

POLITECNICO DI MILANO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica



**ANALISI TECNICO-ECONOMICA DI UN
IMPIANTO TRIGENERATIVO E PROPOSTA DI
RIORGANIZZAZIONE DELLA RETE
DISTRIBUZIONE FREDDO PRESSO
ALFATHERM S.P.A.**

Relatore: prof. Stefano Campanari

Elaborato di laurea di:

Davide Roga

Matr. 780554

Anno accademico 2012/2013

RINGRAZIAMENTI

La stesura della tesi di Laurea Magistrale rappresenta per ogni persona l'ultimo passo della carriera da "studente" per entrare, definitivamente, nel mondo dei grandi. Arrivare al termine di questa esperienza permette di guardare indietro e rendersi conto di quanta fatica ed impegno sono stati necessari e di quante persone sono entrate nella nostra vita ed hanno reso possibile il raggiungimento di questo traguardo.

In prima battuta voglio ringraziare il mio relatore, Stefano Campanari, e il mio responsabile aziendale durante lo stage, Maurizio Vezzoni, per la disponibilità dimostrata e il contributo offerto in tutte le fasi della stesura. Insieme a loro, ringrazio tutti i docenti del Politecnico che ho avuto il piacere di conoscere e tutti i miei ex-insegnanti perché, in diverse misure, hanno contribuito a farmi arrivare fin qui.

Successivamente, ringrazio i miei genitori, Oscar e Paola, perché se sono diventato la persona che sono lo devo principalmente ai vostri geni e ai vostri insegnamenti.

Grazie a mio fratello Stefano perché sei così come sei, senza filtri e senza mezze misure. Ed è anche grazie a te se sono riuscito ad arrivare fino in fondo ai miei studi.

Ringrazio anche Lorenzo, che in questi mesi di stage è stato un grande supporto e un buon amico prima ancora che collega.

Grazie a tutti i miei compagni di università perché il Politecnico è tutt'altro che una passeggiata di piacere, ma con voi (Andrea, Stefano, Stefano, Stefano, Matteo, Michele, Andrea, Lorenzo, Alessandro, Marzia, Mario, Gloria e tutti gli altri che non posso scrivere per motivi di spazio) anche questa scalata è stata compiuta in modo piacevole e divertente.

Grazie a tutti i miei amici (Samuele, Michele, Marco, Simone, Riccardo, Edoardo, Federica, Laura, Nicolò, Jessica, Gabriele, Stefano e tutti quelli che mi dimenticherò sicuramente) per avermi sopportato in questi mesi di clausura da tesi. Tra poco sarò libero anche io.

Infine, ma alla fine solo per accentuarne l'importanza, grazie Martina. Se sono arrivato alla fine di un percorso così impegnativo, il merito va soprattutto a te che hai saputo darmi la forza e la sicurezza per superare ogni sfida che avevo di fronte. Grazie, grazie infinitamente, piccolo scrigno di meraviglie.

.

SOMMARIO

La Trigenerazione è un particolare campo dei sistemi di Cogenerazione la quale, oltre alla produzione di energia elettrica, consente di utilizzare l'energia termica recuperata dalla trasformazione termodinamica anche per produrre energia frigorifera per il condizionamento o per i processi industriali. Tale trasformazione è resa possibile dall'impiego di macchine frigorifere ad assorbimento, le quali, sfruttando l'energia termica proveniente dal motore, producono l'effetto utile di raffreddamento grazie alle trasformazioni di stato di un fluido refrigerante a cui è associata una sostanza assorbente. La soluzione trigenerativa permette dunque di sfruttare tutti i vantaggi offerti dalla cogenerazione ampliando al contempo la duttilità del sistema.

Questo elaborato consiste nell'analisi e nella proposta di miglioramento di un sistema trigenerativo per applicazione industriale, realizzate durante uno stage compiuto presso Energy Systems Studio di Varese. Il sistema analizzato è l'impianto presente presso lo stabilimento di Alfatherm S.p.A. di Gorla Minore, la cui gestione è delegata alla società Heat & Power. Le tre società sono state descritte nel *Capitolo 1*.

Nel *Capitolo 2* viene affrontata la trattazione della cogenerazione, evidenziandone le caratteristiche peculiari e presentando la normativa a livello nazionale ed Europeo che la riguarda. Successivamente sono sinteticamente presentate le diverse configurazioni impiantistiche per quanto riguarda i motori primi ad uso cogenerativo attualmente sul mercato o in procinto di esserlo.

Il *Capitolo 3* descrive i macrocomponenti dell'impianto. Fornire le generalità dei componenti utilizzati è indispensabile sia per rendere più facilmente comprensibile la successiva descrizione dei diversi circuiti, sia per contestualizzare maggiormente l'analisi energetica. In questo capitolo è presente un approfondimento sulla tecnologia dei frigoriferi ad assorbimento.

Il *Capitolo 4* contiene la descrizione dei diversi circuiti che costituiscono l'impianto Alfatherm. Una parte preponderante e fondamentale del lavoro di stage compiuto infatti, è stata la ricostruzione degli schemi P&ID dell'impianto poiché quelli messi a disposizione dai gestori erano datati e incompleti. Tramite questa operazione è stato possibile ottenere la visione corretta delle diverse modalità di funzionamento dell'impianto e di individuarne parte delle criticità.

L'analisi energetica vera e propria è compiuta nel *Capitolo 5*. A partire dai dati di funzionamento forniti dai gestori dell'impianto, l'analisi energetica, oltre a mostrare i principali parametri di valutazione per impianti di questo tipo, ha evidenziato

alcune problematiche strutturali che sono state la base di partenza della proposta riorganizzativa.

Come ultima sezione del capitolo, vengono analizzate le diverse utenze presenti nello stabilimento. Questo passaggio è necessario per avere un quadro più chiaro delle utenze, in modo da poter formulare una proposta più performante possibile.

Da ultimo, il *Capitolo 6* presenta il progetto avanzato da Energy Systems Studio per risolvere le problematiche esistenti emerse durante le fasi di analisi e migliorare in generale il comportamento del sistema. Il progetto consiste, sinteticamente, nello sdoppiamento della linea di distribuzione dell'energia termica/frigorifera e in alcuni interventi mirati sulla linea esistente.

In questo capitolo sono riassunte le problematiche riscontrate, presentate le diverse soluzioni ipotizzate per il miglioramento e analizzato il processo decisionale che ha portato alla scelta di una soluzione piuttosto che di un'altra. Dopo aver analizzato le operazioni da compiere, sono mostrati i passaggi principali della progettazione e del dimensionamento di tutte le soluzioni proposte.

In seguito, è presentata la tecnologia del free cooler ed i risultati della simulazione riguardante l'inserimento di una macchina di questo tipo nell'impianto.

Infine, un'analisi economica semplificata mostra gli effettivi benefici economici che la realizzazione del progetto comporterebbe per l'impianto.

INDICE

RINGRAZIAMENTI.....	II
SOMMARIO	III
INDICE DELLE FIGURE	VIII
INDICE DELLE TABELLE	X
1 GLI ATTORI DEL PROGETTO	13
1.1 PRESENTAZIONE DI ESS.....	13
1.2 PRESENTAZIONE DI HEAT & POWER E DI ALFATHERM S.P.A.	14
2 LA COGENERAZIONE – DESCRIZIONE ED ALTERNATIVE IMPIANTISTICHE	19
2.1 SETTORI DI UTILIZZO.....	20
2.2 LA TRIGENERAZIONE.....	21
2.3 NORMATIVA EUROPEA E CAR – COGENERAZIONE AD ALTO RENDIMENTO	22
2.4 POSSIBILITÀ IMPIANTISTICHE DEI MOTORI PRIMI	26
2.4.1 Cogenerazione con motore alternativo a combustione interna	26
2.4.2 Cogenerazione con turbogas	28
2.4.3 Cogenerazione con turbovapore	30
2.4.4 Cogenerazione con ciclo Stirling	31
2.4.5 Cogenerazione con celle a combustibile	32
2.4.6 Altre tecnologie	34
3 IMPIANTO ALFATHERM – DESCRIZIONE DEI COMPONENTI PRINCIPALI.....	37
3.1 MOTORE ENDOTERMICO	38
3.2 SCAMBIATORI DI CALORE	39
3.2.1 Scambiatore Acqua Camicie – Acqua Utenza	39
3.2.2 Scambiatore Fumi – Olio Diatermico (Caldaia a Recupero).....	41
3.2.3 Scambiatore Fumi – Acqua Utenza (Economizzatore)	42
3.2.4 Evaporatore Olio Diatermico – Acqua in G2.....	43
3.2.5 Scambiatore Vapore – Acqua in G2.....	44
3.3 ELETTRORADIATORI	45
3.4 GRUPPO AD ASSORBIMENTO A BROMURO DI LITIO/ACQUA.....	45
3.5 TORRE EVAPORATIVA	51
3.6 VASCA ACQUA REFRIGERATA.....	52
4 IMPIANTO ALFATHERM – DESCRIZIONE DEL FUNZIONAMENTO TRAMITE SCHEMI P&ID	55
4.1 CIRCUITO PRIMARIO ACQUA CAMICIE.....	56
4.2 CIRCUITO PRIMARIO AFTERCOOLER.....	57
4.3 CIRCUITO SECONDARIO ACQUA UTENZA.....	57
4.3.1 Configurazione Estiva	60
4.3.2 Configurazione Invernale	61
4.4 CIRCUITO OLIO DIATERMICO	63
4.5 CIRCUITO FUMI DI SCARICO DEL MOTORE	64
4.6 CIRCUITO CARICO GAS NATURALE AL MOTORE – RAMPAS GAS.....	65
4.7 CIRCUITO TORRE EVAPORATIVA.....	66
4.8 ALTRI CIRCUITI AUSILIARI.....	66

5 IMPIANTO ALFATHERM – ANALISI ENERGETICA E PRESTAZIONALE DELL’IMPIANTO.....	69
5.1 ANALISI DEI DATI RACCOLTI	70
5.2 STUDIO DELLE PRESTAZIONI DELL’IMPIANTO COGENERATIVO	74
5.3 CARATTERIZZAZIONE DELLE UTENZE.....	80
5.3.1 Utenze ad olio diatermico	80
5.3.2 Utenze tecnologiche ad acqua refrigerata	81
5.3.3 Utenze ad acqua per unità di trattamento aria (UTA)	82
5.3.4 Utenze ad acqua calda per riscaldamento	83
5.3.5 Altre utenze presenti.....	84
6 PROPOSTA ESS – RIORGANIZZAZIONE DELL’IMPIANTO ALFATHERM E VALUTAZIONI FINALI.....	87
6.1 DESCRIZIONE DEL FUNZIONAMENTO DEGLI IMPIANTI.....	88
6.1.1 Descrizione del funzionamento invernale	89
6.1.2 Descrizione del funzionamento estivo.....	90
6.2 RILEVAZIONE DELLE PROBLEMATICHE RISCONTRATE E POSSIBILI SOLUZIONI	91
6.2.1 Funzionamento Invernale: problemi e possibili soluzioni	93
6.2.2 Funzionamento Estivo: problemi e possibili soluzioni	94
6.3 LA PROPOSTA DI ENERGY SYSTEMS STUDIO: PROGETTO E DIMENSIONAMENTO	94
6.3.1 Interventi sulla rete esistente	95
6.3.2 Progetto della nuova rete	97
6.4 IL FREE COOLING: TECNOLOGIA E SIMULAZIONE APPLICATIVA.....	105
6.5 VALUTAZIONI ECONOMICHE	111
CONCLUSIONI.....	117
BIBLIOGRAFIA.....	119
APPENDICE A INDICATORI.....	120
ALLEGATO A PLANIMETRIA GENERALE STABILIMENTO ALFATHERM.....	125
ALLEGATO B PLANIMETRIA DELLA ZONA DI TRIGENERAZIONE.....	126
ALLEGATO C P&ID AS BUILT DELL’IMPIANTO ALFATHERM.....	127
ALLEGATO D SCHEMA FUNZIONALE COMPLESSIVO DELL’IMPIANTO ALFATHERM	132
ALLEGATO E LAYOUT DELLA RETE DI DISTRIBUZIONE DEL PROGETTO ESS.....	133

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1.1. Foto della zona di trigenerazione scattata dal terrazzo dell'edificio G2.....	16
Figura 2.1. Motore a combustione interna alimentato a gas Caterpillar.	27
Figura 2.2. Impianti cogenerativi a turbovapore a contropressione (i) e a spillamento di vapore (ii) ...	30
Figura 2.3. Schema Termodinamico di un ciclo Stirling.	31
Figura 3.1. Foto del motore Caterpillar scattata durante il periodo di fermo dell'impianto.....	39
Figura 3.2. Foto dello scambiatore Alfa Laval presente presso l'impianto.....	40
Figura 3.3. Foto della caldaia a recupero olio – fumi SIAT presente nell'area di trigenerazione.....	41
Figura 3.4. Foto dell'evaporatore ad olio diatermico scattata all'interno della centrale termica di G2.	43
Figura 3.5. Foto dello scambiatore Vapore - Acqua presente nella centrale termica di G2.....	44
Figura 3.6. Schema di principio del funzionamento di una macchina ad assorbimento (con soluzione ricca si intende ricca di fluido assorbito).	47
Figura 3.7. Foto della vasca di acqua refrigerata presente sul terrazzo di G2.....	53
Figura 4.1. Schema funzionale del circuito acqua camicie.	56
Figura 4.2. Schema funzionale del circuito primario aftercooler.	57
Figura 4.3. Schema funzionale della sezione di circuito dell'acqua di utenza situata nella zona di trigenerazione.	58
Figura 4.4. Schema funzionale del circuito dell'acqua di utenza riguardante la sezione posizionata sul terrazzo di G2.....	59
Figura 4.5. Schema funzionale del circuito dell'acqua di utenza presso le utenze degli edifici G1 e G2.	59
Figura 4.6. Schema di funzionamento delle utenze fredde e dei chiller localizzati durante il periodo estivo.....	61
Figura 4.7. Schema di funzionamento delle utenze fredde e dei chiller localizzati durante il periodo invernale.	62
Figura 4.8. Schema funzionale del circuito olio diatermico.	63
Figura 4.9. Schema funzionale del circuito di scarico fumi.	64
Figura 4.10. Schema funzionale del circuito di carico del gas naturale.	65
Figura 4.11. Schema funzionale del circuito dell'acqua di torre (in verde) e del circuito di carico del biocida (in viola).	66
Figura 5.1. Andamento orario di produzione, acquisto e vendita di energia elettrica di un giorno tipo.....	75
Figura 6.1. Schema funzionale semplificato relativo al funzionamento del periodo precedente all'installazione del cogeneratore.	88
Figura 6.2. Schema funzionale semplificato relativo al funzionamento invernale.....	89
Figura 6.3. Schema funzionale semplificato relativo al periodo estivo.	90
Figura 6.4. Schema concettuale di regolazione delle UTA. Le linee tratteggiate in grigio e verde rappresentano rispettivamente le linee di ricezione del segnale e quelle di comando.	96
Figura 6.5. Schema del nuovo sistema di contabilizzazione.....	98
Figura 6.6. Curva di potenza espressa dall'assorbitore e sua potenzialità massima.	99
Figura 6.7. Foto della struttura di sostegno alle tubazioni presente presso lo stabilimento.	100
Figura 6.8. Foto scattata sul tetto dell'edificio G2 in cui si nota la conformazione dello stesso favorevole alla posa delle tubazioni.	101
Figura 6.9. Particolare dello schema di principio del progetto dell'impianto di raffreddamento centralizzato con Free Cooler.....	110

Figura 6.10. Valore Attualizzato Netto su 15 anni del progetto ESS.....	115
Figura 6.11. Analisi di sensitività dell'investimento.....	118

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 2.1. Rendimento Termico di riferimento per la normativa AEEG 307/07.	23
Tabella 2.2. Rendimento elettrico di riferimento da Decreto legge n. 20/07.	23
Tabella 2.3. Caratteristiche delle diverse tipologie di celle a combustibile attualmente sul mercato della generazione elettrica.	33
Tabella 3.1. Riassunto delle caratteristiche di progetto del motore Caterpillar presente nello stabilimento.	38
Tabella 3.2. Materiali delle diverse parti dello scambiatore Alfa Laval presente nello stabilimento.	40
Tabella 3.3. Caratteristiche di progetto dell'Economizzatore presente presso Alfatherm.	42
Tabella 3.4. Caratteristiche dell'evaporatore Olio - Acqua presente nella centrale termica di G2.	43
Tabella 3.5. Caratteristiche tecniche dello scambiatore vapore - acqua presente in G2.	44
Tabella 3.6. Caratteristiche tecniche degli elettroradiatori presenti nell'impianto.	45
Tabella 3.7. Dati di progetto del frigorifero ad assorbimento presente in impianto.	50
Tabella 3.8. Caratteristiche tecniche della torre evaporativa presente in impianto.	52
Tabella 4.1. Caratteristiche delle pompe presenti sul terrazzo di G2.	60
Tabella 5.1. Andamento mensile del consumo di gas naturale (in Sm ³).	70
Tabella 5.2. Gas Naturale consumato ed energia ad esso associata.	71
Tabella 5.3. Produzione e consumo annui di energia elettrica.	72
Tabella 5.4. Produzione mensile di Energia Frigorifera tramite frigorifero ad assorbimento.	72
Tabella 5.5. Produzione annua di energia termica e frigorifera tramite cogenerazione e caldaie.	73
Tabella 5.6. Totali annui di energia elettrica assorbita e frigorifera prodotta dai chiller.	73
Tabella 5.7. Ore equivalenti di funzionamento dell'impianto.	74
Tabella 5.8. Rendimento Elettrico Netto dell'impianto.	75
Tabella 5.9. Rendimento Termico annuale medio delle caldaie.	76
Tabella 5.10. Rendimento Termico di Cogenerazione.	77
Tabella 5.11. Rendimento di I Principio del Cogeneratore e dell'impianto.	77
Tabella 5.12. Rendimento di II Principio di Cogenerazione e globale.	78
Tabella 5.13. Riconoscimento CAR per impianto Alfatherm.	79
Tabella 5.14. Dati mensili di funzionamento del frigorifero ad assorbimento.	79
Tabella 5.15. Energia Termica prodotta come olio e potenza di punta corrispondente.	81
Tabella 5.16. Potenza frigorifera assorbita dalle utenze tecnologiche e potenzialità dei chiller localizzati.	81
Tabella 6.1. Dati invernali di produzione frigorifera, assorbimento elettrico e COP dei frigoriferi localizzati (dati in MWh).	92
Tabella 6.2. Sviluppo delle tubazioni previsto per il nuovo piping.	102
Tabella 6.3. Perdite di carico distribuite e concentrate del nuovo piping.	103
Tabella 6.4. Portata massima fluente nelle diverse linee e prevalenza richiesta.	103
Tabella 6.5. Sistema di pompaggio proposto per il progetto di Energy Systems Studio.	104
Tabella 6.6. Produzione e consumi del periodo invernale.	108
Tabella 6.7. Risultati della simulazione di inserimento Free Cooler.	109
Tabella 6.8. Confronto tra consumi attuali e soluzioni proposte.	110
Tabella 6.9. Costi di investimento del progetto Energy Systems Studio.	111
Tabella 6.10. Ritorno economico conseguibile dalla maggior producibilità tramite frigorifero ad assorbimento.	112

Tabella 6.11. Ritorno economico conseguibile tramite utilizzo di Free Cooler e nuovo gruppo di frigoriferi.....	113
Tabella 6.12. Ritorno economico conseguibile grazie all'utilizzo di nuovi frigoriferi durante il periodo estivo.	113
Tabella 6.13. Consumi elettrici per il pompaggio nella situazione attuale e di progetto e corrispondente esborso.....	114
Tabella 6.14. Manutenzione annuale preventiva per i diversi macchinari installati [5].....	115

1

GLI ATTORI DEL PROGETTO

1.1 Presentazione di ESS

Il seguente elaborato è stato realizzato durante uno stage compiuto presso Energy Systems Studio (ESS) di Varese. Energy Systems Studio opera da più di vent'anni nel settore dell'energia, nel settore dell'impiantistica civile ed industriale, nell'ambito della progettazione, della direzione dei lavori e della consulenza fino al coordinamento della fornitura "chiavi in mano". Nel corso degli anni, grazie alla collaborazione con società, Enti Istituzionali e di Ricerca nazionali ed internazionali, la società ha acquisito una grande esperienza nel campo impiantistico, in quello del risparmio energetico e dell'impiego di fonti rinnovabili o assimilate.

Nel proprio lavoro, Energy Systems Studio si avvale di una struttura e di un'organizzazione consolidata, di figure professionali altamente qualificate e di apparecchiature e software specialistici all'avanguardia in grado di offrire una sicura garanzia nello sviluppo e nella gestione di progetti complessi e multidisciplinari. L'attività progettuale spazia dai rilievi strumentali in campo alla definizione e caratterizzazione dell'opera dei relativi schemi funzionali (P&ID), ai particolari esecutivi / costruttivi completi di strategie di controllo e regolazione, di schemi elettrici, elenco materiali e capitolati tecnico prestazionali. L'attività progettuale e di direzione lavori comprende il settore della sicurezza grazie alla pluriennale esperienza maturata sul campo ed alla continua attività d'aggiornamento sull'evoluzione normativa di settore sia a livello nazionale che internazionale.

