzionamento del sistema di recupero con scambiatori a superficie. ....	126
5.6	Valori di potenze assorbite e recuperate dalle pompe ausiliarie, nel caso di sistema con scambiatori a superficie, considerando l'eventuale consumo delle pompe di calore atte a valorizzare il calore a bassa temperatura. ....	126
5.7	Riepilogo delle potenze assorbite e recuperate dagli ausiliari del sistema di recupero nell'ipotesi di adozione di scambiatori a superficie e recuperatori gas-gas. ....	126
5.8	Valori di interesse riguardo le sei configurazioni di impianto possibili. Nello specifico vengono mostrati la potenze elettrica e termica prodotte, il rendimento elettrico e termico, il fattore di utilizzo del combustibile, il limite termico, l'indice di risparmio energetico e il beta. Come si vede le configurazioni 5 e 6 che adottano la condensazione sono le più performanti. ....	141
5.9	Emissioni da impianti di riscaldamento privati in base al combustibile utilizzato. (Fonte A2a [43] su dati ISPRA) .....	143
5.10	Emissioni da impianti di riscaldamento privati sostituiti con il teleriscaldamento nel comune di Milano. (Conversione da tab. 5.9, fonte combustibile sostituito A2a [43] su dati AMAT).....	143
5.11	Emissioni per la produzione di energia elettrica con il parco di centrali italiano. (Fonte A2a [43] su dati SINAnet) .....	144
5.12	Emissioni evitate nella città di Milano e globalmente nel caso di sfruttamento del calore latente dei fumi dell'impianto di termovalorizzazione Silla 2. ....	144
5.13	Valutazione economica di tre sistemi differenti di generazione del calore per teleriscaldamento: recupero del calore latente dei fumi del termovalorizzatore Silla 2, pompe di calore geotermiche e caldaie a gas metano. Si nota come la tecnologia della condensazione dei fumi permetta di rientrare dal maggiore investimento nell'arco di due anni rispetto alla soluzione con caldaie a gas e in meno di tre anni rispetto alle pompe di calore geotermiche. ....	148

## Nomenclatura e lista degli acronimi

AIA	Autorizzazione integrata ambientale
BAT	Best available technology
CDR	Combustibile da rifiuti
COP	Coefficient of performance, coefficiente di prestazione
COT	Carbonio organico totale
CSS	Combustibile solido secondario
DCS	Distributed control system
DeNO <sub>x</sub>	De-Nitrogene Oxyde
DSH	De-superheater, desurriscaldatore
ECO	Economizzatore
ECO E	Economizzatore esterno (alla caldaia)
FF	Fabric filter, filtro a maniche
FS	Frazione secca
FU	Fattore di utilizzo del combustibile
GWP	Global warming potential, potenziale di riscaldamento globale
HFC	Idrofluorocarburi
IRE	Indice di risparmio energetico
LT	Limite termico
MTD	Miglior tecnologia disponibile
ODP	Ozone Depletion Potential, potenziale di eliminazione dell'ozono
PCI	Potere calorifico inferiore
PES	Primary energy saving, risparmio di energia primaria
RSU	Rifiuti solidi urbani
RU	Rifiuti urbani
SCR	Selective catalytic reduction, riduzione selettiva catalitica
SH	Superheater, surriscaldatore

SNCR	Selective non catalytic reduction, riduzione selettiva non catalitica	
TEE	Titoli di efficienza energetica	
TEP	Tonnellata equivalente di petrolio	
TLR	Teleriscaldamento	
$a$	Coefficiente polinomiale	[...]
$C_{p, \text{mass}}$	Calore specifico alla massa a pressione costante	[kJ/kgK]
$C_{p, \text{vol}}$	Calore specifico al volume a pressione costante	[kJ/m <sup>3</sup> K]
$g$	Accelerazione di gravità	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Entalpia specifica	[kJ/kg]
$H$	Altezza	[m]
$K$	Coefficiente di efficienza della pompa di calore	[]
$K_e$	Energia elettrica prodotta per unità di energia primaria	[kWh <sub>e</sub> /tep]
$K_p$	Energia termica prodotta per unità di energia primaria	[kWh/tep]
$\dot{m}$	Portata massica	[kg/s]
$MM$	Massa molecolare	[g/mol]
$N$	Numero di Merkel	[]
$P$	Potenza elettrica	[W]
$\dot{Q}$	Potenza termica	[W]
$r$	Calore latente di evaporazione	[J/kg]
$R$	Costante universale dei gas perfetti	[J/molK]
$V$	Velocità	[m/s]
$\dot{V}$	Portata volumica	[m <sup>3</sup> /h]
$v$	Volume molare in condizioni normali	[m <sup>3</sup> /kmol]
$\dot{w}$	Potenza elettrica	[W]
$X$	Concentrazione massica	[]
$Y$	Concentrazione volumica	[]
%vol	Concentrazione percentuale	[%]

$\rho$	Densità	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\eta$	Rendimento	[]
$\beta$	Potenza elettrica persa per ogni unità di potenza termica prodotta	[]
$\tau$	Coefficiente rappresentativo della vita utile dell'impianto	[]