Lo studio si occupa anche di analisi energetiche e studi di fattibilità relativi ad interventi di risparmio energetico e di impiego di fonti rinnovabili o assimilate. L'analisi preliminare è uno strumento indispensabile nelle scelte decisionali di investimento soprattutto nell'attuale mercato energetico contraddistinto da una profonda evoluzione normativa e dove è dunque conveniente avvalersi di partners di riconosciuta esperienza e sempre e costantemente aggiornati.

L'attività di ESS riguarda, come detto, diversi settori di intervento, tra cui: settore Meccanico (Impianti meccanici di riscaldamento, condizionamento, ventilazione, climatizzazione di tipo radiante; impianti idrico-sanitari; impianti di produzione e distribuzione vapore; impianti e reti di distribuzione gas metano / GPL, gas medicali, aria compressa e altri fluidi di processo); Settore Sicurezza (Impianti Antincendio; impianti automatici di spegnimento ad acqua o a gas; sistemi antincendio per sicurezza passiva; sistemi evacuazione fumi e di abbattimento acustico; analisi e valutazioni di impatto ambientale); Settore Impianti Speciali (Impianti di cogenerazione e trigenerazione, teleriscaldamento, solari attivi e passivi, fotovoltaici; impianti di recupero e risparmio energetico).

1.2 Presentazione di Heat & Power e di Alfatherm S.p.A.

Heat & Power (H&P) è una Società di Servizi Energetici (ESCO) specializzata nella produzione di energia ad alta efficienza tramite cogenerazione con sede a Tortona (AL). H&P fa parte del primo gruppo di aziende europee che ha iniziato ad operare come ESCo e gestisce attualmente il più vasto network proprietario di cogenerazione distribuita a servizio di siti industriali, commerciali e civili. La sua tecnologia è caratterizzata dall'uso modulare e standardizzato di turbine e motori, alimentati a gas metano, biogas o oli vegetali, abbinati a sistemi di recupero termico e, quando necessario, ad assorbitori per la produzione di energia frigorifera.

Il comportamento standard di H&P consiste nell'installazione di un impianto che resta di sua proprietà e che produrrà energia elettrica, termica e frigorifera; pertanto, il cliente non investe nulla. L'utente acquista energia elettrica, termica e frigorifera prodotta dall'impianto ottenendone un vantaggio economico e i pagamenti avvengono attraverso semplici bollette. Il cogeneratore Heat & Power non elimina le forniture e gli impianti esistenti, ma li integra in una misura variabile da caso a caso. H&P, con questa struttura, intende portare molteplici benefici ai propri clienti e alla comunità: genera risparmio perché utilizza sul posto il calore che le centrali elettriche normalmente disperdono in ambiente; garantisce sicurezza presso l'utente perché, in caso di blackout di rete, il motore risulta essere già in moto; infine porta benefici a tutta la comunità perché risparmia combustibile e quindi riduce le emissioni di CO₂.

Tra i clienti di H&P è presente Alfatherm S.p.A. Alfatherm è una società nata dall'unione di Alfatherm Industriale S.p.A., Flexa S.p.A. e Gorlex S.p.A. con sede a Venegono Superiore (VA) specializzata nel settore della calandratura delle resine viniliche. L'azienda, disponendo nei suoi tre stabilimenti produttivi di undici calandre e quattro impianti di stampa, mostra una netta vocazione internazionale esportando il 50% circa della produzione grazie ad una qualificata rete di vendita attiva in tutto il mondo. I beni offerti spaziano dall'arredamento (prodotti presso lo stabilimento di Gorla Minore (VA)) alla cartotecnica (realizzati nello stabilimento di Gallarate (VA)), all'imballaggio e ai prodotti tecnici (creati presso lo stabilimento di Venegono Superiore).

In questo elaborato verrà analizzato nel dettaglio lo stabilimento di Gorla Minore che, dal 2008, dispone di un impianto di trigenerazione a motore divenuto, a partire dal 2012, di proprietà di Heat & Power.

Lo stabilimento è situato nella zona industriale di Gorla Minore in via A. Colombo 275, si estende su una superficie di 290 m di lunghezza per 174 m di larghezza e si occupa della produzione di film di polivinilcloruro (PVC) destinati ad un uso finale di arredamento.

L'apparato produttivo si sviluppa nei due edifici di maggiori dimensioni denominati Gorla 1 (G1) e Gorla 2 (G2). Sono presenti altri due edifici all'interno della proprietà di Alfatherm che consistono in una portineria e negli uffici amministrativi. L'edificio Gorla 1 è disposto immediatamente di fronte all'ingresso in direzione nord-sud e misura 114 m di lunghezza per 73 m di larghezza massima. In questo edificio, oltre ai reparti tecnologici e alla linea di lavorazione denominata ORT42, sono presenti diverse zone ad uso del personale tra cui alcuni spogliatoi, l'infermeria, i laboratori, l'ufficio di controllo e la zona mensa.

L'edificio Gorla 2, invece, è disposto perpendicolarmente all'edificio Gorla 1 lungo la direzione est-ovest, distanziato da quest'ultimo da un passaggio di circa 10 metri destinato al transito dei veicoli. Gorla 2 misura circa 156 m di lunghezza per 56 m di larghezza. L'intero edificio è diviso in più capannoni destinati ai diversi processi produttivi. Sul lato ovest dell'edificio si trovano le aree destinate ad alcuni magazzini e alla centrale termica nella quale sono presenti le caldaie ausiliarie al motore cogenerativo. Sul terrazzo del magazzino cilindri affiancato alla centrale termica è stata ricavata una zona destinata alla vasca di acqua refrigerata del circuito di raffreddamento, insieme a parte della rete di tubazione per il trasporto dell'acqua di utenza. Proseguendo verso est si trova il reparto di stampa che misura circa 31 m di lunghezza per 45,5 m di larghezza. A fianco a questo reparto è presente quello di goffratura che occupa un'area di 50,5 m di lunghezza per 35 m di larghezza. Infine, la restante area è occupata dalla nuova linea, installata nell'estate 2013, denominata Linea PET e da alcuni magazzini destinati ad usi diversi. Per visualizzare al meglio la struttura dell'impianto si allega la planimetria generale fornita da Genergia S.p.A. (*Allegato A*).

La zona di trigenerazione è situata lungo il lato ovest dell'edificio Gorla 2, distanziata da quest'ultimo da un passaggio di circa 10 metri destinato al transito dei veicoli. La zona di trigenerazione accoglie una struttura formata da due container contenenti il gruppo motore e il quadro di comando e una copertura non rigida che protegge il frigorifero ad assorbimento. Sempre a livello del terreno è presente la caldaia a recupero dell'olio diatermico e il gruppo pompe di movimentazione dei circuiti acqua camicie, acqua aftercooler e acqua utenza. La zona di trigenerazione si sviluppa anche ad un piano rialzato di circa 3,5 metri attraverso l'ausilio di una struttura metallica che accoglie gli elettroradiatori, la torre evaporativa, la linea di scarico dei fumi e l'economizzatore. Attraverso una scala è possibile accedere anche ad un terzo livello posto a circa 8 metri di altezza, che consiste in una piccolo ballatoio posto a fianco del camino per la misurazione dei fumi. Per una visione più dettagliata della zona destinata alla trigenerazione si rimanda alla planimetria fornita sempre da Genergia dedicata a solo quest'area (*Allegato B*).



Figura 1.1. Foto della zona di trigenerazione scattata dal terrazzo dell'edificio G2.

LA COGENERAZIONE – DESCRIZIONE ED ALTERNATIVE IMPIANTISTICHE

“Con il termine cogenerazione si intende la produzione combinata di energia elettrica/meccanica e di energia termica (calore) ottenute in appositi impianti utilizzando la stessa energia primaria” [8].

Generalmente, per la produzione della sola energia elettrica si utilizzano centrali termoelettriche che disperdono una quota dell'energia disponibile in ambiente mentre per quello che riguarda la produzione di calore si utilizzano caldaie che convertono l'energia primaria del combustibile, di elevato valore termodinamico, in energia termica di valore termodinamico inferiore. E' immediato notare che, dal momento in cui un'utenza richieda contemporaneamente energia elettrica e termica, la produzione separata non risulti essere la scelta più vantaggiosa. In questo caso, infatti, piuttosto che installare un'apposita centrale termica ed acquistare l'energia elettrica dalla rete, si può pensare di realizzare un ciclo di cogenerazione per produrre energia elettrica sfruttando i livelli termici più alti, e utilizzando il calore residuo a basse temperature per soddisfare l'utenza termica.

Per via della sua natura, la cogenerazione si presenta come una valida alternativa impiantistica nel panorama energetico globale che, se utilizzata in maniera corretta, può portare a numerosi vantaggi, quali:

- Risparmio economico legato ai minori consumi di combustibile;
- Riduzione dell'impatto ambientale a livello di emissioni (minore inquinamento atmosferico);
- Calore rilasciato in ambiente a minor temperatura (minore inquinamento termico);
- Minori perdite a livello nazionale nella rete di distribuzione e trasmissione grazie alla localizzazione delle centrali di produzione in prossimità di bacini di utenza o all'autoconsumo dell'energia prodotta;

- Eliminazione progressiva di modalità di produzione di calore poco efficienti e molto inquinanti sia a livello civile che industriale (caldaie con bassi livelli di efficienza, elevato impatto ambientale e scarsa flessibilità nell'uso dei combustibili).

2.1 Settori di utilizzo

La produzione combinata di energia elettrica e termica trova applicazione sia in ambito industriale, soprattutto nell'autoproduzione, sia in ambito civile. Il calore viene sfruttato nella forma di vapore, di acqua calda o surriscaldata e, più raramente, di aria calda per usi di processo industriale o in ambito civile nelle reti di riscaldamento urbano o di teleriscaldamento, nonché per la produzione di energia frigorifera tramite sistemi ad assorbimento. L'energia elettrica, invece, viene prodotta per l'autoconsumo oppure ceduta alla rete, potendo contare su una rete di trasmissione e distribuzione molto estesa.

Dal punto di vista delle tipologie di utenze, si nota come la cogenerazione risulti essere estremamente favorevole per tutte le utenze contraddistinte da una domanda piuttosto costante di energia termica ed elettrica. Rientrano in questa categoria ospedali, case di cura, centri sportivi, centri commerciali e gli apparati delle industrie alimentari, chimiche, cartiere, meccaniche e della raffinazione del petrolio. Una grossa differenza intercorre, solitamente, tra la cogenerazione a livello civile e quella a livello industriale. Generalmente, infatti, in caso di impieghi civili come il riscaldamento di ambienti o il teleriscaldamento urbano, il calore viene prodotto a temperatura relativamente bassa sfruttando come termovettore l'acqua. Negli impieghi industriali, invece, il calore è generalmente prodotto a temperature e pressioni più elevate. In questi impieghi non mancano comunque casi di soluzioni miste in cui si ha la produzione di calore a livelli di temperatura e pressione differenti. Il calore pregiato è destinato ai processi tecnologici mentre quello a più bassa temperatura è utilizzato per il riscaldamento degli ambienti produttivi.

Se nel settore industriale la cogenerazione risulta essere una pratica molto diffusa, lo stesso non si può dire per quello che riguarda il settore residenziale: la forte variabilità dei carichi, le oggettive difficoltà e gli elevati costi delle reti di distribuzione del calore rendono l'utilizzo di questa tecnologia più difficoltoso. Per risolvere questo empasse, risulterebbe utile passare dal concetto corrente di *generazione centralizzata* (grandi impianti e costose reti di distribuzione) a quello di *generazione distribuita* (piccole macchine localizzate presso le utenze) della piccola e micro cogenerazione.

La Direttiva Europea 2004/08/CE, definita in Italia dal D. Lgs. 20/07, definisce “piccola cogenerazione” le applicazioni con potenza elettrica inferiore ad 1 MW mentre “microcogenerazione” quelle con potenza inferiore ai 50 kW. La differenza principale tra queste due forme di cogenerazione, al di là della potenza generata, consiste nel fatto che nella piccola cogenerazione, così come nella cogenerazione tradizionale, i sistemi producono principalmente energia elettrica generando calore come sotto-prodotto.

Al contrario, la microcogenerazione, che è utilizzata principalmente in case o piccoli edifici commerciali, produce principalmente calore, generando elettricità come sotto-prodotto (la motivazione, che è di natura normativa ancor prima che tecnica, è rimandata alla sezione successiva). Per via dell’andamento solitamente fluttuante della domanda di energia elettrica, i sistemi microcogenerativi producono spesso più energia elettrica di quella necessaria. Per rendere quindi competitivo questo sistema è necessario utilizzare una tariffazione di tipo “scambio sul posto” dove l’energia prodotta in eccesso possa essere rivenduta all’azienda elettrica. In questo modo, le perdite principali del sistema avvengono nella cessione dalla fonte alla rete rimanendo tuttavia di entità molto minori rispetto a quelle che si otterrebbero accumulando localmente l’energia o imponendo al sistema rendimenti inferiori per produrre minor energia elettrica. Sfruttando la tariffazione a scambio sul posto, dunque, la microcogenerazione si dimostra un’alternativa competitiva anche sul mercato del settore residenziale.

2.2 La Trigenerazione

Come già accennato nella sezione precedente, il recupero termico dei sistemi cogenerativi può essere utilizzato anche per soddisfare utenze fredde. Per fare ciò è necessario ricorrere alle classiche macchine a compressione di vapore o a macchine ad assorbimento (la cui trattazione dettagliata è rimandata al *Capitolo 3.5*). Sinteticamente, questa seconda tipologia di macchine produce energia frigorifera sfruttando una miscela binaria che riceve il calore necessario da acqua calda o vapore, ottenibili ad esempio tramite cogenerazione. I sistemi di trigenerazione richiedono la presenza di un cosiddetto “motore primo” che produca energia elettrica e calore recuperabile, realizzando così la cogenerazione. Se a questo comparto di macchinari, dunque, si associano frigoriferi ad assorbimento oppure macchine a compressione di vapore, si realizza la trigenerazione.

Questa versatilità risulta estremamente utile in quei sistemi dove le richieste di calore e refrigerazione subiscono delle fluttuazioni stagionali molto marcate. Rispetto ad un sistema solo cogenerativo, infatti, il ricorso alla trigenerazione permette di sfruttare a fondo l’energia termica prodotta dal sistema anche nella stagione estiva quando solitamente i carichi di riscaldamento vengono a meno.

Come nel caso della cogenerazione, anche la trigenerazione manifesta le migliori rese sia in termini tecnici che economici, in quei settori dove si verifica la presenza combinata di richiesta di energia elettrica, termica e frigorifera che spesso, però, non sono contemporanee. In ogni caso, anche qualora non si verificasse la contemporanea richiesta di energia termica ed elettrica, la cogenerazione non risulta essere penalizzata nei confronti delle soluzioni tradizionali grazie alla legislazione italiana vigente che permette a questi impianti di operare con modalità piuttosto flessibili (cessione energia elettrica in eccesso e possibilità di acquisto della quota in difetto con tariffe agevolate).

2.3 Normativa Europea e CAR – Cogenerazione ad Alto Rendimento

Per avere una corretta visione delle diverse possibilità ed alternative, il mercato energetico nazionale ed internazionale deve essere analizzato sotto l'aspetto tecnico quanto sotto quello normativo ed economico.

La normativa europea assume il calore utilizzato per l'alimentazione di cicli ad assorbimento come integralmente utile: i risparmi ottenuti dalla generazione del freddo sono dunque considerati allo stesso modo di quelli ottenuti con cogenerazione. In *Appendice A* è presente una spiegazione dettagliata dei diversi indicatori utilizzati in questa sezione e nel resto dell'elaborato.

Con la direttiva europea UE 2004/08 venne introdotto il concetto di PES [A.8] (Primary Energy Saving) e promossa la cogenerazione. Con la seguente direttiva dell'Autorità dell'Energia Elettrica e del Gas (AEEG) venne imposto il raggiungimento di un LT [A.9] (Limite Termico) minimo pari al 15%. Per rispettare questi limiti, gli impianti di piccolissima taglia (inferiori ai 5 kW_{el}) dovettero puntare su modalità di gestione del tipo "termico segue", non potendo utilizzare il calore di cogenerazione in frigoriferi ad assorbimento. Al contrario, per potenze installate maggiori (oltre la decina di kW_{el}) fu possibile introdurre macchine ad assorbimento e ricorrere dunque alla trigenerazione che, a fronte di una maggior complicazione impiantistica, garantì un incremento del fattore di utilizzo dell'impianto.

L'AEEG, attraverso una successione di delibere, l'ultima datata 2007, ha rilasciato e aggiornato anche il valore dei diversi parametri riguardanti i rendimenti di riferimento per il calcolo dell'IRE.

Tabella 2.1. Rendimento Termico di riferimento per la normativa AEEG 307/07.

	Settore Civile	Settore Industriale
Rendimento Termico di riferimento ($\eta_{th,rif}$)	0,8	0,9

Il rendimento termico veniva dunque valutato in modo differenziato a seconda del settore di impiego del sistema cogenerativo.

Dal punto di vista del rendimento elettrico, invece, la delibera italiana risultava essere molto più elaborata rispetto alle direttive europee. Infatti, i rendimenti elettrici di riferimento variavano a seconda della taglia e della tipologia di combustibile. A parità di taglia, un impianto a gas naturale si doveva confrontare con un rendimento superiore rispetto ad uno a olio combustibile, a sua volta superiore rispetto ad un impianto a combustibile fossile solido, che era infine superiore rispetto al rendimento di riferimento di un impianto a biomasse. Fissato il combustibile, invece, il rendimento di riferimento cresceva al crescere della taglia con valori che potevano passare dal 40% fino al 55% in impianti a gas. La scelta dell'Autorità italiana di differenziare i rendimenti di riferimento secondo la taglia dell'impianto, pur incentivando fortemente e la diffusione della piccola cogenerazione, risultava essere poco condivisibile sotto il punto di vista strettamente energetico e venne sostituita nel 2011 a seguito dell'entrata in vigore della direttiva UE. Questa direttiva imponeva la valutazione dei rendimenti di riferimento in funzione della sola tipologia di combustibile di alimentazione dell'impianto considerando come tecnologia di confronto la Best Available Technology (BAT o stato dell'arte).

Tabella 2.2. Rendimento elettrico di riferimento da Decreto legge n. 20/07.

	Tipologia di Combustibile	Rendimento
<i>SOLIDO</i>	Carbone fossile / Coke	0,442
	Lignite / Mattonelle di lignite	0,418
	Torba / Mattonelle di torba	0,390
	Combustibili a base di legno	0,330
	Biomasse di origine agricola / Rifiuti urbani biodegradabili / Rifiuti urbani e industriali non rinnovabili / Scisti bituminosi	0,250
	<i>LIQUIDO</i>	Petrolio (Gasolio + Olio combustibile residuo + GPL) / Biocarburanti
Rifiuti biodegradabili / Rifiuti non rinnovabili		0,250
<i>GASSOSO</i>		Gas Naturale
	Gas di raffineria / Idrogeno	0,442
	Biogas	0,420
	Gas di cokeria, gas di altoforno, altri rifiuti gassosi, calore residuo recuperato	0,350

La Direttiva Europea sulla cogenerazione ha inoltre definito una classificazione per gli impianti cogenerativi definiti “High Efficiency Cogeneration” (o CAR in italiano, Cogenerazione ad Alto Rendimento). Vengono individuate come CAR tutte le installazioni con potenza elettrica superiore ad 1 MW e PES > 10% oltre a tutti gli impianti di potenza inferiore con PES positivo. Inoltre, a differenza di quanto era stato stabilito dall’AEEG, si prevede un differente approccio rispetto a quello del Limite Termico: il criterio serve per valutare più correttamente l’energia elettrica da considerarsi prodotta in cogenerazione.

- Se $\eta_{el} + \eta_{th} > 0,75$ allora tutta l’energia elettrica prodotta è considerata come cogenerata;
- Se $\eta_{el} + \eta_{th} < 0,75$ viene considerata cogenerativa solo la quota di energia elettrica pari al prodotto tra l’energia elettrica totale prodotta e il coefficiente di massimo recupero termico.

La definizione dei minimi requisiti energetici dei sistemi cogenerativi fa riferimento al funzionamento reale medio annuo dell’impianto e richiede il raggiungimento di un indice che valuti il risparmio energetico conseguito. E’ dunque opportuno che tale valore sia quanto più possibile superiore rispetto alla soglia minima, in modo da generare effettivo risparmio energetico e da garantire un ulteriore beneficio economico in termini di incentivi offerti.

Gli impianti definiti come CAR, infatti, godono nei diversi stati membri della Comunità Europea, di incentivazione. In Italia, tali benefici sono principalmente cinque:

1. Priorità di dispacciamento al pari dell’energia elettrica prodotta da fonte rinnovabile;
2. Condizioni agevolate di cessione dell’energia al gestore di rete locale;
3. “Scambio sul posto” dell’energia elettrica per impianti di potenza elettrica inferiore ai 200 kW;
4. Parziale defiscalizzazione di una quota del combustibile;
5. Possibilità di accesso ai Titoli di Efficienza Energetica (TEE) o certificati bianchi.

Il primo beneficio permette agli impianti di cogenerazione di poter operare con eccedenze a livello produttivo e dunque di poter regolare la produzione a seconda delle condizioni di carico richieste.

Per il secondo e il terzo punto è invece conveniente un’analisi più dettagliata. Solitamente, gli impianti cogenerativi lavorano con una modalità “termico segue” per poter conseguire gli indici di efficienza elevati richiesti e quindi, a seconda delle ore della giornata, si trovano nella situazione di produrre più energia elettrica di quella necessaria. Questa quota deve essere ceduta necessariamente alla rete secondo due modalità previste dalla normativa italiana:

- Al mercato, vendendo a grossisti o clienti idonei, oppure in borsa (impianti di grande taglia)
- Ritiro dell’energia prodotta, previa richiesta al gestore di rete.

Le applicazioni di piccola e microcogenerazione rientrano solitamente nel secondo caso. Per questa modalità esistono due ulteriori possibilità di cessione dell'energia: il *ritiro dedicato* (per impianti fino a 10 MVA) o lo *scambio sul posto* (per taglie non superiori ai 200 kW_{el}).

Per *ritiro dedicato* si intende una tariffazione che comporta la possibilità di vendere l'energia elettrica in esubero secondo un regime agevolato. Questa soluzione prevede anche l'obbligo di ritiro da parte del distributore locale dell'energia elettrica prodotta dall'impianto cogenerativo. Inoltre, viene anche riconosciuto un premio per quegli impianti che producono in bassa o media tensione come costo di trasporto evitato sulle linee di alta tensione.

Per *scambio sul posto* si intende la possibilità per il produttore di ottenere una compensazione tra il valore dell'energia elettrica prodotta e immessa in rete con quello dell'energia prelevata e consumata in un periodo differente da quello di produzione. La rete viene quindi utilizzata come una sorta di "batteria", in attesa che la quota in eccesso prima ceduta venga consumata. Questa soluzione è dunque un modo per valorizzare l'energia prodotta ad un prezzo molto prossimo a quello di mancato acquisto.

Per quello che riguarda il quarto punto, ci si concentra soprattutto sul gas naturale che è indubbiamente la fonte più utilizzata per impianti di piccola e piccolissima taglia e che, alla luce dei probabili sviluppi futuri del mercato dell'energia, è destinato a svolgere ruolo da padrone anche in impianti di grande e media taglia. Le imposte sul consumo di gas sono di tre tipi: IVA, accisa (o imposta di consumo) e addizione regionale. Accisa e addizione regionale ammontano a 1,8 c€/m³ per usi industriali o assimilati (strutture sportive, alberghi e simili) mentre a 20 c€/m³ per usi civili. La defiscalizzazione consiste nell'annullamento dell'accisa su 0,22 m³ di gas per ogni kWh_{el} prodotto. Infine, l'IVA, normalmente pari al 22%, viene ridotta al 10% nel caso di uso del gas per la produzione di energia elettrica.

Da ultimo si analizza l'incentivo legato ai titoli di efficienza energetica (TEE) o certificati bianchi. I certificati bianchi rappresentano, ad oggi, il principale incentivo legato alla cogenerazione. Un TEE equivale ad un risparmio di energia primaria pari ad una Tonnellata Equivalente di Petrolio (tep) ottenuto secondo tre modalità differenti: riduzione dei consumi finali di energia elettrica, riduzione dei consumi di gas naturale (caso tipico della cogenerazione) e riduzione di altri combustibili fossili. Il sistema dei certificati bianchi ha come obiettivo una riduzione dei consumi energetici a parità di servizio finale erogato all'utente.

Nel caso della cogenerazione, l'accesso ai certificati bianchi è consentito se la produzione di calore è destinata al riscaldamento di ambienti e produzione di acqua calda, con una eventuale e contemporanea generazione di energia elettrica o energia frigorifera. Il risparmio netto di energia primaria è definito come somma dei risparmi di energia primaria delle produzioni frigorifere, termiche ed elettriche separate. La procedura di calcolo, comprensiva dei diversi coefficienti correttivi in funzione della

tipologia di impianto analizzata, è presente nella descrizione tecnica presente in Allegato A della delibera AEEG n. 177/05. I titoli, spettanti di diritto ad ogni impianto, corrispondono ad una remunerazione determinata dal mercato dei certificati bianchi (gestito dal Gestore dei Servizi Energetici – GSE). Questa remunerazione prevedeva un valore di 200 € per certificato che però si è assestata, in tempi brevi, ad un valore di circa 90 €/tep. I certificati bianchi, dunque, pur presentandosi come incentivi per la cogenerazione, mantengono un valore tutt'ora troppo basso e di poca influenza sulla valutazione dei bilanci globali.

Tuttavia, questo meccanismo è stato aggiornato con il D.M. del 4 Agosto 2011, introducendo un fattore moltiplicativo di 1,4 al calcolo dell'energia primaria risparmiata per impianti cogenerativi riconosciuti come CAR di taglia inferiore ad 1 MW. Questa modifica, pur non risolvendo completamente la situazione, risulta essere un positivo passo verso un riconoscimento dell'importanza della cogenerazione nell'ambito dell'efficienza energetica.

2.4 Possibilità impiantistiche dei Motori Primi

In questa sezione si intende valutare le possibili configurazioni impiantistiche di motori primi che caratterizzano questa tipologia di impianti. Per prima cosa si vuole far notare che, soprattutto nei casi di piccola e microcogenerazione, la soluzione di alimentazione più diffusa è senza alcun dubbio quella a gas naturale. Le alimentazioni a GPL o a biogas risultano essere interessanti soprattutto in termini di prospettive future ma partono al momento decisamente indietro rispetto alla più sviluppata tecnologia a gas naturale. Come ultima puntualizzazione, si intende far notare che le diverse tecnologie presentate nel corso di questa sezione possono essere divise in due grandi gruppi:

- Il primo gruppo contiene quelle tecnologie già in commercio e ampiamente sperimentate per tipologie diverse. Fanno parte di questo gruppo i motori alternativi a combustione interna, le turbine a gas e le turbine a vapore.
- Nel secondo gruppo, invece, si trovano tecnologie non ancora pronte per il commercio come celle a combustibile e cicli ibridi che trovano, almeno per il momento, possibilità concrete di utilizzo solo in piccole applicazioni.

I motori di tipo Stirling si trovano in una zona intermedia in quanto sono già in commercio per applicazioni medio-grandi, seppur mostrino una diffusione limitata, mentre sono ancora in fase embrionale per applicazioni più piccole.

2.4.1 Cogenerazione con motore alternativo a combustione interna

Quella dei motori a combustione interna (MCI) è indubbiamente la tecnologia che manifesta la maggiore maturità tra quelle che verranno affrontate: è stata tra le prime

ad essere sfruttata per utenze industriali e, negli ultimi anni, si è radicata anche nel settore civile grazie alla produzione di macchine di piccola potenza. Attualmente le taglie a disposizione vanno dalla potenza di 1 kW fino ai 5-7 MW. Questa tecnologia, essendo ormai ampiamente sviluppata e matura, presenta pregi non trascurabili:

- Rendimenti elevati;
- Alta affidabilità;
- Costi di investimento contenuti.

Di contro, presenta i seguenti difetti che, pur essendo stati limati con lo sviluppo tecnologico, non sono completamente cancellabili:

- Costi di manutenzione abbastanza elevati;
- Presenza di vibrazioni non trascurabili;
- Rumorosità;
- Alto livello di emissioni che necessita sistemi di abbattimento evoluti.

Nel proseguo, si farà riferimento unicamente a motori con modalità di funzionamento a 4 tempi che è quella più utilizzata nel campo della cogenerazione, sia essa operante ad accensione comandata (ciclo Otto) o ad accensione spontanea (ciclo Diesel).

Tra le peculiarità dei MCI sono da notare l'ampia flessibilità di utilizzo, i brevi tempi di avviamento, la rapida regolabilità del carico e la buona adattabilità alle diverse condizioni esterne. Generalmente, comunque, i MCI in assetto cogenerativo vengono fatti lavorare a regime di rotazione costante, facendo variare unicamente la potenza richiesta. L'assetto ai carichi parziali comporta una perdita di rendimento termico che può variare in modo più o meno marcato a seconda della taglia stessa.



Figura 2.1. Motore a combustione interna alimentato a gas Caterpillar.

Il rendimento elettrico di questi motori varia dal 20-30% dei motori di piccola taglia (fino a 50 kW) fino ai 36-40% dei motori da 500-1000 kW. Motori superiori al MW

hanno di recente sperimentato rendimenti prossimi al 46%. Dal punto di vista termico, invece, bisogna notare che il ricorso ai sistemi sovralimentati permette di avere energia termica disponibile a diversi livelli: in uscita dall'intercooler ad una temperatura di 50-60 °C; calore dall'olio di lubrificazione a 75-85 °C; calore dal circuito di raffreddamento a 90-130 °C ed infine calore dai fumi alla temperatura di circa 500-600 °C. Risulta quindi evidente come la cogenerazione con MCI possa essere vantaggiosa nei casi in cui è presente richiesta contemporanea di calore a temperatura bassa e intermedia oppure quando è richiesto solo calore a temperatura bassa. Questa tecnologia è dunque utilizzata in applicazioni che richiedono la produzione di acqua calda. Il rendimento globale delle migliori centrali con MCI è circa pari all'82%.

Il prezzo dei MCI varia in funzione della taglia: si passa dai 500 €/kW per impianti di grossa taglia, ai 1500 €/kW per motori da 20 kW, fino ai 6000 €/kW delle taglie da 1 kW. I costi degli impianti più piccoli sono comunque destinati a scendere soprattutto se i volumi di produzione dovessero crescere nei prossimi anni. Per quello che riguarda i costi di manutenzione, essi si aggirano tra gli 1,5 e i 2 c€/kWh_{e1} e vengono sostenuti ogni 4500-10000 ore di funzionamento (in genere, negli impianti industriali la manutenzione viene compiuta una volta all'anno). [1]

2.4.2 Cogenerazione con turbogas

La trattazione della cogenerazione avente come motori primi le turbine a gas necessita di alcune puntualizzazioni preliminari. Questa tecnologia è, al pari dei MCI, tra le più radicate e mature. Storicamente, le turbine a gas vengono utilizzate per la produzione di energia elettrica in centrali che vanno dagli 1-2 MW fino a potenzialità pari ai 300 MW. Negli ultimi anni, tuttavia, il mercato del turbogas ha visto un forte sviluppo anche nel settore civile e terziario con lo sviluppo di quelle che prendono il nome di "microturbine". Le microturbine identificano tutte quelle macchine di generazione di potenza inferiori ai 500 kW. Proprio per via di questa fortissima differenza sia nelle taglie che nei settori di utilizzo, una trattazione completa delle turbine a gas cogenerative risulta impossibile in questa sola sezione. Pertanto, si mostreranno i principali pregi e difetti della tecnologia nei confronti dei MCI e si analizzeranno i principali parametri economici e di funzionamento nei vari settori di utilizzo.

Tra i pregi che fanno preferire le turbine a gas rispetto ai MCI si ricordano:

- Peso e dimensioni contenute;
- Vibrazioni e rumorosità ridotte e facilmente riducibili;
- Basse emissioni inquinanti;
- Affidabilità all'avviamento;
- Recupero termico più semplice perché proveniente da un'unica fonte termica;

- Bassi costi di esercizio e di manutenzione.

D'altra parte, le turbine a gas presentano anche delle negatività rispetto ai MCI:

- Costo di investimento sensibilmente più elevato, specie per grandi applicazioni;
- Rendimento elettrico inferiore;
- Necessità di alimentazione combustibile ad alta pressione;
- Forte dipendenza dalle condizioni esterne, in particolare della temperatura.

E' possibile riconoscere un trend significativo nelle scelte di configurazione attuate per questa tipologia di motori. Solitamente, i cicli di potenza industriali (taglie superiori ai 500 kW) utilizzano un ciclo semplice con turbomacchine assiali. Queste macchine, per via della loro natura, sono progettate per un funzionamento continuativo e, pur essendo in grado di modulare la potenza in funzione del carico, manifestano un funzionamento ottimale in prossimità dei carichi nominali. Il rendimento elettrico massimo è del 35% circa.

L'utilizzo in configurazione cogenerativa permette di incrementare il rendimento massimo dell'impianto fin oltre l'88%. Il forte incremento è dovuto al fatto che il calore in uscita dalla turbina risulta essere ad una temperatura elevatissima e dunque possiede un valore exergetico molto rilevante. I costi unitari di questa tipologia di impianti risultano essere superiori rispetto ai MCI e si aggirano intorno ai 700-1000 €/kW.

Discorso differente deve essere fatto invece per quel campo di utilizzo che si sta sviluppando sensibilmente negli ultimi anni, ovvero quello delle microturbine. Queste macchine sono utilizzate solitamente in configurazione recuperativa: prima di utilizzare il calore per le utenze, parte di esso viene utilizzato per preriscaldare l'aria in ingresso al combustore, aumentando l'efficienza del processo. Il recupero di calore avviene attraverso un sistema di recupero termico che, sfruttando l'energia termica dei fumi in uscita dalla turbina alla temperatura di circa 250 °C, produce acqua calda o vapore a bassa pressione.

Per quello che riguarda le prestazioni, le microturbine attualmente presenti sul mercato presentano un rendimento elettrico netto compreso tra il 25 e il 33% che aumenta fino all'80-85% di rendimento globale tenendo conto del recupero di calore. Il calore recuperato è ottimale per la produzione di acqua calda fino ai 70-90 °C e dunque risulta essere interessante sia nel settore residenziale di grande taglia, sia in un settore industriale non eccessivamente energy-intensive (alimentare, tessile ecc.) ma soprattutto nel settore terziario (centri commerciali, centri sportivi ecc.).

Dal punto di vista economico, il costo unitario risulta essere di circa 1300-1600 €/kW_{el} ma anch'esso, come nel caso dei MCI, è destinato a scendere. Infine, i costi di O&M sono attualmente pari a 1-1,5 c€/kWh, quasi la metà rispetto ai MCI. [1]

2.4.3 Cogenerazione con turbovapore

A differenza delle altre tecnologie che sono alimentate solitamente a gas naturale, gli impianti a vapore possono essere alimentati anche con combustibili meno pregiati quali biomasse e biocombustibili senza creare complicazioni di natura impiantistica. Lo schema di funzionamento tradizionale consiste in una caldaia che dapprima vaporizza l'acqua e quindi la surriscalda fino ai livelli di temperatura e pressione desiderati. Quindi, il vapore viene mandato alla turbina dove, in una centrale elettrica tradizionale, espanderebbe per generare energia meccanica e quindi elettrica. Dallo scarico della turbina, il vapore a bassissima pressione attraversa un condensatore per poi cominciare nuovamente il ciclo.

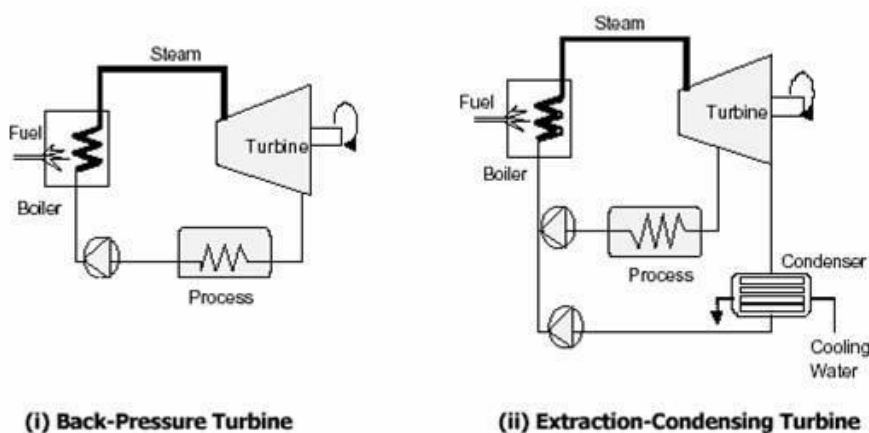


Figura 2.2. Impianti cogenerativi a turbovapore a contropressione (i) e a spillamento di vapore (ii)

Nel caso di assetto cogenerativo, invece, la struttura dell'impianto viene modificata in due modi differenti a seconda della scelta di recupero.

Negli impianti a contropressione (schema (i) in *Figura 2.2*) il condensatore viene bypassato e il vapore in uscita viene inviato ad uno scambiatore in cui cede calore al fluido termovettore dell'utenza termica. In un assetto di questo tipo, la maggior pressione e temperatura richieste al fluido comportano una diminuzione del lavoro estratto dalla turbina che si traduce in una minor energia elettrica prodotta. Nel momento in cui non vi sia richiesta di energia termica è comunque possibile permettere un'espansione completa al vapore e quindi utilizzare il condensatore.

La seconda soluzione cogenerativa consiste negli impianti a spillamento di vapore (schema (ii) in *Figura 2.2*). In questo caso, viene prelevata una certa quantità di vapore da uno stadio intermedio della turbina ed inviata all'utenza termica. Questa soluzione è solitamente utilizzata per quelle utenze che necessitano contemporaneamente di energia elettrica e calore ad alte temperature, richieste tipiche di settori industriali energy-intensive. Anche in questo caso come in

precedenza, la scelta della cogenerazione comporta una perdita di lavoro elettrico in quanto la quantità di vapore spillata per l'utenza termica non contribuisce a fornire lavoro meccanico e dunque elettrico.

Gli impianti cogenerativi a turbovapore, dunque, si differenziano dalle altre tipologie di cogenerazione. Il calore, infatti, non è più prodotto dagli "scarti" della produzione di energia elettrica, ma attraverso il sacrificio di una parte di essa. Tale soluzione, pertanto, viene utilizzata unicamente su impianti industriali di grande taglia (decine di MW) nei quali la produzione di vapore riveste comunque una domanda continua e preponderante. Inoltre, questi impianti, pur raggiungendo livelli di efficienza elettrica e termica confrontabili con le altre tecnologie (rendimento elettrico 20-35%; rendimento globale 80-85%), manifestano una scarsa flessibilità alle variazioni delle richieste di utenza e dunque mal si prestano all'adattamento in applicazioni di tipo terziario.

2.4.4 Cogenerazione con ciclo Stirling

Il ciclo Stirling, di tipo chiuso a gas (elio, idrogeno, azoto o aria), consiste in una successione di trasformazioni di introduzione e cessione di calore tra il gas e le sorgenti esterne o scambio di lavoro tramite pistoni. Il ciclo è composto da due isoterme di compressione ed espansione e da due isocore di scambio termico e di rigenerazione. Il principio di funzionamento si basa su quattro fondamentali:

1. l'introduzione e la cessione di calore avvengono con continuità nella zona calda e fredda tramite scambiatori di calore;
2. passando da una zona all'altra, il gas viene raffreddato da un rigeneratore al termine dell'espansione per poi vedersi il calore ritrasferito alla fine della compressione;
3. il fluido è movimentato nelle due zone mediante i pistoni del motore;
4. lo scambio di lavoro con l'esterno avviene durante le fasi di espansione e compressione.

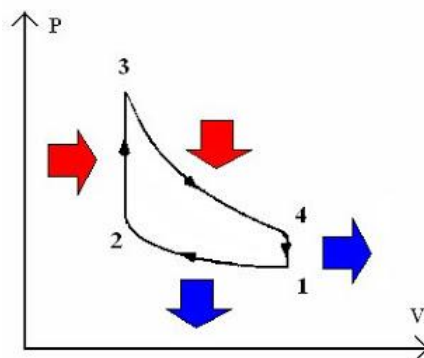


Figura 2.3. Schema Termodinamico di un ciclo Stirling.

I vantaggi principali offerti dai cicli Stirling rispetto ai possibili concorrenti di mercato (i MCI) sono:

- Dato che l'introduzione del calore nel ciclo avviene tramite uno scambiatore esterno, non è richiesto un combustibile "pulito" (può utilizzare anche "calore di scarto" a temperatura superiore ai 250 °C);
- Motore estremamente regolare, silenzioso e con vibrazioni contenute;
- Poca manutenzione richiesta;
- Elevata vita utile: dalle 40.000 alle 80.000 ore.

Al momento, i motori Stirling più utilizzati sono quelli del settore industriale abbinato alle biomasse per taglie di qualche decina di kW_{el}. Il rendimento elettrico di queste macchine è pari al 28% circa mentre quello totale sfiora l'80%. Sono in fase di sviluppo anche motori di taglia inferiore i cui rendimenti elettrici oscillano tra il 12 e il 24%. Per questa tipologia di macchine, la maggior parte del calore di recupero si ottiene dal circuito di raffreddamento dello scambiatore freddo, seguita dalla quota di raffreddamento dei gas combusti. Dato che queste temperature devono essere solitamente abbastanza basse (indicativamente intorno agli 80 °C), anche le utenze che utilizzano il calore disponibile devono essere a temperatura abbastanza bassa (50-60 °C).

Dal punto di vista economico, i motori Stirling presentano delle forti economie di scala: per motori di qualche decina di kW, i costi sono attualmente intorno ai 1500 €/kW_{el} mentre quelli più piccoli si aggirano intorno ai 3000-3500 €/kW_{el}. I costi di manutenzione sono invece confrontabili a quelli dei diretti concorrenti, attestandosi intorno ai 1,5 c€/kWh. [1]

2.4.5 Cogenerazione con celle a combustibile

Le celle a combustibile (o FC, dall'inglese Fuel Cells) rappresentano ad oggi una possibilità futura di sicuro interesse nel settore dei trasporti ed anche nella generazione elettrica di tipo distribuito, associabile dunque alla cogenerazione.