## Bibliografia

- [1] Decreto Legislativo del 3 aprile 2006 n.152.
- [2] F. Mundo, A.M. Lanz, A.F. Santini, L. Adella, G. Aragona, P. D'Alessandro, Rapporto Rifiuti Urbani 2013, ISPRA.
- [3] Decreto Legislativo del 3 dicembre 2010 n.205.
- [4] Decreto Legislativo dell'11 maggio 2005 n.133.
- [5] Decreto ministeriale del 29 gennaio 2007.
- [6] P. De Stefanis, V. Laboni, R. Viselli, Rapporto sul recupero energetico da rifiuti urbani in Italia, terza edizione, ENEA-Federambiente, Roma, 2012.
- [7] Wikipedia, voce "inceneritore".
- [8] V. Iaboni, P. De Stefanis, Aspetti economici del recupero energetico da rifiuti urbani, ENEA, Roma, 2007.
- [9] L. Procida, Analisi delle modifiche apportate al termovalorizzatore Silla 2 per il potenziamento della disponibilità di calore inviato al teleriscaldamento, Tesi di laurea, Politecnico di Milano, 2012.
- [10] D. Vergani, Valutazione tecnico-economica dell'ignizione di calce magnesiaca nella camera di combustione del termovalorizzatore Silla 2, Tesi di laurea, Politecnico di Milano, 2012.
- [11] Termovalorizzatore Silla 2, Dichiarazione Ambientale 2013, A2a ambiente.
- [12] Progetto di ripotenziamento del termovalorizzatore Silla 2, studio *thf*, Milano, 2014.
- [13] AGCM, Indagine conoscitiva sul settore del teleriscaldamento (IC 46), 2014.
- [14] Quartiere autosufficiente Comasina Milano 1955-1958, IACP, Milano, 1958.

- [15] I. Bottio, N.M. Caminiti, F. Gangale, M. Stefanoni, T. Magnelli, Teleriscaldamento e sistemi energetici integrati, ENEA, Roma, 2009.
- [16] AIRU, annuario 2012, Milano.
- [17] M. Camussi, Il ruolo e le forme del teleriscaldamento, Atti del convegno, A2a, Milano, 2010.
- [18] A. Galliani, E. Pedrocchi, Analisi exergetica, edizioni Polipress, Milano, 2008, pp. 83-92.
- [19] M. Zogg, History of heat pumps, 2008.
- [20] Sistema monitoraggio emission Silla 2, A2a ambiente, Milano, 2012.
- [21] F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, Fundamentals of heat and mass transfer, John Wiley & Sons publication, 2007, cap. 14.
- [22] Y.A. Cengel, Termodinamica e trasmissione del calore, edizione Mc Graw Hill, Milano, 2009.
- [23] G. Lozza, Turbine a gas e cicli combinati, Progetto Leonardo, edizione Esculapio, Milano 2006, cap. 7, A1, A2.
- [24] M. Macchi, Dispensa proprietà termodinamiche dei fluidi, corso di “Conversione dell’energia A”, Politecnico di Milano, 2012.
- [25] J.H. Lienhard IV and J.H. Lienhard V. A Heat Transfer Textbook, edizione Dover, Englewood Cliffs, Stati Uniti, 2011.
- [26] NASA, Program for Finding Coefficients of NASA, Polynomials Thermodynamic, Data: Report TN D-767.
- [27] M. Abbott, H.C. Van Ness, Termodinamica, edizione Mc Graw Hill, Milano, 1994.
- [28] Friotherm, schede tecniche della gamma prodotti, Frauenfeld, Svizzera. <http://www.friotherm.com/en/products>.
- [29] L. Molinaroli, appunti del corso di “Produzione di energia termica e frigorifera”, Politecnico di Milano, 2012.



- [30] Du Pont, schede tecniche dei gas refrigeranti, Wilmington, Stati Uniti.  
[http://www2.dupont.com/Refrigerants/en\\_US](http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US).
- [31] K. Herold, R. Rademacher, S.A. Klei, Absorption Chillers and Heat Pumps, editrice CRC, Boca Raton, Stati Uniti, 1996.
- [32] Gotaverken Miljo, referenze di impianti realizzati, Göteborg, Svezia.  
[http://www.gmab.se/eng\\_ref\\_energiatervinning.htm](http://www.gmab.se/eng_ref_energiatervinning.htm).
- [33] S. Andersson, S. Per Lindgren, Sardinia 2013, 14th International Waste Management and Landfill Symposium, Atti del convegno, S. Margherita di Pula, 2013.
- [34] N.B. Klinghoffer, M.J. Castaldi, Waste to Energy Conversion Technology, editrice Woodhead, Sawston, Regno Unito, 2013.
- [35] W.M.M. Huijbregts, R.G.I. Leferink, Latest advances in the understanding of acid dewpoint corrosion: corrosion and stress corrosion cracking in combustion gas condensates, Anti-Corrosion Methods and Materials, Vol 51, 2004, pp. 173-188.
- [36] M. Verga, L. Mazzocchi, F. Bregani, rapporto A1/038802: scambiatore a piastre nella centrale di Vado Ligure, CESI, Milano, 2001.
- [37] A2a, studio di pre-fattibilità sulla condensazione dei fumi nei termovalorizzatori.
- [38] M. Teppler, J. Wood, P. Buzzell, Flue Gas Condensate and Energy Recovery, Radscan Intervex, Svezia, 2008.
- [39] Air Frohlich, Dimensionamento scambiatori.
- [40] M. Alonso, A. Finn, Fundamental University Physics, vol. III Quantum and statistical physics, Addison Wesley, University of Michigan, 1992.
- [41] R.C. Reid, J.M. Prausnitz, B.E. Poling, The properties of gases and liquids, Mc Graw Hill International Editions, University of Michigan, 1987.
- [42] Rapporto sulla qualità dell'aria del comune di Milano, 2012.
- [43] A2a, Bilancio energetico emissivo.

- [44] Wikipedia, voce “Euro V”.
- [45] N. Di Franco, G. Fasano, I titoli di efficienza energetica, ENEA, Roma, 2012.
- [46] Fornitura centrale A2a Famagosta, Friotherm, Milano, 2007.
- [47] Decreto Legislativo del 3 marzo 2011 n.28.