Il vantaggio principale offerto dalle FC consiste nella mancanza del processo di combustione. L'energia chimica posseduta dai reagenti, infatti, viene trasformata direttamente in energia elettrica attraverso le reazioni elettrochimiche di ossidoriduzione evitando la trasformazione termochimica dove si verifica la maggior perdita di rendimento. Questa soluzione permette di "evitare" le limitazioni imposte dal rendimento di Carnot e dunque permette di raggiungere livelli di rendimento elettrico estremamente elevati. Basti pensare che applicazioni di FC di media e piccola taglia presentano rendimenti elettrici confrontabili con quelli delle più grandi centrali termoelettriche tradizionali.

Le caratteristiche principali delle FC sono le seguenti:

- Alimentazione ad idrogeno e necessità di sistemi di trattamento del combustibile;

- Produzione di energia elettrica in continua: necessità di alternatore che inserisce un rendimento (circa del 95%);
- Piccole o nulle economie di scala in quanto maggiori potenze vengono ottenute tramite “stack” di celle simili;
- Piccola densità di potenza, inferiori di un ordine di grandezza rispetto a MCI e turbine a gas;
- Limitate emissioni, nessun rumore e vibrazione;
- Rendimenti elevati.

Si vogliono ora mostrare le caratteristiche principali delle celle a combustibile attualmente in commercio nel settore della generazione di potenza o in procinto di esserlo.

Tabella 2.3. Caratteristiche delle diverse tipologie di celle a combustibile attualmente sul mercato della generazione elettrica.

Sigla	PEM	PAFC	MCFC	SOFC
<i>Elettrolita</i>	Membrana Polimerica – Solido	Acido Fosforico H ₃ PO ₄ – Liquido	Carbonati fusi di K o Na – Liquido	Ossido Metallico solido
<i>Ione trasportato</i>	H+	H+	CO ₃ =	O=
<i>Temperatura di funzionamento</i>	80-120 °C	200 °C	600-700 °C	600-1000 °C
<i>Max Taglia Impianti</i>	250 kW	11.000 kW	1.800 kW	220 kW
<i>Costo Attuale</i>	2-4000 €/kW _{el}	2000 €/kW _{el}	3-6000 €/kW _{el}	4-8000 €/kW _{el}
<i>Rendimento elettrico *</i>	35-40%	40-42%	45-50%	45-60%
<i>Rendimento totale cogenerazione</i>	80-85%	80-85%	80-85%	85-90%

* Rispetto al PCI

Il problema principale legato a questa tecnologia è nel prezzo unitario, attualmente estremamente elevato. Tale prezzo deriva principalmente dagli alti costi di produzione e dall'assenza di economie di scala. Per assistere ad un'effettiva competitività con le tecnologie attuali, sarà necessario assistere ad un calo dei prezzi di oltre l'80%. Inoltre, la presenza di un combustibile con un alto tenore di idrogeno impone ulteriori barriere in termini di sicurezza, gestione, manutenzione ed affidabilità degli impianti. [1]

2.4.6 Altre tecnologie

Vengono ora presentate brevemente due tecnologie che potrebbero trovare spazio nel campo della piccola cogenerazione in futuro: cicli ibridi e cogenerazione termo-fotovoltaica.

Per cicli ibridi (o integrati) si intendono quegli impianti che associano celle a combustibile ad alta temperatura (MCFC o SOFC) con cicli termodinamici a gas o vapore. Questa tecnologia sembra essere la più interessante in termini di ricerca del massimo rendimento possibile, in particolar modo se applicata ad una logica di generazione distribuita. Il concept di base del tipico ciclo ibrido prevede un classico ciclo a gas recuperativo in cui il combustore è sostituito dalla cella a combustibile. Il rendimento elettrico atteso è elevatissimo, pari a circa il 60-65%, e i gas di scarico sono resi disponibili ad una temperatura di circa 200 °C, permettendo la cogenerazione a più livelli termici.

La tecnologia termo-fotovoltaica si basa sulla possibilità di trasformare direttamente in elettricità l'energia irradiata da una superficie ad alta temperatura. L'energia del combustibile viene rilasciata sotto forma di calore all'interno della camera di combustione: una quota viene utilizzata per il preriscaldamento dell'aria, una viene rilasciata come fumi mentre la quota maggiore è utilizzata come radiazione. Questa radiazione viene utilizzata per produrre direttamente corrente continua secondo il principio di funzionamento delle classiche celle fotovoltaiche. Questa soluzione è analoga come principio di funzionamento anche se molto differente in termini di caratteristiche: la lunghezza d'onda caratteristica, infatti, è fortemente diversa rispetto a quella della radiazione solare e la potenza sviluppata è di due ordini di grandezza superiore. Attualmente, gli sviluppi prevedono la possibilità di raggiungere rendimenti elettrici compresi tra il 5 e il 15%.

3

IMPIANTO ALFATHERM – DESCRIZIONE DEI COMPONENTI PRINCIPALI

In questo capitolo si analizzeranno i componenti principali dell'impianto di cogenerazione presenti presso lo stabilimento di Alfatherm. E' sembrato necessario fornire le generalità delle macchine impiegate nell'impianto in esame, sia per rendere più facilmente comprensibile il seguente capitolo sui diversi circuiti, sia per contestualizzare maggiormente l'analisi energetica compiuta nel *Capitolo 5*.

Le apparecchiature che saranno analizzate in questo capitolo sono: il motore a combustione interna, i diversi scambiatori di calore, gli elettroscaldatori, il frigorifero ad assorbimento, la torre evaporativa e la vasca dell'acqua refrigerata.

Nel corso di questa trattazione sono state tralasciate tutte le pompe di movimentazione dei diversi circuiti perché, pur essendo componenti indispensabili per il funzionamento dell'impianto, non presentano particolarità tali da meritare un'analisi dettagliata.

Si consideri infine che la sezione del gruppo frigorifero ad assorbimento avrà al suo interno un'introduzione generale alle macchine ad assorbimento oltre alla descrizione del componente d'impianto. Questa scelta è dovuta alla volontà di mostrare più nel dettaglio le caratteristiche di funzionamento di questa tipologia di macchina che rappresenta una delle peculiarità dell'impianto analizzato.

3.1 Motore endotermico

Tabella 3.1. Riassunto delle caratteristiche di progetto del motore Caterpillar presente nello stabilimento.

Prestazioni Generali	
<i>Potenza Meccanica Erogata</i>	2154 kW _m
<i>Potenza Elettrica Erogata</i>	2055 kW _{el}
<i>Rendimento generatore elettrico (η_{gen})</i>	95,4%
<i>Consumo di combustibile</i>	553 Nm ³ /h
<i>Potenza entrante come combustibile</i>	5469 kW
<i>Rendimento elettrico (η_{el})</i>	37,4%
Sistema di raffreddamento	
<i>Temperatura aria ambiente</i>	25 °C
<i>Temperatura massima acqua camicie</i>	90 °C
Aspirazione e gas combusti	
<i>Flusso aria ingresso combustore</i>	158 Nm ³ /min
<i>Flusso gas combusti in uscita</i>	168 Nm ³ /min
<i>Temperatura uscita gas combusti</i>	487 °C
Calore di scarto	
<i>Acqua camicie, oil cooler e prima sezione aftercooler</i>	1187 kW
<i>Seconda sezione aftercooler</i>	144 kW
<i>Gas combusti (a 120 °C)</i>	1455 kW
<i>Da perdite termiche del motore</i>	154 kW
<i>Da perdite termiche generatore</i>	69 kW

Il motore a combustione interna presente presso l'impianto Alfatherm è un Caterpillar G3520C-LE, alimentato a gas naturale. Questo motore misura 6,367 m di lunghezza, 1,997 m di larghezza e 2,340 m di altezza per un peso complessivo a vuoto di oltre 18 tonnellate e si trova in un container posizionato nell'estremità a

nord della zona di trigenerazione. E' un motore a 20 cilindri studiato apposta per la cogenerazione, con rapporto di compressione 11.3:1 turbo sovralimentato, alimentato con combustibile a bassa pressione.

Oltre ai circuiti dell'acqua camicie e dell'aftercooler che verranno descritti nel prossimo capitolo, dal motore si dirama anche un circuito dell'olio di lubrificazione. Questo circuito è formato da una serie di componenti forniti insieme al motore: pompa per la movimentazione e di riempimento, filtri, sistema di raffreddamento per olio, valvole di drenaggio, sfiati ed altri componenti di misura e controllo.



Figura 3.1. Foto del motore Caterpillar scattata durante il periodo di fermo dell'impianto.

3.2 Scambiatori di calore

3.2.1 Scambiatore Acqua Camicie – Acqua Utenza

Questo scambiatore è un Alfa Laval M10BFM ed ha il compito di trasferire il calore del circuito primario al circuito secondario di utenza. E' posizionato nella zona di trigenerazione, in prossimità delle pompe di utenza e del frigorifero ad assorbimento. Il componente è uno scambiatore a piastre e misura 1,084 m di altezza e 0,47 m di larghezza. La profondità della macchina può variare in funzione della tipologia di applicazione scelta (in base a tasso di flusso, proprietà fisiche dei fluidi, caduta di pressione e temperatura di progetto) dai 0,695 m ai 2,4 m. Nell'applicazione di Gorla Minore la misura è pari a quella minima di 0,695 m.

Lo scambiatore è costituito da un pacchetto di lastre metalliche ondulate e forate per permettere il passaggio dei due fluidi destinati allo scambio. Le ondulazioni delle piastre favoriscono la turbolenza del fluido, dunque lo scambio termico, e limitano l'effetto della differenza di pressione tra le diverse piastre. Questo pacchetto di piastre è montato tra un telaio fisso ed uno mobile a pressione, regolato mediante dei tiranti. Tutte le piastre sono dotate di una speciale guarnizione che sigilla la zona interna e dirige i fluidi in canali alternati.

Dal punto di vista dei parametri operativi, lo scambiatore è in grado smaltire una portata massima di 50 kg/s ed ha una potenzialità di scambio che va dagli 0,7 ai 3,0 MW. La variabilità della potenzialità di scambio dipende principalmente dall'estensione della superficie di scambio, variabile anch'essa a seconda dell'utilizzo fino ad un massimo di 90 m². Il flusso dei due fluidi è di tipo controcorrente, scelta progettuale fatta per massimizzare l'efficienza. Per questa tipologia di scambiatore, infine, il costruttore ha rilasciato temperatura e pressione massime di progetto pari a 180 °C e 1 MPa. Gli attacchi delle tubazioni di questo scambiatore sono dei DN100 sia per il circuito dell'acqua camicie sia per quello dell'acqua di utenza. Da ultimo, si presenta una tabella con le caratteristiche dei materiali utilizzati nella costruzione della macchina.

Tabella 3.2. Materiali delle diverse parti dello scambiatore Alfa Laval presente nello stabilimento.

Piastra del telaio	<i>Acciaio dolce</i>
Bocchelli	<i>Acciaio al carbonio rivestiti in metallo (acciaio inossidabile e titanio) o gommati (nitrile EPDM)</i>
Piastre	<i>Acciaio inossidabile Lega 316/ Lega 304; Titanio, Lega 254 SMO, Lega C276</i>
Guarnizioni	<i>Nitrile, EPDM, Viton</i>



Figura 3.2. Foto dello scambiatore Alfa Laval presente presso l'impianto.

3.2.2 Scambiatore Fumi – Olio Diatermico (Caldaia a Recupero)

Questo recuperatore di calore è il modello Recopack-O prodotto dalla SIAT ed è posizionato nella zona di trigenerazione, nell'area tra il container contenente il motore e la zona dello scambiatore Alfa Laval. Ha forma ottagonale, è alto circa due metri e occupa una superficie di circa 4x4 m. Le caratteristiche costruttive sono le seguenti:

- Grande volume di olio circolante per massimizzare la potenza scambiata;
- Uno o più giri di fumo per ottimizzare il processo di scambio;
- Tubazioni dei fumi di grosso diametro fissate alle piastre tubiere non mediante saldatura ma attraverso mandrinatura;
- Piastre tubiere spesse con ampi raggi di curvatura per ridurne la fragilità;
- Elevata superficie di scambio.

I sistemi di recupero ad olio diatermico prevedono l'utilizzo di moduli identici messi in serie per ottenere le prestazioni termiche desiderate. La SIAT fornisce moduli completamente estraibili ed intercambiabili per permettere pulizia ed ispezioni in ogni punto del generatore in modo semplice e completo.

Nell'impianto di Gorla Minore, la caldaia utilizzata ha una potenzialità termica di 901 kW e permette lo scambio tra i fumi provenienti dal gruppo motore e l'olio diatermico utilizzato per soddisfare le utenze tecnologiche ad alta temperatura.

Gli attacchi delle tubazioni sono DN300 per i fumi e DN100 per il circuito ad olio.

Temperatura e pressione di progetto sono rispettivamente 300 °C e 6 bar per quello che riguarda il lato olio, il volume è di 140 l e la superficie di scambio globale è pari a 346 m².



Figura 3.3. Foto della caldaia a recupero olio – fumi SIAT presente nell'area di trigenerazione.

3.2.3 Scambiatore Fumi – Acqua Utenza (Economizzatore)

Questo scambiatore è posizionato al primo piano della struttura metallica nella zona di trigenerazione, tra il catalizzatore e il silenziatore della linea di scarico dei fumi.

Lo scopo di questo scambiatore a tubi d'acqua prodotto dalla UNITERM, è quello di fornire un'ulteriore quantità di riscaldamento all'acqua di utenza in determinate condizioni di funzionamento e, contemporaneamente, di abbassare la temperatura di espulsione dei gas di scarico al camino, riducendo così l'inquinamento termico dell'intera centrale.

Questa apparecchiatura ha una sezione quadrata da 0,8 m di lato ed una lunghezza di 1,5 m.

Nella seguente tabella sono riportati i dati di progetto dell'apparecchiatura. Tutti i dati presentati sono riferiti alle normali condizioni di funzionamento. E' possibile, in determinate condizioni operative, che questi dati si discostino anche sensibilmente dai valori indicati.

Tabella 3.3. Caratteristiche di progetto dell'Economizzatore presente presso Alfatherm.

	Lato Aria	Lato Tubi
<i>Fluido</i>	Fumi	Acqua Glicolata
<i>Portata</i>	12.068 kg/h	60.000 kg/h
<i>T ingresso</i>	220 °C	90 °C
<i>T uscita</i>	120 °C	95,5 °C
<i>Perdita di carico</i>	35 mmH ₂ O	0,35 bar
<i>Potenzialità di Scambio</i>	349 kW	
<i>Superficie di scambio</i>	69 m ²	

La potenzialità di scambio indicata può anche essere superata nel momento in cui la temperatura dei fumi in ingresso allo scambiatore risulti essere superiore ai 220 °C indicati in tabella. Questo può avvenire nel momento in cui la richiesta di caldo da parte delle utenze ad olio diatermico non è pari a quella di funzionamento nominale. In questa situazione, dunque, il raffreddamento dei gas nella caldaia a recupero è inferiore alle attese e all'ingresso dell'economizzatore è registrata una temperatura superiore a quella di progetto. Come si vedrà nel capitolo seguente, l'economizzatore è in funzione solo in determinate condizioni di necessità. Il sistema di controllo permette un funzionamento nelle sole modalità di on-off.

L'economizzatore dispone di una piattaforma accessibile agli operatori dove sono posizionati tutti gli strumenti di rilevazione e controllo della macchina insieme alla componentistica di sicurezza (vaso d'espansione e valvole di sicurezza).

3.2.4 Evaporatore Olio Diatermico – Acqua in G2

Questa macchina è prodotta dalla C.A.T.I. s.r.l. ed è presente nell'impianto dal 2011. All'esterno appare come un cilindro di 2,5 m di lunghezza, 1 m di diametro ed è posizionato nell'angolo nord-est della centrale termica in G2.

Questo scambiatore viene utilizzato per produrre il vapore utilizzato sia in ambito tecnologico presso l'edificio G2, sia nello scambiatore integrativo del circuito di riscaldamento ad acqua calda.

Dai dati raccolti sul campo e forniti dal produttore è stato possibile ricavare le specifiche di funzionamento del macchinario che vengono riassunte nella seguente tabella.

Tabella 3.4. Caratteristiche dell'evaporatore Olio - Acqua presente nella centrale termica di G2.

	Corpo	Tubi
<i>Fluido</i>	Acqua	Olio Diatermico
<i>Massima Pressione Ammissibile</i>	12 bar	6 bar
<i>Massima Temperatura Ammissibile</i>	192 °C	280 °C
<i>Minima Temperatura Ammissibile</i>	20 °C	20 °C
<i>Pressione di prova</i>	19 bar	9 bar
<i>Volume</i>	1865 l	140 l
<i>Potenzialità di targa</i>	1744 kW	



Figura 3.4. Foto dell'evaporatore ad olio diatermico scattata all'interno della centrale termica di G2.

3.2.5 Scambiatore Vapore – Acqua in G2

Lo scambiatore Vapore – Acqua presente nella centrale termica di G2 è il modello 219-1982 prodotto dalle Officine Varisco. Rispetto allo scambiatore descritto in precedenza è di dimensioni più ridotte soprattutto per quello che riguarda il diametro che si aggira sugli 0,5 m ed è disposto centralmente lungo la parete est della centrale termica.

Questo scambiatore viene utilizzato per incrementare la temperatura di mandata dell'acqua di riscaldamento durante il periodo invernale. In particolare, risulta essere estremamente utile durante i periodi di fermo del cogeneratore, garantendo quota dell'energia necessaria per alimentare le UTA dello stabilimento. Tuttavia, presenta alcune problematiche la cui analisi viene affrontata nel dettaglio al *Capitolo 6*.

Per quello che riguarda le specifiche tecniche, sono state ottenute anche in questo caso tramite rilevamento sul campo e richiesta al produttore.

Tabella 3.5. Caratteristiche tecniche dello scambiatore vapore - acqua presente in G2.

	Testata	Mantello
<i>Fluido</i>	Vapore	Acqua
<i>Pressione</i>	13 bar	10 bar
<i>Temperatura</i>	195 °C	110 °C
<i>Volume</i>	20 l	53 l
<i>Potenzialità di targa</i>	1060 kW	



Figura 3.5. Foto dello scambiatore Vapore - Acqua presente nella centrale termica di G2.

3.3 Elettroradiatori

Gli elettroradiatori sono, a tutti gli effetti, anch'essi degli scambiatori di calore ma la loro funzione è quella di dissipare il calore proveniente dal gruppo motore e quindi si è ritenuto più corretto separarne la trattazione dagli altri scambiatori.

Gli elettroradiatori, prodotti dalla CGT e forniti contestualmente all'acquisto del motore Caterpillar, sono posizionati sul lato ovest del primo piano della zona di trigenerazione e occupano una superficie di 7 metri di lunghezza per 3 di larghezza. La loro funzione è quella di dissipare l'eccesso di energia termica posseduta dall'acqua primaria del motore e di raffreddare il circuito di aftercooling.

Queste apparecchiature sono scambiatori ad aria forzata che, esteriormente, appaiono come un macchinario unico. In realtà i due circuiti di dissipazione sono separati all'interno della macchina. Le tubazioni del circuito dell'acqua motore si trovano sul lato sud dell'apparecchiatura mentre quelle dell'aftercooler sul lato nord. Nella seguente tabella sono riportati i dati di funzionamento delle batterie di scambio delle due parti che compongono l'elettroradiatore.

Tabella 3.6. Caratteristiche tecniche degli elettroradiatori presenti nell'impianto.

	Circuito Acqua Motore	Circuito Aftercooler	
Modello Batteria	P40-16AC-3R-48T	P40-16AC-1R-48T	
Attacco tubazioni	DN100	DN65	
<i>Acqua</i>	Pressione di progetto	10 bar	
	Campo di funzionamento	0 – 120 °C	
	Volume	211 l	75 l
<i>Aria</i>	Superficie di scambio	547,3 m ²	281,6 m ²
	Potenzialità	1000 kW	165 kW

3.4 Gruppo ad assorbimento a bromuro di litio/acqua

Le macchine ad assorbimento sono particolari macchine frigorifere che sono in grado di generare l'effetto utile di raffreddamento a partire da energia termica fornita al sistema.

Per queste macchine possono essere riconosciute due tipologie di funzionamento che forniscono una prima caratterizzazione:

- *Macchine a fiamma diretta* in cui la sorgente termica si ottiene dalla combustione interna alla macchina di un combustibile (solitamente gas naturale ma anche GPL, biomasse o altri combustibili). Queste macchine non risultano essere di interesse in ambito cogenerativo quindi non verranno analizzate.
- *Macchine ad alimentazione indiretta* in cui la sorgente termica è un fluido termovettore (acqua, vapore, olio diatermico o fumi) fornito al livello termico adeguato. Questa è senz'altro la tipologia di maggiore interesse in questa trattazione perché permette di utilizzare il calore “di scarto” proveniente dal motore per generare energia frigorifera e, pertanto, nel proseguo della sezione si farà riferimento sempre a questa tipologia di macchine.

I vantaggi offerti dalle macchine ad assorbimento, oltre alla possibilità di utilizzare calore di scarto dei processi di produzione di energia elettrica, possono essere riassunti nei seguenti punti:

- Elevata affidabilità per via dei pochissimi organi in movimento;
- Buone prestazioni ai carichi parziali;
- Ridotta rumorosità e ridotte vibrazioni;
- Richiesta di energia elettrica limitata rispetto ai cicli a compressione;
- Ottimale per applicazioni isolate o dove l'allacciamento alla rete risulta costoso;
- Nel caso di utilizzo in trigenerazione, aumento del fattore di utilizzo dell'impianto sfruttando il calore normalmente in esubero nella stagione estiva (ad esempio in accoppiamento a collettori solari);
- Generale alleggerimento delle richieste alla rete elettrica, sempre in particolar modo nella stagione estiva dove le richieste per il condizionamento sono piuttosto elevate.

Le macchine ad assorbimento non sono tuttavia esenti da alcuni svantaggi rispetto alle rivali macchine a compressione:

- Costo per unità di potenza frigorifera più elevato (circa il doppio);
- COP notevolmente più basso (dovuto al fatto che la sorgente termica risulta essere meno pregiata rispetto all'energia elettrica dei frigoriferi a compressione);
- Possibile necessità di raffreddamento ad acqua e dunque presenza di torri di raffreddamento.

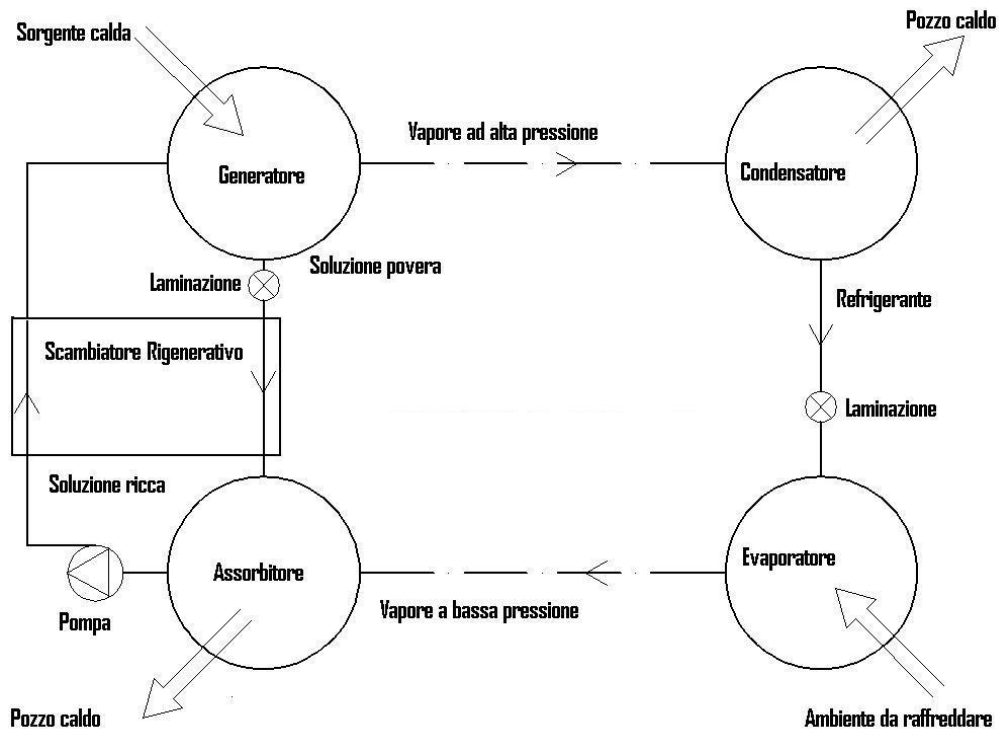


Figura 3.6. Schema di principio del funzionamento di una macchina ad assorbimento (con soluzione ricca si intende ricca di fluido assorbito).

“Le macchine ad assorbimento sono macchine frigorifere che sfruttano la solubilità e l’elevata affinità di due sostanze, di cui una funge da refrigerante e l’altra da assorbente, per realizzare un ciclo in cui l’introduzione dell’energia avviene prevalentemente sotto forma di calore.” [6]

In realtà, una piccola parte dell’energia introdotta nel sistema è comunque di natura elettrica per la compressione. Questa compressione però, essendo compiuta su un liquido, richiede un lavoro molto inferiore rispetto ai cicli tradizionali a compressione ed è di circa due ordini di grandezza inferiore rispetto al calore introdotto.

In un ciclo frigorifero ad assorbimento è possibile riconoscere tre diverse sorgenti termiche: l’ambiente che dovrà essere raffreddato è la sorgente fredda; l’ambiente esterno, a temperatura intermedia, è il pozzo caldo nel quale viene scaricato il calore ed infine il calore in ingresso al ciclo rappresenta la sorgente ad alta temperatura. E’ anche possibile riconoscere due regioni separate, caratterizzate ognuna da due componenti: una zona a bassa pressione costituita da assorbitore ed evaporatore ed una zona di alta pressione in cui sono presenti generatore e condensatore.

Nell'evaporatore una soluzione ricca di refrigerante in contatto con la sorgente fredda evapora asportandone calore e generando l'effetto utile. Il refrigerante evaporato viene quindi assorbito da una soluzione ricca di fluido assorbente presente nell'assorbitore. Questo fenomeno, l'assorbimento appunto, è dovuto alla differenza tra tensione di vapore del refrigerante in soluzione e pressione dell'evaporatore. Tramite questo meccanismo viene consentita l'evaporazione di un'ulteriore quantità di refrigerante senza assistere ad un aumento della pressione minima del sistema che, altrimenti, comporterebbe una diminuzione del fenomeno assorbente. Assorbitore e generatore sono collegati tra loro tramite due condotti che ne permettono una comunicazione. Attraverso l'utilizzo di una pompa, la miscela ottenuta nell'assorbitore viene inviata al generatore. In questo modo, tale miscela subisce un incremento di pressione che la porta ad un livello pari a quello di pressione massima del ciclo. Nel generatore, la sorgente ad alta temperatura fornisce il calore necessario a far evaporare il refrigerante che, come vapore ad alta pressione, viene inviato al condensatore dove cede calore all'ambiente e, da liquido, viene fatto laminare nuovamente all'evaporatore. Nel frattempo la soluzione ricca di sostanza assorbente che si trova nel generatore viene anch'essa fatta laminare verso l'assorbitore per evitare un calo di concentrazione di assorbente.

Riassumendo, è necessario avere due pressioni differenti all'interno del ciclo per: permettere la condensazione del fluido presente nel gruppo generatore-condensatore ad una temperatura compatibile con quella dell'ambiente esterno (Alta Pressione); permettere al fluido nell'assorbitore-evaporatore di evaporare asportando calore dalla sorgente da raffreddare (Bassa Pressione).

Solitamente si introduce anche uno scambiatore rigenerativo tra generatore ed assorbitore per ridurre il calore da fornire al generatore e quello da esportare nell'assorbitore. Infatti, anche l'assorbitore necessita di un sistema di raffreddamento che solitamente è lo stesso utilizzato nel condensatore. Questa necessità è dovuta al fatto che l'assorbitore deve essere mantenuto ad una temperatura di funzionamento ottimale per consentire il fenomeno di assorbimento, temperatura che altrimenti tenderebbe ad aumentare per via della condensazione del refrigerante, del fenomeno di miscelazione e del ritorno del fluido caldo dal generatore.

In analogia a quanto si compie nel caso di macchine frigorifere tradizionali, si definisce il COP (Coefficient Of Performance) del macchinario come:

$$COP = \frac{\textit{Effetto Utile}}{\textit{Spesa Energetica}} \quad 3.1$$

Idealmente, il COP massimo di una macchina ad assorbimento dovrebbe essere pari a 1 (calore fornito al generatore uguale a quello asportato alla sorgente fredda). Nella realtà, il COP si assesta su valori tra lo 0,6 e lo 0,75 per via delle perdite legate principalmente agli scambi termici e alla miscelazione. Bisogna inoltre notare che,

per via della strutturazione della macchina, è necessario asportare una quota di calore pari al doppio di quella fornita al generatore.

Le macchine ad assorbimento ben si prestano a diverse configurazioni impiantistiche in termini di accoppiamento refrigerante-assorbente. Nella pratica vengono però utilizzate solo due tipologie di macchina: quelle acqua-bromuro di litio ($H_2O/BrLi$) e quelle ammoniacca-acqua (NH_3/H_2O). In questa trattazione si analizzerà unicamente la prima tecnologia in quanto la macchina effettivamente presente in impianto è un frigorifero di questa tipologia.

L'acqua viene utilizzata come refrigerante e presenta caratteristiche estremamente interessanti:

- Altissima disponibilità a basso costo;
- Non è tossica né infiammabile (a differenza dell'ammoniaca);
- Entalpia di vaporizzazione estremamente elevata.

D'altra parte, presenta anche delle caratteristiche che ne limitano, o quantomeno complicano, gli utilizzi:

- Necessità di lavorare a pressione estremamente bassa per evaporare a temperature utili per il raffrescamento;
- Impossibilità di funzionamento al di sotto del punto triplo ($0\text{ }^\circ\text{C}$ circa) per via del congelamento.

La pressione di esercizio necessaria è inferiore a quella ambiente e dunque è necessario un mantenimento costante del vuoto all'interno della macchina. Questa necessità comporta un periodico controllo delle condizioni della macchina in termini di tenute e in un periodo fermo del frigorifero per permettere l'operazione di evacuazione.

La sostanza assorbente, invece, è il bromuro di litio. Questo sale presenta un'ottima e rapida capacità di assorbire l'acqua e dissolversi in essa. Questa combinazione risulta ideale in termini di stabilità chimica, punto di ebollizione, calore specifico e viscosità (importante per evitare fenomeni di "tappo" nei condotti). La maggiore controindicazione di questo assorbente è la sua alta corrosività in presenza di ossigeno, problema che comunque viene risolto attraverso l'utilizzo di inibitori immessi in soluzione.

Queste macchine, nel loro funzionamento, presentano un grande inconveniente principale, ovvero quello della cristallizzazione dei sali. Sostanzialmente, quando i sali presenti in soluzione superano il limite di solubilità, tendono a precipitare attraverso un processo auto-esaltante. La cristallizzazione avviene principalmente all'uscita dall'assorbitore dove sono presenti basse temperature ed alte concentrazioni. Per risolvere questo problema è necessario utilizzare una

temperatura di raffreddamento dell'assorbitore sufficientemente bassa. Questa bassa temperatura, infatti, permette di utilizzare una minor concentrazione di sali a parità di pressione e dunque di diminuire il rischio di cristallizzazione. Questo problema comporta, in regioni temperate, l'impossibilità di utilizzare un raffreddamento ad aria e dunque la necessità di ricorrere al raffreddamento tramite acqua di torre. Inoltre, si ricorda sempre l'impossibilità di evaporare al di sotto della temperatura degli 0 °C per via del congelamento. Il ricorso alla torre evaporativa comporta una serie di problematiche a livello di gestione del circuito di torre che coinvolgono il trattamento delle acque e delle apparecchiature che compongono il circuito stesso. Riassumendo, questa tipologia di macchina necessita generalmente di una torre evaporativa e risulta adatta all'utilizzo per la climatizzazione dei mesi estivi mentre mal si presta ad un utilizzo come pompa di calore per via delle basse temperature di mandata (inferiori ai 40 °C) e alle necessità di avere una sorgente esterna a temperatura superiore ai 5 °C per evitare il congelamento.

La macchina presente nello stabilimento Alfatherm è un frigorifero Shuangliang modello HSB231 di potenzialità pari a 709 kW. La macchina è posizionata nella zona di trigenerazione a fianco del container di supervisione e a sud della zona delle pompe e dello scambiatore motore-utenza, occupando una superficie di circa 4,6 metri per 2,2 ed ha un'altezza di 2,9 metri. Il peso complessivo durante il funzionamento è pari a 13,7 tonnellate.

Sono tre i circuiti che alimentano questa macchina: il circuito dell'acqua di utenza in arrivo dallo scambiatore fornisce l'energia termica necessaria per il funzionamento del generatore; il circuito dell'acqua di utenza di refrigerazione che attraversa l'assorbitore raffreddandosi e che viene poi inviato alla vasca di accumulo; il circuito dell'acqua di torre che asporta il calore dal condensatore e dall'assorbitore. Nella seguente tabella sono raccolti i dati di progetto della macchina presente nell'impianto.

Tabella 3.7. Dati di progetto del frigorifero ad assorbimento presente in impianto.

	Acqua Refrigerata	Acqua Raffreddamento	Acqua Calda
<i>Temp. Ingresso</i>	12 °C	29 °C	90 °C
<i>Temp. Uscita</i>	7 °C	34 °C	70 °C
<i>Portata</i>	122 m ³ /h	296 m ³ /h	45 m ³ /h
<i>Perdita di Carico</i>	72 kPa	65 kPa	73 kPa
<i>Conessioni</i>	DN125	DN200	DN100

Da questi dati è possibile, tramite l'*Equazione 3.1*, ricavare il COP di progetto della macchina pari al 67,78 %.

Il consumo elettrico nominale della macchina risulta essere pari a 7,6 kW, valore estremamente inferiore rispetto a quello di un frigorifero a compressione tradizionale. Se venisse infatti utilizzata una macchina a compressione di vapore per produrre la stessa quantità di freddo prodotta dall'assorbitore, la potenza elettrica assorbita sarebbe pari a circa 220 kW (ipotizzando un COP=3,2, valore indicativo per le macchine moderne) contro i soli 7,6 kW del frigorifero ad assorbimento. Questo valore corrisponde ad una riduzione del 96% dei consumi elettrici a fronte di una richiesta di energia termica assente nel ciclo tradizionale. Tuttavia, dal momento in cui il calore è ottenuto attraverso il ricorso alla cogenerazione, l'utilizzo delle macchine ad assorbimento risulta essere estremamente vantaggioso.

3.5 Torre evaporativa

Un frigorifero ad assorbimento di tipo H₂O/BrLi deve prevedere un circuito di raffreddamento ad acqua di torre. La torre evaporativa presente nell'impianto Alfatherm è una MITA modello PME-E 5702 ad aria forzata ed è posizionata nell'area di trigenerazione, in prossimità del frigorifero ad assorbimento.

Questa tipologia di torre è realizzata mediante una struttura portante in acciaio con annessi pannelli sandwich in vetroresina. Questa scelta è fatta per ottenere, anche per grosse dimensioni, un'elevata resistenza meccanica e un buon effetto di assorbimento sonoro dello scroscio d'acqua. Inoltre, un trattamento particolare rende la vetroresina resistente alla corrosione dell'acqua fredda e calda oltre che all'azione delle intemperie e degli agenti chimici, garantendo un'elevata vita utile e richiedendo minor manutenzione. Lo strato superiore è rinforzato per garantire miglior resistenza dinamica ai getti d'acqua in pressione degli ugelli.

La distribuzione dell'acqua calda avviene infatti attraverso degli ugelli speciali che garantiscono una stabilità del getto con spruzzamento a cono pieno. L'alimentazione dell'acqua agli ugelli è ottenuta tramite delle tubazioni in PVC.

La vasca di raccolta è in resina poliestere e presenta anch'essa le caratteristiche di resistenza meccanica e alla corrosione del resto della struttura. Inoltre ha un fondo inclinato e angoli arrotondati che favoriscono lo svuotamento e le operazioni di pulizia.

La movimentazione dell'aria è ottenuta attraverso due ventilatori assiali multipala in materiale plastico rinforzato da 11 kW l'uno. Anche i ventilatori sono trattati per garantire incorrodibilità e buone prestazioni nel tempo.

Tabella 3.8. Caratteristiche tecniche della torre evaporativa presente in impianto.

Ventilatori	
<i>Numero</i>	2
<i>Diametro</i>	1750 mm
<i>Portata d'aria</i>	170.000 m ³ /h
<i>Potenza</i>	11
Struttura	
<i>Altezza</i>	3930 mm
<i>Lunghezza</i>	5770 mm
<i>Profondità</i>	2360 mm
<i>Volume vasca di raccolta</i>	5,4 m ³
<i>Peso a vuoto/carico</i>	2225/7425 kg

La potenzialità massima esprimibile da questo modello di torre evaporativa è pari a circa 2000 kW (potenzialità indicativa riferita ad un salto termico di 5 °C).

3.6 Vasca Acqua Refrigerata

La vasca di raccolta dell'acqua refrigerata è posizionata sul terrazzo dell'edificio Gorla 2 ed ha la funzione di accumulo inerziale e centro di distribuzione della produzione di acqua fredda destinata al circuito di refrigerazione. E' un container di acciaio inossidabile di 3,1 m di lunghezza, per 1,65 m di larghezza e 2,5 m di altezza. L'interno è diviso in due volumi di egual dimensione destinati all'accumulo dell'acqua di mandata e di ritorno alle utenze.

Il volume che contiene l'acqua di mandata alle utenze accoglie acqua ad una temperatura pari a 7 °C circa. Il fluido entra nella vasca secondo due modalità differenti: in inverno, quando il frigorifero ad assorbimento è spento, l'acqua refrigerata arriva dal Chiller di G2 posizionato anch'esso sul terrazzo; in estate il Chiller di G2 funziona come integrazione al frigorifero ad assorbimento e la vasca è alimentata sia da quest'ultimo che dal chiller. Per quello che riguarda l'uscita, il fluido viene estratto per tutto l'anno nelle pompe dedicate alle utenze frigorifere di G2 e, solamente in estate, a quelle dedicate a G1 e alle Unità di Trattamento Aria in G2 (UTA G2).

Nella sezione calda della vasca viene raccolta l'acqua di ritorno dalle utenze frigorifere alla temperatura di 12 °C circa. Per tutto l'anno la tubazione di ritorno da G2 resta aperta mentre quella che arriva da G1 e dalle UTA G2 è aperta solo in estate. In inverno, infatti, queste utenze presentano una richiesta di riscaldamento e dunque la vasca viene bypassata. Sono presenti altre due coppie di pompe in prossimità della vasca e collegate alla sezione calda di essa. Sono le pompe di mandata dell'acqua al chiller di G2 e quelle di alimento al frigorifero ad assorbimento.

La vasca dell'acqua refrigerata, e particolarmente l'intero gruppo di circuiti ausiliari ad essa, presenta alcune strutturali che saranno analizzate nel *Capitolo 6*.



Figura 3.7. Foto della vasca di acqua refrigerata presente sul terrazzo di G2.

4

IMPIANTO ALFATHERM – DESCRIZIONE DEL FUNZIONAMENTO TRAMITE SCHEMI P&ID

In questo capitolo si descriverà il funzionamento dell'impianto di trigenerazione installato presso lo stabilimento Alfatherm di Gorla Minore. Per rendere la trattazione più facilmente controllabile e si è scelto di dividere l'analisi dell'impianto in più parti: si è scelto cioè di analizzare separatamente i singoli circuiti dividendoli a seconda della loro funzione.

Nell'impostazione di questo capitolo si è scelto di presentare, all'inizio di ogni sezione, uno schema funzionale semplificato del circuito che verrà analizzato mentre gli schemi idraulici P&ID (Piping and Instrumentation Diagram) vengono riportati in *Allegato C*. Gli schemi P&ID sono rappresentazioni che mostrano le connessioni tra le apparecchiature di un processo, il sistema delle tubazioni di interconnessione e la strumentazione utilizzata per il controllo del processo stesso. Per realizzare questi schemi è stato utilizzato il programma *ESAIN – Esapro P&ID* creato da ESAIN S.r.l. e concesso dietro acquisto di regolare licenza da parte di Energy Systems Studio. La ricostruzione di questi schemi è stata una parte fondamentale del lavoro di stage in quanto quelli forniti erano datati ed incompleti.

I valori di temperatura indicati nel capitolo sono tutti dati medi di funzionamento che, a seconda delle condizioni dei carichi, delle scelte a livello di funzionamento operate dal gestore del sistema di produzione e delle condizioni ambiente, possono variare anche sensibilmente.

4.1 Circuito primario acqua camicie

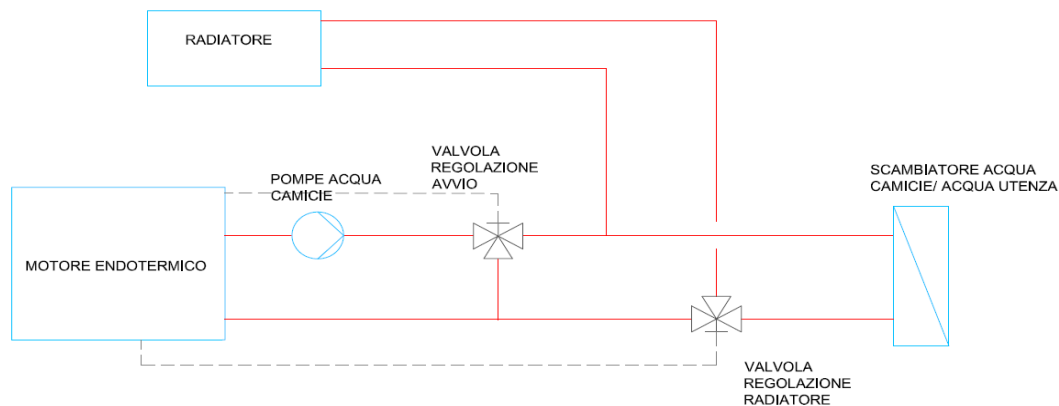


Figura 4.1. Schema funzionale del circuito acqua camicie.

La funzione del circuito primario acqua camicie è quella di fornire la sorgente termica ad alta temperatura allo scambiatore dell'acqua di utenza. Il circuito si sviluppa interamente nella zona di trigenerazione e sfrutta come fluido di processo acqua glicolata.

L'acqua camicie uscita dal motore viene elaborata da una delle pompe gemellari KSB modello Etabloc da 30 kW (Portata 136 m³/h; Prevalenza 44 m); la seconda pompa ha funzione di back-up. All'uscita del gruppo pompe viene registrata una temperatura di circa 102 °C.

Successivamente, il fluido incontra una valvola a tre vie autoregolante Amot. La regolazione viene compiuta all'accensione del sistema o in determinate situazioni di criticità per permettere un rapido incremento della temperatura dell'acqua motore. In queste occasioni la valvola a tre vie devia completamente il flusso nel ramo di ritorno al blocco motore permettendo così un rapido aumento di temperatura del circuito primario. Quando la temperatura rilevata risulta essere superiore agli 87°C, la valvola comincia ad aprirsi gradualmente fino a restare completamente aperta durante il normale funzionamento.

Prima dello scambiatore il flusso incontra una biforcazione gestita dalla valvola di regolazione situata sul circuito di ritorno al motore. Quando la temperatura rilevata risulta essere troppo elevata per le richieste di funzionamento, la valvola si apre parzialmente e permette a parte del flusso in mandata di deviare verso gli elettroradiatori raffreddando il fluido nella sezione di ritorno.

Superata la biforcazione, il flusso può entrare nello scambiatore a piastre Acqua Camicie – Acqua Utenza Alfa Laval (descritto al *Capitolo 3.2.1*). Il fluido cede calore portandosi dalla temperatura di 98 °C a quella di 90 °C, dopodiché esce nella tubazione di ritorno, intercettando il flusso di ritorno dai radiatori.

4.2 Circuito primario aftercooler

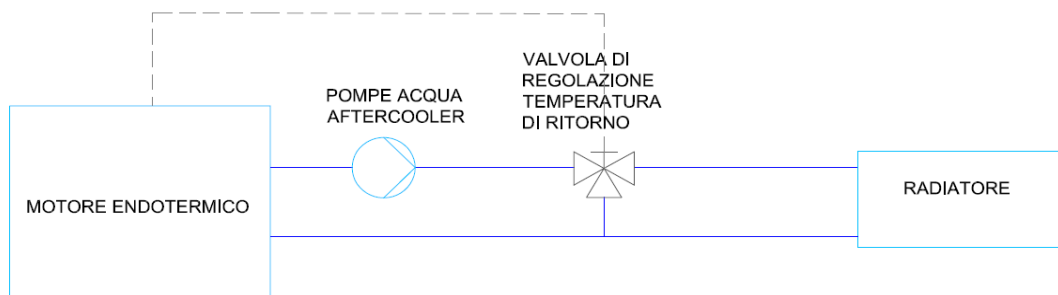


Figura 4.2. Schema funzionale del circuito primario aftercooler.

Il circuito primario di aftercooler ha la funzione di raffreddamento della miscela in ingresso al motore e si sviluppa interamente nella zona di trigenerazione. Anche in questo caso, il fluido di processo è acqua glicolata.

L'acqua raggiunge il comparto motore con una temperatura non inferiore ai 32 °C e si riscalda fino alla temperatura di uscita di 55 °C. All'uscita dal motore, il fluido viene elaborato dalle due pompe gemellari, delle KSB Etabloc da 4 kW l'una (Portata 28 m³/h; Prevalenza 23 m), ed indirizzato all'elettroscambiatore del circuito aftercooler. La temperatura misurata all'uscita è di 59 °C.

Prima dell'ingresso nell'elettroscambiatore, il fluido incontra una valvola termostatica a tre vie autoregolante Amot che, qualora la temperatura di ritorno al motore fosse troppo bassa, devia parte del flusso evitando il passaggio nel dissipatore.

Uscito dal radiatore, il flusso incontra il ramo di uscita dalla valvola deviatrice a tre vie e si dirige nuovamente al blocco motore permettendo di ricominciare la circuitazione.

Si vuole far notare che le temperature misurate per questo circuito risultano essere estremamente sensibili alle condizioni esterne. Se per quello che riguarda l'acqua motore, infatti, l'effetto della temperatura esterna ha un'influenza minima, non si può dire lo stesso per quello che riguarda l'aftercooler, portando le oscillazioni di temperatura finanche a valori di quasi 10 °C.

4.3 Circuito secondario acqua utenza

Quello dell'acqua utenza risulta essere il circuito più esteso e complesso dell'intero impianto. Si sviluppa a partire dallo scambiatore a piastre Alfa Laval posizionato nella zona dell'impianto di trigenerazione per arrivare fino alle utenze posizionate sul lato opposto della proprietà di Alfatherm, nell'edificio G1.

Questo circuito è utilizzato per la distribuzione dell'energia termica e frigorifera alle varie utenze dello stabilimento ed utilizza come fluido di processo acqua. La regolazione del sistema di produzione di energia è di tipo stagionale: nel periodo che va da metà Aprile a Ottobre l'energia termica resa disponibile dal motore viene utilizzata per alimentare il frigorifero ad assorbimento mentre tra Novembre e metà Aprile questa energia termica viene sfruttata per il riscaldamento di utenze sia in G2 che in G1. La regolazione dell'impianto privilegia l'erogazione di energia termica rispetto a quella frigorifera per ovvi motivi di rendimento.

Per via di questa particolare conformazione impiantistica, il sistema presenta una circuitazione abbastanza complessa in cui sono presenti delle tubazioni che servono, a seconda del periodo dell'anno, il circuito di riscaldamento oppure quello di refrigerazione.

Di seguito viene presentato lo sviluppo semplificato della rete diviso in tre parti: sezione situata nella zona di trigenerazione, sezione posizionata sul terrazzo di G2 e sezione di distribuzione agli edifici G1 e G2. Le linee in verde rappresentano le sezioni di circuito comuni al funzionamento in riscaldamento e in condizionamento, mentre in rosso e azzurro sono rappresentate rispettivamente le tubazioni dedicate unicamente alla prima e alla seconda funzione.

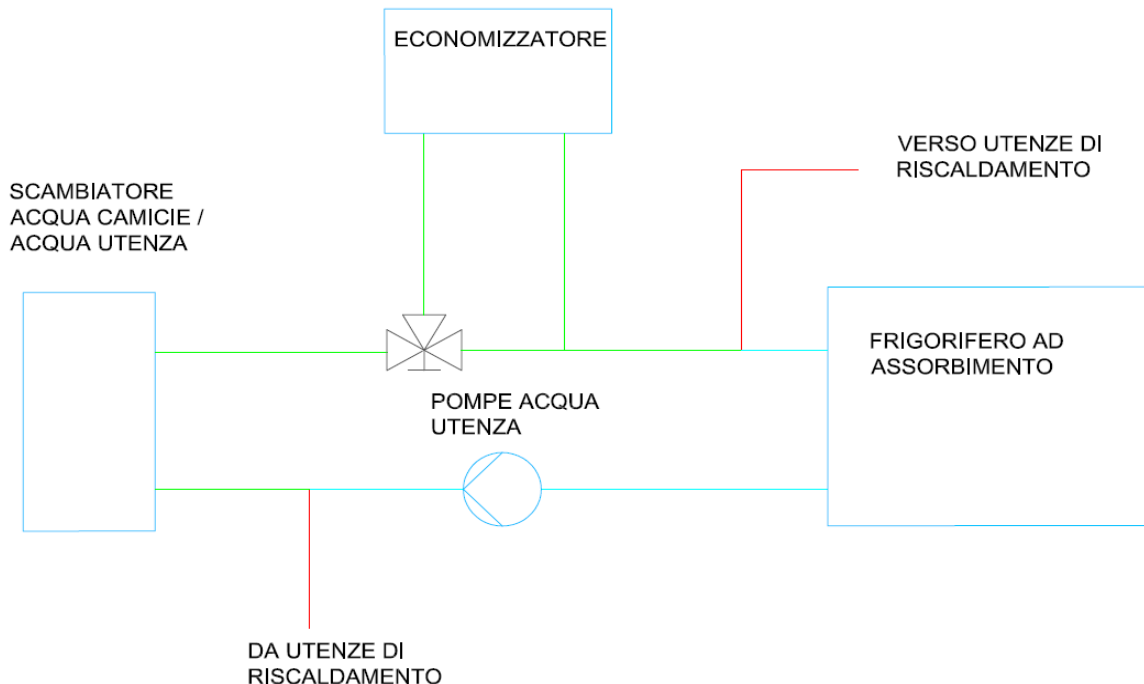


Figura 4.3. Schema funzionale della sezione di circuito dell'acqua di utenza situata nella zona di trigenerazione.

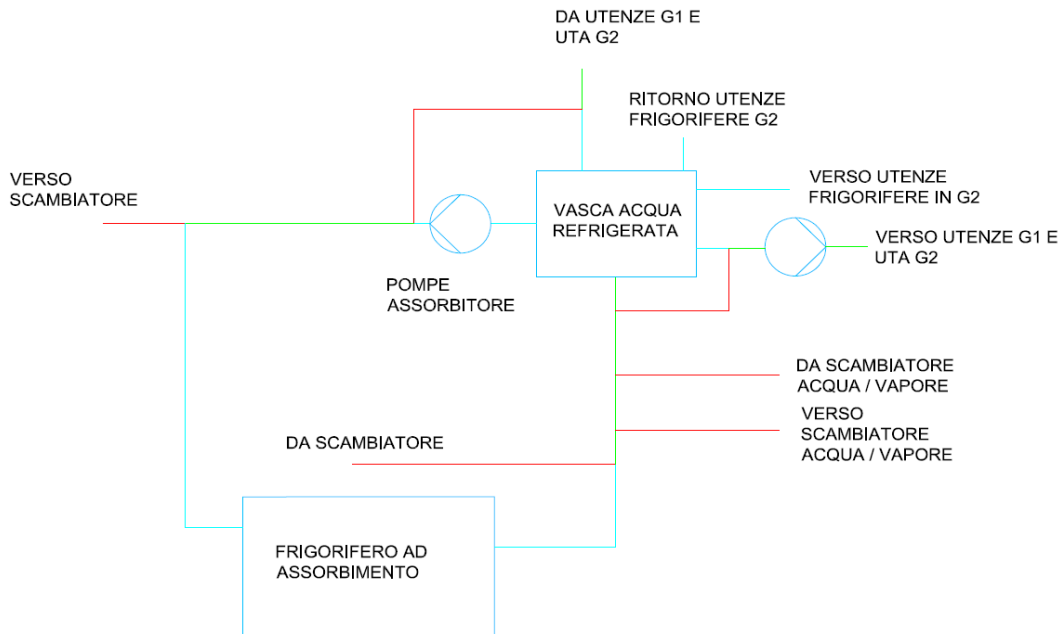


Figura 4.4. Schema funzionale del circuito dell'acqua di utenza riguardante la sezione posizionata sul terrazzo di G2.

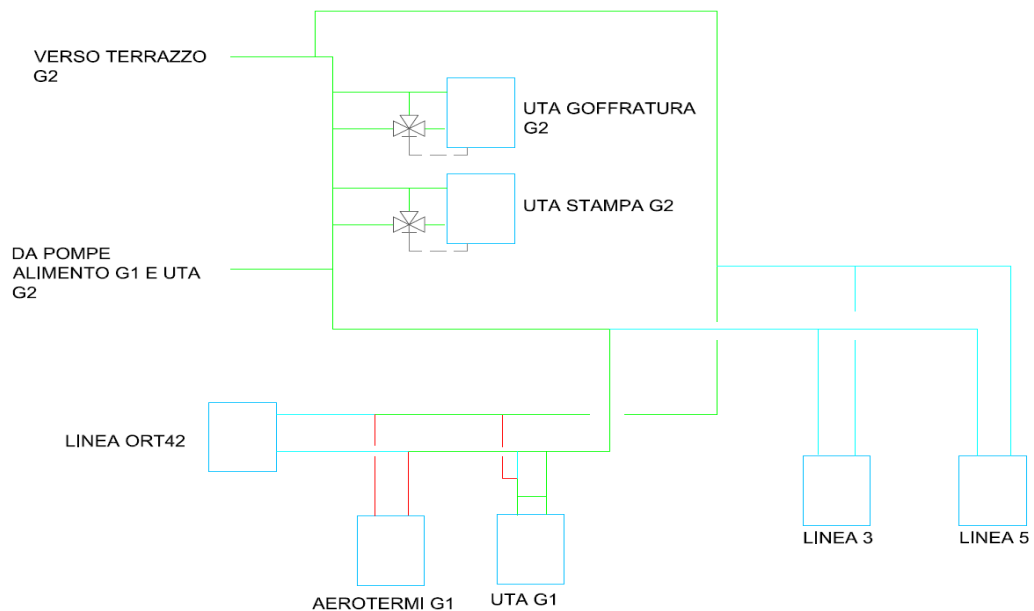


Figura 4.5. Schema funzionale del circuito dell'acqua di utenza presso le utenze degli edifici G1 e G2.

4.3.1 Configurazione Estiva

L'acqua di utenza viene movimentata dalle pompe gemellari posizionate nei pressi dello scambiatore presente nella zona di trigenerazione. Queste macchine erano originariamente due pompe identiche della KSB modello Etabloc da 4 kW (come quelle del circuito aftercooler) ma, recentemente, una di queste è stata sostituita con una macchina più performante perché la prevalenza offerta in precedenza non garantiva prestazioni soddisfacenti. La nuova pompa è una KSB Etabloc da 15 kW (Portata: 72 m³/h; Prevalenza: 48 m). Questa sostituzione ha migliorato le prestazioni generali ma resta il problema che, in caso di guasto della pompa più grande, quella di back-up risulta essere tutt'ora sottodimensionata rispetto alle necessità.

Uscito dal gruppo pompe, il fluido viene diretto allo scambiatore Alfa Laval dove aumenta la propria temperatura dagli 85 ai 94 °C. All'uscita dallo scambiatore a piastre l'acqua si dirige verso l'economizzatore che permette, a seconda della necessità, un ulteriore aumento della temperatura. Dopo l'eventuale passaggio nell'economizzatore, l'acqua si dirige verso il generatore del frigorifero ad assorbimento. Prima di accedervi incontra una valvola di regolazione di portata a tre vie che, tramite il sistema di controllo multifunzionale del frigorifero, valuta la temperatura del fluido in arrivo e ne regola la quantità in ingresso al generatore. L'acqua attraversa il generatore e cede calore, passando mediamente da una temperatura di 90 °C a 80 °C.

All'interno del frigorifero, l'acqua di utenza si raffredda passando dai 12 °C fino ai 7 °C. L'acqua refrigerata si dirige dunque verso la vasca di accumulo situata sul terrazzo dell'edificio G2.

Da questa vasca si staccano tubazioni per quattro gruppi di pompe gemellari. Una di queste coppie è quella che aspira dalla sezione calda della vasca e manda il fluido al Chiller G2 posizionato anch'esso sul terrazzo di G2. Un'altra coppia di pompe è quella dedicata alla mandata alle Utenze frigorifere presenti in G2. Una terza coppia di pompe è quella invece di alimento alle utenze presenti in G1 e alle UTA di G2. Infine, l'ultima coppia è quella che si occupa dell'alimentazione del frigorifero ad assorbimento.

Tabella 4.1. Caratteristiche delle pompe presenti sul terrazzo di G2.

Utenza Servita	Marca e Modello	Potenza Assorbita	Portata	Prevalenza
G1 e UTA G2	KSB ETANORM G065-160	15 kW	120 m ³ /h	31 m
Utenze G2	CALPEDA NM80	12 kW	75 m ³ /h	34 m
Chiller G2	CALPEDA NM4	10 kW	48 m ³ /h	19,5 m
Assorbitore	KSB ETANORM G065-125	11 kW	122 m ³ /h	20 m

Normalmente, il Chiller di G2 ha funzione di back-up ed integrazione. Le pompe delle Utenze di G2 pescano acqua dalla sezione fredda e la inviano alle utenze. Le pompe di alimento di G1 e delle UTA G2 prelevano acqua dalla sezione fredda e la mandano verso le utenze. Il percorso compiuto dal fluido è visibile, in maniera semplificata, nella *Figura 4.5*.

Le utenze della Linea ORT42, Linea 3 e Linea 5 sono dotate tutte di Chiller dedicati che sono spenti durante il periodo estivo nelle normali condizioni di funzionamento. Questi chiller entrano in funzione in caso di blocco del cogeneratore o quando la produzione proveniente dall'assorbitore non è sufficiente a soddisfare i carichi di raffreddamento richiesti dalle utenze.

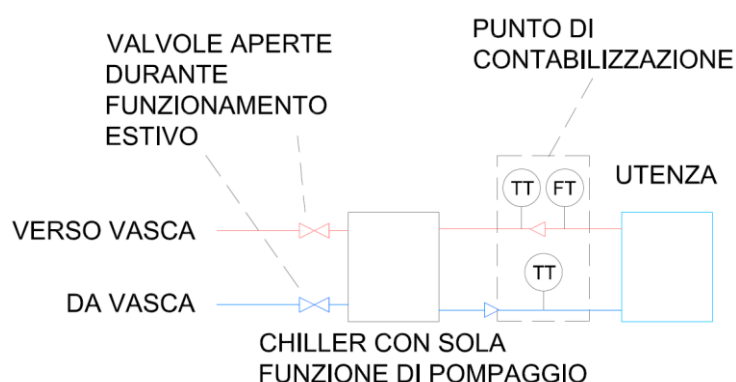


Figura 4.6. Schema di funzionamento delle utenze fredde e dei chiller localizzati durante il periodo estivo.

Utilizzata dalle diverse utenze, l'intera portata ritorna verso la vasca di accumulo dove rientra nella sezione calda ad una temperatura di 12 °C. La coppia di pompe di alimento del frigorifero ad assorbimento aspira da questa sezione e rimanda il flusso al gruppo dell'assorbitore.

4.3.2 Configurazione Invernale

L'acqua di utenza attraversa lo scambiatore passando dai 90 °C ai 97 °C ed entra nell'economizzatore dove la temperatura viene ulteriormente incrementata. Il flusso è poi diretto verso la zona del terrazzo di G2 dove viene inviato allo scambiatore di calore acqua-vapore posizionato nella centrale termica di G2. Questo scambiatore sfrutta il vapore prodotto dall'evaporatore ad olio presente nell'edificio Gorla 2 per incrementare la temperatura dell'acqua di riscaldamento.

L'acqua di utenza, ulteriormente riscaldata nello scambiatore, by-passa la vasca ed è poi inviata alla rete di distribuzione utenza sia in G2 che in G1. Il percorso dell'acqua calda è presentato in maniera semplificata in *Figura 4.5*.

Riassumendo, durante il funzionamento invernale le pompe di alimento dell'acqua utenza e dell'assorbitore restano disattivate così come l'intero gruppo del frigorifero

ad assorbimento e l'intera movimentazione viene compiuta dalle pompe di alimento di G1 e UTA-G2 presenti sul terrazzo di G2 (le stesse che durante l'estate alimentano il circuito freddo).

Per quanto riguarda le utenze da refrigerare, la circuitazione risulta essere abbastanza semplice. Le utenze presenti in G2 sfruttano il Chiller di G2 posizionato sul terrazzo della vasca di accumulo per la produzione della quota fredda richiesta. Il chiller aspira acqua dalla vasca, la raffredda fino a 7 °C e poi la invia nuovamente alla sezione fredda della vasca di refrigerazione. Da qui, sfruttando le stesse pompe che funzionano per G2 anche in estate, l'acqua refrigerata viene mandata presso le utenze.

Per quanto concerne le altre utenze fredde, invece, il funzionamento è molto semplice: la refrigerazione della Linea ORT42, Linea 5 e Linea 3 è ottenuta con l'utilizzo di tre gruppi frigoriferi localizzati e indipendenti. L'acqua viene alimentata attraverso un circuito di carico anch'esso indipendente da utenza ad utenza.

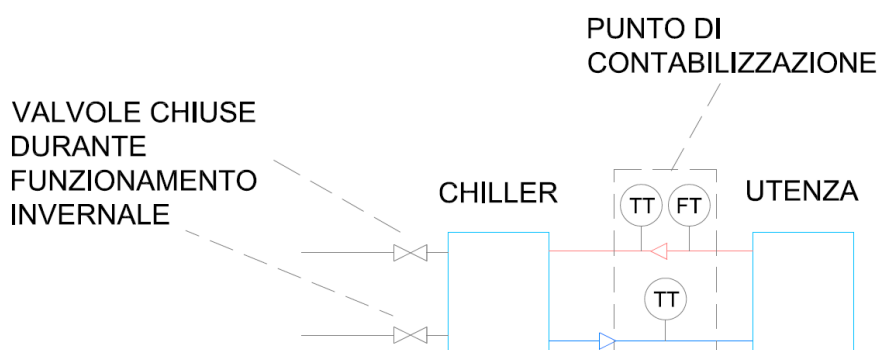


Figura 4.7. Schema di funzionamento delle utenze fredde e dei chiller localizzati durante il periodo invernale.

4.4 Circuito Olio Diatermico

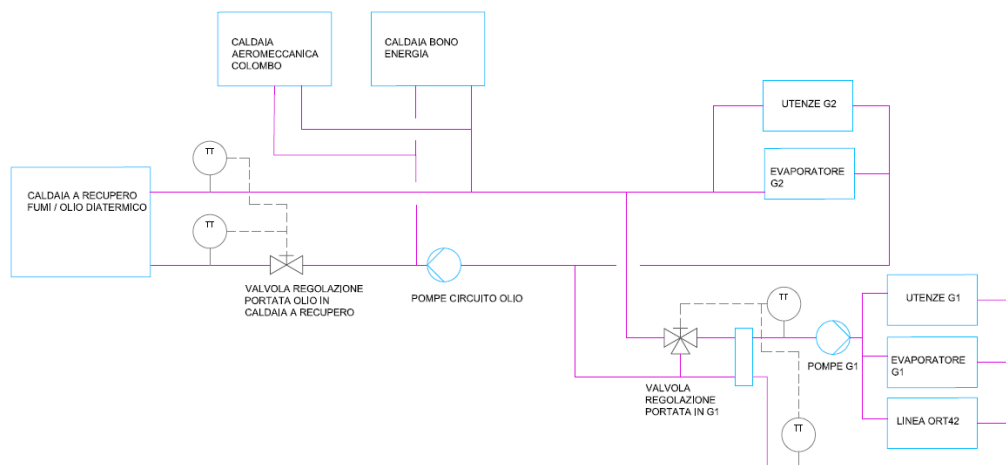


Figura 4.8. Schema funzionale del circuito olio diatermico.

Per soddisfare le elevate richieste termiche dell'impianto di Alfatherm viene utilizzata una rete ad olio diatermico. L'olio caldo è ottenuto tramite la caldaia a recupero descritta nel *Capitolo 3.2.2* (Temperatura in ingresso di 210 °C e uscita di 260 °C) e attraverso l'utilizzo di caldaie tradizionali (Bono Energia da 4,65 MW Aeromeccanica Colombo da 4 MW). La caldaia primaria è quella della Bono Energia mentre quella della Aeromeccanica Colombo ha funzione di back-up.

La portata d'olio complessivamente prodotta si divide: parte resta nell'edificio G2 e parte esce dall'edificio e prosegue verso G1.

Nell'edificio G2, l'olio viene sfruttato per soddisfare due utenze differenti: parte di esso è utilizzato dalle utenze ad olio di G2 (Utilizzi tecnologici e funzione di back-up per le UTA di stampa e goffratura); la restante parte viene incanalata nell'evaporatore Olio – Acqua descritto nel *Capitolo 3.2.4*. Il vapore alimenta alcune utenze tecnologiche a vapore ed uno scambiatore Vapore – Acqua, destinato all'integrazione del circuito di riscaldamento.

Le utenze da soddisfare nell'edificio G1 sono tre: la Linea ORT42, le Utenze in G1 (Utenze Tecnologiche, riscaldamento tramite aerotermini ad olio e funzione di back-up per l'UTA di G1) e un secondo evaporatore.

La portata di ritorno dalle utenze entra nelle tre pompe di alimento del circuito ad olio. Queste tre pompe sono delle KSB Etanorm SYA da 45 kW l'una (Portata 135 m³/h; Prevalenza 66 m).

All'uscita dal collettore delle pompe, il fluido viene in parte rimandato alla caldaia a recupero olio-fumi e in parte alle caldaie ausiliarie. La regolazione avviene attraverso l'analisi dei dati di temperatura della linea di mandata dell'olio e delle caratteristiche termiche dei fumi.

4.5 Circuito fumi di scarico del motore

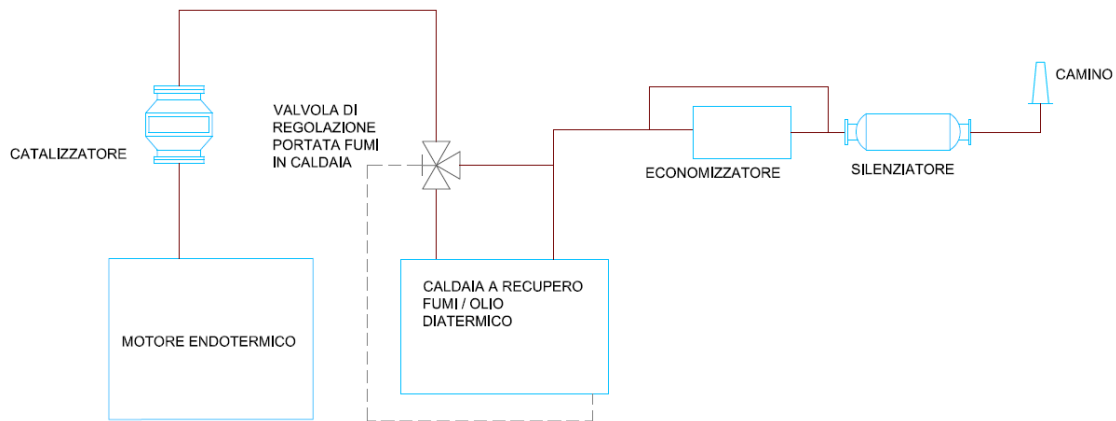


Figura 4.9. Schema funzionale del circuito di scarico fumi.

Il circuito dei fumi serve per garantire lo smaltimento dei gas combusti prodotti dal motore e per sfruttare il loro calore a scopo cogenerativo.

Il primo componente incontrato dai fumi è il catalizzatore che ha il compito di ridurre il quantitativo di agenti inquinanti presenti all'uscita.

Abbattuta la quota di emissioni prevista dalle normative, i fumi vengono indirizzati verso la caldaia a recupero ad olio diatermico. Prima di accedervi è presente una valvola di regolazione che, sulla base della temperatura di uscita dell'olio, valuta la quantità di fumi da far passare nello scambiatore. I fumi, passando nella caldaia, vengono raffreddati da 515 °C fino a 365 °C, e proseguono verso l'economizzatore.

L'accesso all'economizzatore è regolato da un diverter di by-pass che permette, nei periodi in cui non è richiesto incremento di temperatura dell'acqua utenza, di evitare ai fumi il passaggio nello scambiatore. Tale by-pass funziona unicamente in modalità on-off: questa modalità di funzionamento presenta svantaggi evidenti nella gestione dell'impianto che verranno analizzati nel *Capitolo 6*.

Usciti dall'economizzatore i fumi incontrano un silenziatore della Stopson che ha il compito di ridurre la rumorosità del flusso prima della definitiva espulsione dello stesso al camino.

4.6 Circuito carico gas naturale al motore – Rampa Gas

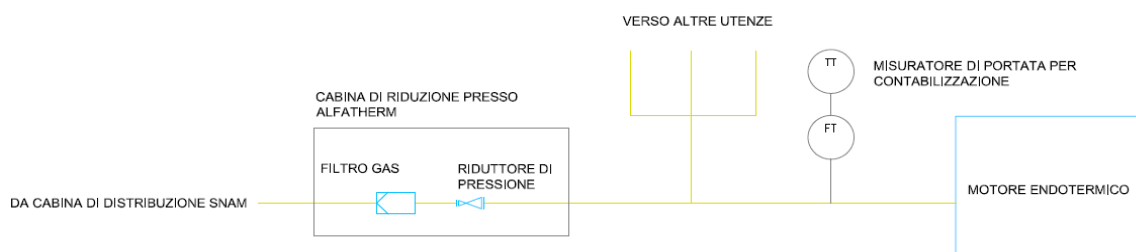


Figura 4.10. Schema funzionale del circuito di carico del gas naturale.

Il gas viene fornito all’impianto da SNAM Rete Gas presso una centralina presente sul confine della proprietà di Alfatherm. Qui subisce una prima riduzione di pressione da 22 fino a 4,5 bar per poi venir convogliato ad una nuova cabina di riduzione situata in prossimità del gruppo di trigenerazione.

In questa cabina il flusso passa in speciali filtri che eliminano le impurità residue. Il flusso passa dunque in un riduttore di pressione che lo porta fino alla pressione di funzionamento della rete di trasmissione dello stabilimento, pari a 350 mbar. Uscito dal riduttore, il gas viene poi inviato presso le quattro diverse utenze dello stabilimento: il motore dell’impianto trigenerativo, le lampade del reparto goffratura (ormai dismesse), le caldaie della centrale termica ad olio e la sala mensa. In questo punto del circuito sono presenti i misuratori di portata volumetrica che permettono di contabilizzare i consumi di gas naturale dividendoli tra le diverse utenze. Nell’ambito di progetto, l’utenza rilevante è quella del motore ed è il circuito di quest’utenza che verrà trattato nel proseguo.

Il circuito del gas dalla cabina di riduzione al motore è per lunga parte interrato per questioni di sicurezza. All’uscita dal terreno, sulla tubazione è presente una valvola di controllo di portata che si attiva in caso di blocco del sistema. La tubazione risale lungo il container e si sviluppa sul tetto di esso, appoggiandosi sulla struttura metallica. Sulla copertura è presente uno sfiato gas e un’ulteriore valvola di riduzione di pressione che porta il flusso fino ai 300 mbar, pressione ottimale di ingresso al gruppo motore. Prima dell’ingresso a motore vero e proprio è posizionato uno sfiato di sicurezza che interviene in caso di blocco.

4.7 Circuito Torre Evaporativa

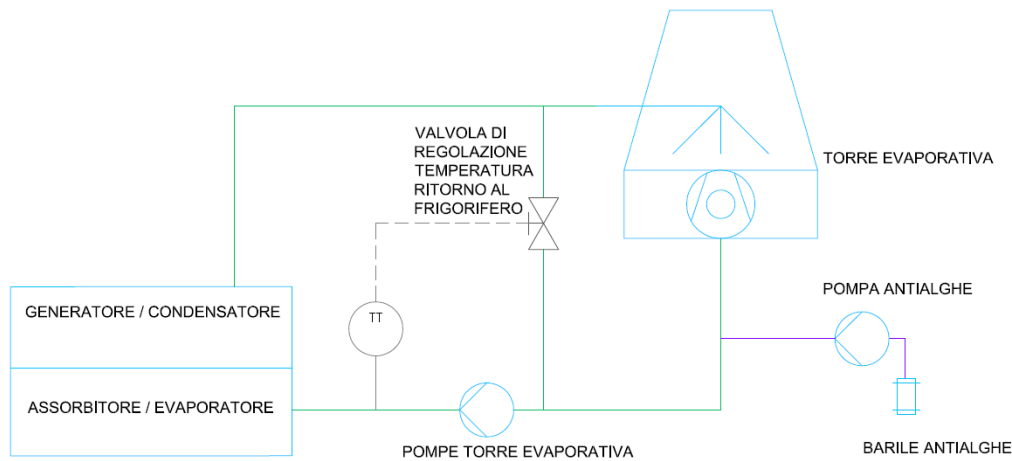


Figura 4.11. Schema funzionale del circuito dell'acqua di torre (in verde) e del circuito di carico del biocida (in viola).

Il circuito dell'acqua di torre ha lo scopo di fornire il raffreddamento necessario al gruppo frigorifero ad assorbimento, è posizionato nella zona dell'impianto di trigenerazione e sfrutta come fluido di processo acqua.

L'acqua calda esce dal condensatore del gruppo assorbitore con una temperatura di 35 °C. Prima di entrare nella torre evaporativa incontra una biforcazione, regolata da una valvola termostatica. Questa valvola è controllata dal termoelemento presente sulla linea di ritorno verso il gruppo frigorifero: se la temperatura di re immissione nell'assorbitore risulta essere inferiore ai 25 °C, parte del flusso in uscita dal generatore viene deviato e mandato al collettore delle pompe di alimento del circuito, generando l'incremento di temperatura desiderato.

L'acqua calda entra quindi nella torre evaporativa ad aria forzata (descritta al Capitolo 3.5) dove viene raffreddata fino ai 29 °C.

All'uscita dalla torre, il fluido entra nel comparto pompe formato da tre KSB Etanorm G100-250 da 15 kW l'una (Portata 150 m³/h; Prevalenza 22 m) per essere reindirizzata al frigorifero.

4.8 Altri circuiti ausiliari

Il circuito di distribuzione dell'antialghe ha la funzione di introdurre nei circuiti principali dei particolari additivi che impediscono la formazione di flora acquifera nelle tubazioni, causandone il degrado sia in termini di tenuta che di prestazioni. In questo impianto, l'antialghe è utilizzato nel circuito dell'acqua di torre. Il circuito

ausiliare si innesta nel principale appena prima del collettore di ingresso alle pompe. Questo piccolo circuito consiste in un serbatoio da circa 10 litri contenente l'additivo, da una tubazione in PVC di 20 mm di diametro e da una piccola pompa che permette la dosatura. Il serbatoio viene ricaricato manualmente quando il liquido si esaurisce.

Come secondo circuito ausiliario viene presentato il circuito di carico dell'acqua all'evaporatore presente nella centrale termica di G2. Il fluido del circuito è acqua prelevata da un bacino di raccolta dell'impianto posizionato a ovest del parcheggio dedicato agli operai dello stabilimento. Attraverso delle tubazioni interrate, l'acqua raggiunge l'interno della centrale termica di G2 dove attraversa la serie di macchinari dell'impianto di demineralizzazione. Una volta privata di tutti i sali in essa disciolti, l'acqua viene inviata al serbatoio di accumulo presente sul terrazzo di G2 dal quale poi viene inviata alle varie reti.

Quella di maggior interesse è proprio quella di carico dell'evaporatore. Attraverso una piccola pompa posizionata in prossimità dell'evaporatore stesso, essa viene movimentata e va ad alimentare lo scambiatore. La temperatura e la pressione rilevate in normale funzionamento sono di 40 °C e 2 bar. L'acqua attraversa lo scambiatore ed evapora, venendo poi raccolta nel collettore vapore presente in centrale termica. Il circuito dell'evaporatore si completa con la tubazione di raccolta del condensato che rimanda la quota liquida al serbatoio di raccolta presente sul terrazzo.

5

IMPIANTO ALFATHERM – ANALISI ENERGETICA E PRESTAZIONALE DELL’IMPIANTO

In questo capitolo si intende analizzare i dati di produzione e consumo di energia elettrica, termica e frigorifera dell’impianto Alfatherm. Questa analisi è stata compiuta a partire dai dati forniti dai gestori riguardanti le annate 2012 e 2013. A questo proposito è necessaria una puntualizzazione: l’impianto ha subito, durante il 2012, un cambio di proprietà per quello che riguarda la gestione e per questo motivo i dati in possesso risultano essere in alcuni casi frammentari o incompleti.

Inoltre, a complicare ulteriormente la situazione, il sistema di contabilizzazione installato sul campo è datato e non completamente affidabile. Questo ha comportato parecchie difficoltà nella valutazione di alcuni parametri dell’analisi energetica.

Prima di passare all’analisi dei dati si vuol spiegare rapidamente il funzionamento del sistema di contabilizzazione. La produzione ed il consumo di energia elettrica sono valutati attraverso dei contatori posizionati sui diversi macchinari.

Il consumo di gas naturale è valutato attraverso una serie di misuratori di portata volumetrica posizionati, come si è visto nel *Capitolo 4.6*, all’interno della cabina di riduzione posizionata in prossimità della zona di trigenerazione. Solamente di recente, nell’autunno 2013, il sistema di misurazione del gas naturale è stato migliorato aggiungendo anche un rilevatore di temperatura associato al misuratore di portata. In questo modo, la valutazione dell’effettiva portata di gas risulta essere più corretta.

Per quello che riguarda la produzione ed il consumo di energia termica e frigorifera, invece, la misurazione avviene in maniera differente. Il sistema di contabilizzazione sfrutta due trasmettitori di temperatura ed un trasmettitore di portata e, sulla base dei dati raccolti, calcola l'energia associata attraverso la formula:

$$E = m * Cp_{med} * \Delta T \quad 5.1$$

5.1 Analisi dei dati raccolti

L'analisi dei dati inizia con lo studio dei consumi di gas naturale. Si sceglie di cominciare da questi dati perché il gas rappresenta l'input dell'intero sistema e dal suo andamento è possibile ottenere informazioni importanti sui periodi di funzionamento e di fermo dell'impianto e dello stabilimento.

Il gas naturale viene utilizzato per l'alimentazione del motore cogenerativo, delle caldaie ausiliarie del circuito ad olio diatermico e per degli utilizzi speciali da parte di Alfatherm (caldaia degli uffici e riscaldamento della mensa).

Tabella 5.1. Andamento mensile del consumo di gas naturale (in Sm³).

	Motore	Caldaie	Totale	Altre Utenze	Gas Totale
Gennaio	302.414	139.162	441.576	7.880	449.456
Febbraio	329.526	197.134	526.660	30.065	556.725
Marzo	294.105	151.502	445.607	29.637	475.244
Aprile	196.132	128.335	324.467	25.180	349.647
Maggio	291.458	108.542	400.000	30.759	430.759
Giugno	312.763	86.546	399.309	34.889	434.198
Luglio	331.125	73.130	404.255	29.942	434.197
Agosto	35.628	49.120	84.748	9.723	94.471
Settembre	276.682	117.605	394.287	39.911	434.198
Ottobre	242.974	101.051	344.025	24.255	368.280
Novembre	271.391	139.801	411.192	22.233	433.425
Dicembre	200.929	168.505	369.434	22.695	392.129

Da una prima analisi dei consumi di gas è possibile notare immediatamente alcuni aspetti interessanti circa i periodi di funzionamento e fermo:

- L'impianto, nel mese di Agosto, consuma una piccolissima quantità di gas per via della chiusura estiva. Rapportando questi consumi con quelli di Luglio si nota che sono circa il 21% e che quindi, in questo mese, l'impianto resta in funzione per una sola settimana.
- Situazione simile ma in misura minore si nota nel periodo di Dicembre dove i consumi, rapportati al mese di Novembre, calano di circa il 15%. Questo

lascia supporre che l'impianto resti chiuso per circa 7 giorni, in occasione delle feste natalizie.

- Infine, l'ultima anomalia si registra ad Aprile dove i consumi si riducono, rispetto al mese successivo e precedente, del 23%. Nell'anno 2012, Pasqua è caduta in Aprile e dunque è ragionevole pensare alla chiusura di una settimana dell'impianto per questa festività.

Ovviamente, tra questi dati, quelli più interessanti a livello di analisi energetica sono quelli delle prime due colonne. I consumi della colonna "Altre UtENZE", infatti, rappresentano delle spese per l'impianto esterne all'analisi energetica. La seguente tabella raccoglie i dati complessivi riguardanti i consumi di gas nell'intero anno 2012.

Tabella 5.2. Gas Naturale consumato ed energia ad esso associata.

<i>Consumo Gas Naturale Cogeneratore</i>	3.095.341 Sm ³
<i>Consumo Gas Naturale Caldaie</i>	1.450.219 Sm ³
<i>Consumo Gas Naturale Totale</i>	4.545.560 Sm ³
<i>PCI Gas Naturale</i>	9,56 kWh/Sm ³
<i>Energia da Combustibile Cogeneratore</i>	29.591 MWh
<i>Energia da Combustibile Caldaie</i>	13.864 MWh
<i>Energia da Combustibile Totale</i>	43.456 MWh

Da questi risultati è possibile notare che il consumo di gas per il motore è circa due terzi del consumo globale (68,1% precisamente).

Si passa ora all'analisi dei dati relativi all'energia elettrica. L'energia elettrica viene prodotta attraverso il motore cogenerativo: in parte viene assorbita dagli ausiliari, una parte è utilizzata per autoconsumo mentre una piccola frazione viene ceduta in rete. Infine, lo stabilimento Alfatherm si trova a dover acquistare l'energia elettrica dalla rete per soddisfare i propri bisogni. Dai dati mensili forniti dai gestori dell'impianto è possibile estrapolare i totali annui per i vari termini elencati che vengono raccolti nel seguente prospetto:

Tabella 5.3. Produzione e consumo annui di energia elettrica.

<i>Energia Elettrica Prodotta</i>	11.596 MWh
<i>Consumo Ausiliari</i>	382 MWh
<i>Energia Elettrica Ceduta alla Rete</i>	280 MWh
<i>Energia Elettrica Acquistata dalla Rete</i>	5.784 MWh
<i>Fabbisogno Alfatherm</i>	16.718 MWh
<i>Quota di Consumo Ausiliari su Produzione</i>	3,29%
<i>Quota di Autoconsumo *</i>	97,6%
<i>Quota di Fabbisogno soddisfatta da Cogenerazione</i>	67,1%

* Intesa come parte della produzione che non viene venduta ma destinata ai consumi propri (incluso consumo degli ausiliari).

Si analizzeranno ora i dati contabilizzati sull'energia frigorifera prodotta dall'assorbitore e sull'energia termica prodotta come olio diatermico e come acqua calda (utilizzata in inverno per il riscaldamento e in estate per l'alimentazione dell'assorbitore).

Per quanto riguarda l'energia frigorifera prodotta tramite assorbitore si hanno i seguenti dati:

Tabella 5.4. Produzione mensile di Energia Frigorifera tramite frigorifero ad assorbimento.

Energia Frigorifera Assorbitore	
<i>Aprile</i>	7.601 kWh
<i>Maggio</i>	118.379 kWh
<i>Giugno</i>	232.445 kWh
<i>Luglio</i>	367.749 kWh
<i>Agosto</i>	33.589 kWh
<i>Settembre</i>	237.769 kWh
<i>Ottobre</i>	147.308 kWh

La contabilizzazione della produzione avviene attraverso la rilevazione delle temperature di mandata e ritorno al gruppo frigorifero e la misurazione della portata sul circuito di ritorno.

Su base annua si hanno quindi i seguenti valori totali di energia frigorifera e termica prodotte:

Tabella 5.5. Produzione annua di energia termica e frigorifera tramite cogenerazione e caldaie.

<i>Energia Termica prodotta come Olio Diatermico</i>	17.023 MWh
<i>Energia Termica prodotta come Acqua Calda</i>	4.161 MWh
<i>Energia Termica Totale Prodotta</i>	21.185 MWh
<i>Energia Frigorifera prodotta tramite Assorbitore</i>	1.145 MWh

Come ultimo elemento di analisi, ci si vuole concentrare sui dati riguardanti l'energia frigorifera ceduta alle diverse utenze e l'energia elettrica assorbita dai chiller localizzati presso le utenze stesse. La contabilizzazione è effettuata attraverso la misurazione della portata e della temperatura di ingresso e la temperatura d'uscita dal gruppo chiller (schema semplificato in *Figura 4.6*).

Tabella 5.6. Totali annui di energia elettrica assorbita e frigorifera prodotta dai chiller.

	Energia Elettrica	Energia Frigorifera
<i>Chiller G2</i>	177,3 MWh	394,0 MWh
<i>Chiller L3-G1</i>	185,0 MWh	407,4 MWh
<i>Chiller L5-G1</i>	187,4 MWh	376,3 MWh
<i>Chiller ORT42</i>	197,7 MWh	439,8 MWh
<i>Totale Chiller</i>	747,3 MWh	1617,5 MWh

I dati forniti dal gestore presentano dei problemi per quello che riguarda la successiva analisi. Esente da questa problematica è il Chiller G2 perché rilascia in vasca tutta la sua produzione e dunque i dati contabilizzati si riferiscono effettivamente alla sua quota di produzione e consumi.

I dati critici sono invece quelli riferiti agli altri gruppi di chiller e in particolare quelli riguardanti il periodo estivo. In inverno, infatti, i diversi comparti frigoriferi agiscono autonomamente dal resto del sistema e dunque l'energia elettrica assorbita e l'energia frigorifera prodotta si riferiscono all'effettivo funzionamento della macchina a compressione. Al contrario, in estate, i chiller ausiliari sono normalmente spenti ed entrano in funzione solo come back-up. Attraverso un sistema di valvole, quando l'assorbitore è in funzione ed è in grado di fornire tutta l'energia frigorifera alle utenze, il misuratore di portata viene bypassato e il consumo di energia frigorifera non viene misurato. Quando il chiller entra in funzione invece la misurazione viene effettuata come in inverno. Tuttavia la valvola è ad attuazione

manuale e questo comporta un'incertezza sull'effettiva misurazione compiuta. I consumi di energia elettrica invece rappresentano la somma tra l'energia elettrica effettivamente utilizzata dai chiller in funzionamento di backup e l'energia elettrica per il pompaggio.

Nel *Capitolo 6* si analizzeranno questi dati nel dettaglio, per mostrare le maggiori problematiche legate al sistema di raffreddamento.

5.2 Studio delle prestazioni dell'impianto cogenerativo

Dopo aver presentato i dati forniti dai gestori dell'impianto, si intende analizzare dal punto di vista energetico il comportamento dell'impianto Alfatherm di Gorla Minore. Nel proseguo di questa sezione si utilizzeranno molti degli indicatori presentati nell'Appendice A sfruttando i dati raccolti nella sezione precedente.

Il primo dato che si vuole analizzare è quello riferito alle ore equivalenti di funzionamento (h_{eq}). Per ore equivalenti si intende il numero di ore che l'impianto avrebbe dovuto funzionare a pieno carico per produrre l'energia prodotta in un determinato arco temporale (solitamente un anno). Le ore equivalenti sono definite come:

$$h_{eq} = \frac{E_{el,prodotta}}{Potenza\ nominale} \quad 5.2$$

Tabella 5.7. Ore equivalenti di funzionamento dell'impianto.

<i>Energia Elettrica Prodotta</i>	11.596 MWh
<i>Potenza Nominale</i>	2,055 MW
<i>Ore Equivalenti</i>	5643 h/anno

Il valore ottenuto risulta essere piuttosto elevato, soprattutto se messo in relazione alle effettive ore di funzionamento dell'impianto che possono essere stimate pari a 7000 circa.

Si analizza ora il rendimento elettrico di impianto. Per quello che riguarda l'energia entrante nel motore come combustibile si fa riferimento al valore calcolato in *Tabella 5.2* mentre per quello che riguarda il numeratore dell'*Equazione A.1* si utilizza il valore di energia elettrica prodotta diminuito del termine assorbito dagli ausiliari (entrambi i termini possono essere ricavati dalla *Tabella 5.3*).

Tabella 5.8. Rendimento Elettrico Netto dell'impianto.

<i>Energia termica entrante come combustibile</i>	29.591 MWh
<i>Energia Elettrica Prodotta</i>	11.596 MWh
<i>Energia Elettrica assorbita dagli Ausiliari</i>	382 MWh
<i>Rendimento Elettrico Netto (η_{et})</i>	37,90%

Questo valore del rendimento elettrico si assesta in una fascia intermedia per quello che riguarda gli impianti di cogenerazione che sfruttano i motori a combustione interna a gas. Questo valore è molto simile a quello che viene presentato dal costruttore nella scheda tecnica quando, realisticamente, dovrebbe essere di qualche punto percentuale inferiore. Sebbene la revisione completa del motore, effettuata durante il periodo della chiusura estiva, e la manutenzione ordinaria compiuta ogni tre mesi circa, permettano di mantenere il rendimento del motore prossimo ai valori di targa, un valore così elevato desta comunque alcuni sospetti. E' possibile quindi che il sistema di contabilizzazione del gas naturale presenti alcune imprecisioni nella raccolta dati e quindi sottostimi la quantità di combustibile entrante nel sistema. Per risolvere la situazione e fugare ogni dubbio circa questa possibilità, Heat&Power si è adoperata nell'autunno 2013 per installare un nuovo misuratore di portata dotato di rilevatore di temperatura sulle linee gas dello stabilimento in modo da rendere la misurazione più accurata.

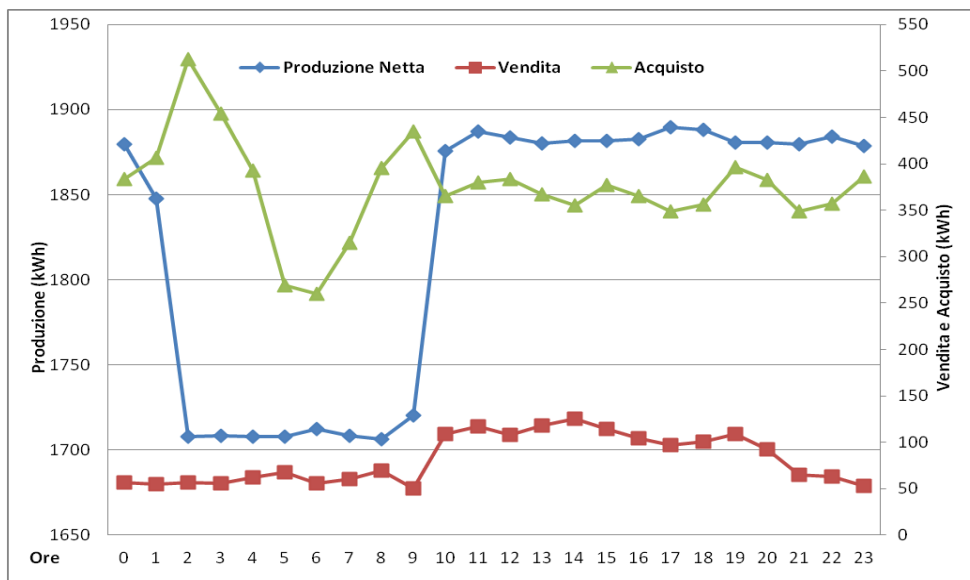


Figura 5.1. Andamento orario di produzione, acquisto e vendita di energia elettrica di un giorno tipo.

Analizzando la *Figura 5.1*, si nota che la quota di vendita è distribuita in maniera uniforme per tutto l'arco della giornata. Andamenti di questo tipo sono tipici di impianti la cui gestione non è mirata all'ottimizzazione dell'aspetto della vendita ma piuttosto al soddisfacimento dei bisogni di autoconsumo.

Prima di analizzare il rendimento termico dell'impianto, risulta utile ricavare il rendimento medio delle caldaie ausiliarie. Come già detto, l'olio diatermico viene ottenuto in maniera combinata attraverso la caldaia a recupero sui fumi del cogeneratore e delle caldaie tradizionali installate nella centrale termica di G2. Dai dati forniti dal gestore dell'impianto, oltre ai valori complessivi sull'energia termica (*Tabella 5.5*), è stato possibile ricavare anche quelli di sola origine cogenerativa. Per differenza, è stato ricavato un valore di energia termica sotto forma di olio prodotta tramite le caldaie. Dividendo questo valore per il valore di energia termica entrante come combustibile (*Tabella 5.2*) è possibile ricavare il rendimento medio annuale delle caldaie integrative.

Tabella 5.9. Rendimento Termico annuale medio delle caldaie.

<i>Energia Termica da Olio – Totale</i>	17.023 MWh
<i>Energia Termica da Olio – Cogeneratore</i>	5.341 MWh
<i>Energia Termica da Olio – Caldaie</i>	11.512 MWh
<i>Energia Termica entrante come combustibile in caldaia</i>	11.682 MWh
<i>Rendimento termico delle caldaie (η_{cald})</i>	84,26%

Tale valore di rendimento si assesta nella fascia intermedia delle caldaie a gas naturale. Il valore inferiore all'85% è dovuto principalmente al fatto che il fluido termovettore entra in caldaia con una temperatura elevata (superiore ai 200 °C) e questo abbassa necessariamente il rendimento.

Una volta definito il rendimento delle caldaie, è possibile analizzare il rendimento termico del cogeneratore e, successivamente, dell'intero impianto. Il denominatore dell'*Equazione A.2* è identico a quello utilizzato nel calcolo del rendimento elettrico in precedenza, mentre cambia il numeratore. Per questo impianto, il calore utile prodotto dal cogeneratore è dato dalla somma di due termini: il calore prodotto sotto forma di acqua calda e quello prodotto utilizzando come fluido termovettore l'olio diatermico. Sfruttando i dati raccolti nella *Tabella 5.5* per quanto riguarda l'acqua e nella *Tabella 5.9* per la voce di energia termica prodotta come olio, è possibile ricavare il rendimento termico di cogenerazione.

Tabella 5.10. Rendimento Termico di Cogenerazione.

<i>Energia Termica da Combustibile al Cogeneratore</i>	29.591 MWh
<i>Energia termica da Acqua Calda</i>	4.161 MWh
<i>Energia termica da Olio – Cogeneratore</i>	5.341 MWh
<i>Rendimento Termico Cogeneratore ($\eta_{th,cog}$)</i>	32,11%

Prima di analizzare i rendimenti globali dell'impianto, si calcola, tramite l'Equazione A.4, il valore del rendimento elettrico equivalente pari al 58,92%.

Ottenuti i valori di rendimento elettrico e termico del cogeneratore è possibile ricavare, utilizzando l'Equazione A.3, il rendimento di I Principio del solo cogeneratore e dell'intero impianto di produzione. Per questa analisi si è considerato come effetto utile dell'impianto cogenerativo la produzione di calore senza distinguere se esso venga utilizzato direttamente per le utenze termiche o per alimentare il frigorifero ad assorbimento, come indicato dalla normativa.

Tabella 5.11. Rendimento di I Principio del Cogeneratore e dell'impianto.

<i>Rendimento Elettrico Netto (η_{el})</i>	37,90%
<i>Rendimento Termico Cogeneratore ($\eta_{th,cog}$)</i>	32,11%
<i>Rendimento I Principio Cogeneratore ($\eta_{I,cog}$)</i>	70,01%
<i>Rendimento I Principio d'Impianto (η_I)</i>	74,56%

Il rendimento di I Principio del cogeneratore è un indicatore importante perché rappresenta uno dei vincoli per l'attestazione della CAR (Cogenerazione ad Alto Rendimento). Il rendimento di I Principio d'Impianto è stato ottenuto dividendo la totalità degli output del sistema (Energia Elettrica ed Energia Termica prodotte sia tramite olio che tramite acqua) per la totalità degli input (Energia Termica da Combustibile entrante nel cogeneratore e nelle Caldaie). Come si nota dalla tabella, il rendimento del cogeneratore supera di poco il valore di 70% mentre quello globale d'impianto si ferma a un valore di poco inferiore al 75%.

Si affronta ora l'analisi di II principio. Come mostrato dall'Equazione A.5, per il calcolo del rendimento di secondo principio è necessario "convertire" i valori di energia ottenuti finora in termini di exergia. Per il termine di energia elettrica il valore di exergia resta invariato mentre per i contributi termici la "correzione" si

effettua utilizzando il fattore di Carnot presentato in *Equazione A.6*. Come temperature di riferimento per il calcolo del fattore di Carnot verrà utilizzata una temperatura ambiente di 15 °C (288,15 K) e le temperature di mandata dei fluidi caldi pari a 95 °C (368,15 K) per l'acqua e 250 °C (523,15 K) per l'olio diatermico. Infine, per il valore di exergia del combustibile si utilizza il dato di 802,3 kJ/mol pari all'exergia chimica del metano [4].

Anche in questo caso, si potrà calcolare un rendimento exergetico del solo cogeneratore ed un rendimento exergetico dell'intero impianto. Per il rendimento di impianto si procede con le stesse modalità del Rendimento di I Principio, utilizzando però i dati di exergia.

Tabella 5.12. Rendimento di II Principio di Cogenerazione e globale.

<i>Exergia Chimica del combustibile</i>	10,50 kWh/Sm ³
<i>Exergia da Combustibile al Cogeneratore</i>	32.501 MWh
<i>Exergia da Combustibile all'Impianto</i>	47.728 MWh
<i>Exergia Elettrica</i>	11.214 MWh
<i>Exergia Termica Prodotta come Acqua Calda</i>	904 MWh
<i>Exergia Termica Prodotta come Olio - Cogeneratore</i>	2.399 MWh
<i>Exergia Termica Totale Prodotta come Olio</i>	7.647 MWh
<i>Rendimento II Principio Cogeneratore ($\eta_{II, cog}$)</i>	45,84%
<i>Rendimento II Principio Globale ($\eta_{II, glob}$)</i>	42,21%

A differenza del caso di analisi di primo principio, il rendimento globale di secondo principio risulta essere inferiore al rendimento del cogeneratore. Questo risultato non deve però sorprendere: includendo anche il contributo delle caldaie si introduce a denominatore un'ulteriore exergia chimica del combustibile estremamente pregiata per produrre exergia termica di valore nettamente inferiore senza incrementare quella elettrica. Se infatti si analizzasse secondo il criterio dell'exergia il solo gruppo delle caldaie, quello che si otterrebbe sarebbe un valore di rendimento pari al 33,96%. E' attraverso l'analisi di secondo principio che è possibile notare maggiormente i vantaggi che la cogenerazione offre dal punto di vista energetico; vantaggi che passano inosservati se ci si limita all'analisi di primo principio.

Dopo aver analizzato i diversi rendimenti dell'impianto, è ora possibile studiare i parametri che permettono la definizione della Cogenerazione ad Alto Rendimento. Per prima cosa, rifacendosi all'*Equazione A.7*, si calcola il Primary Energy Ratio (PER) dell'impianto utilizzando come rendimenti di riferimento 0,9 per il termico e 0,52 per l'elettrico. Agendo in questa maniera si ottiene un PER pari a 1,086. Questo risultato indica che il sistema cogenerativo attualmente funzionante nello

stabilimento Alfatherm offre un risparmio di energia primaria rispetto alla soluzione di produzione separata.

Per quello che riguarda la CAR, tuttavia, il valore a cui fare riferimento è quello del Primary Energy Saving (PES). Il valore di PES, ottenuto attraverso il calcolo dell'Equazione A.8 è pari al 7,88%. Come già detto nel *Capitolo 2.3*, per ottenere il riconoscimento di CAR è necessario, per gli impianti con potenza installata superiore ad 1 MW, raggiungere dei livelli minimi in termini di PES e η_{tot} . Questi valori minimi sono del 10% per quello che riguarda il PES mentre il rendimento non deve essere inferiore al 75%.

Tabella 5.13. Riconoscimento CAR per impianto Alfatherm.

	η_{tot}	PES	CAR
<i>Normativa UE</i>	75%	10%	
<i>Alfatherm</i>	70,01%	7,88%	

Dai risultati ottenuti si nota che né l'indice di risparmio energetico ottenuto né il rendimento del cogeneratore risultano essere soddisfacenti per poter garantire la CAR.

Da ultimo, si vuole ora affrontare lo studio delle prestazioni del frigorifero ad assorbimento che, come è già stato detto in precedenza, funziona solo durante il periodo estivo. La sorgente termica del ciclo è fornita dall'acqua calda prodotta in cogenerazione. Nella seguente tabella sono presentati i valori di acqua calda in alimento al frigorifero, l'energia frigorifera prodotta e il COP calcolato secondo l'Equazione 3.1. Il periodo di funzionamento considerato è quello che va dal 23 Aprile al 31 Ottobre.

Tabella 5.14. Dati mensili di funzionamento del frigorifero ad assorbimento.

	Energia Termica	Energia Frigorifera	COP
	Acqua Calda	Prodotta	
<i>Aprile (dal 23)</i>	34,31 MWh	7,601 MWh	22,15%
<i>Maggio</i>	224,9 MWh	118,4 MWh	52,64%
<i>Giugno</i>	366,0 MWh	232,4 MWh	63,52%
<i>Luglio</i>	552,0 MWh	367,7 MWh	66,62%
<i>Agosto</i>	49,39 MWh	32,99 MWh	66,79%
<i>Settembre</i>	369,8 MWh	237,8 MWh	64,30%
<i>Ottobre</i>	265,9 MWh	147,3 MWh	55,39%

Dall'analisi di questi dati si nota che, durante il periodo che va da Giugno a Settembre, il frigorifero lavora con ottimi rendimenti, in linea con i valori di progetto della macchina. A Maggio ed Ottobre si denota un funzionamento discreto dovuto alla difficoltà di gestione ai carichi parziali che nasce dal sistema di controllo dell'economizzatore. Di questa problematica si tratterà nel dettaglio nel *Capitolo 6*. I dati di Aprile, infine, risultano essere anomali. Il valore di COP pari al 22,15%, infatti, è estremamente basso. Il motivo di questa anomalia è da ricercare, principalmente, nel fattore di carico tipico di questo periodo. E' ragionevole pensare, infatti, che nel mese di Aprile le richieste frigorifere per l'assorbitore siano di molto inferiori rispetto alla sua potenzialità massima e che dunque, il funzionamento parzializzato comporti delle grosse perdite di rendimento per una macchina di queste dimensioni.

5.3 Caratterizzazione delle Utenze

In quest'ultima sezione del capitolo si vuole fornirà la caratterizzazione delle utenze. Questo passaggio, già importante dal punto di vista di un'analisi generale, ricopre un ruolo fondamentale nell'ambito del progetto che verrà affrontato nel prossimo capitolo. Si vuole far notare che, essendo lo stabilimento di Alfatherm funzionante sette giorni su sette e ventiquattro ore al giorno, la variabilità delle richieste risulta essere molto limitata sia su base oraria che giornaliera. L'unica eccezione è costituita dalle unità di trattamento aria, le cui prestazioni sono legate direttamente alle condizioni di temperatura dell'ambiente esterno.

Le categorie di utenze analizzate sono 5:

- Utenze ad olio diatermico;
- Utenze ad acqua refrigerata di natura tecnologica;
- Utenze ad acqua per unità di trattamento aria (UTA);
- Utenze ad acqua calda per riscaldamento;
- Altre utenze presenti.

5.3.1 Utenze ad olio diatermico

Le utenze ad olio diatermico sono servite dal circuito e dalla rete di distribuzione presentata al *Capitolo 4.4*. L'energia termica prodotta tramite olio diatermico viene utilizzata principalmente per i processi tecnologici dei diversi reparti seguendo il trend tradizionale delle industrie plastiche. Una parte di essa è invece utilizzata per il sistema di riscaldamento tramite aerotermini utilizzato nell'edificio G1, nell'area della linea ORT42 e nelle due stanze adiacenti. Inoltre, l'olio è utilizzato come back-up al riscaldamento ottenuto attraverso le unità di trattamento aria.

Non è possibile conoscere l'effettiva divisione dei consumi di energia termica da olio tra i diversi processi asserviti in quanto la contabilizzazione è compiuta solamente a valle delle caldaie. Tuttavia, dai dati forniti dal gestore è stato possibile ricavare un valore di potenza massima richiesta dalle utenze ad olio diatermico durante il periodo invernale e durante quello estivo.

Tabella 5.15. Energia Termica prodotta come olio e potenza di punta corrispondente.

	Estate	Inverno
<i>Energia Termica prodotta</i>	52,69 MWh	99,77 MWh
<i>Potenza Massima Media</i>	2,20 MW	4,16 MW

Il valore di potenza registrato in estate può essere considerato il valore di picco dei diversi processi tecnologici essendo il sistema di raffreddamento spento durante questo periodo. In inverno tale valore è destinato a crescere per via delle maggiori dispersioni termiche dovute alla minor temperatura esterna. L'aumento stimato è pari a circa il 10-15%. Pertanto, diminuendo il valore invernale del contributo tecnologico estivo maggiorato del 15% si ottiene la quota di energia termica utilizzata complessivamente per il riscaldamento (sia esso tramite aerotermini o come integrazione alle UTA) pari a circa 1,5 MW.

5.3.2 Utenze tecnologiche ad acqua refrigerata

Sono presenti quattro utenze di natura tecnologica ad acqua nello stabilimento di Alfatherm. Queste utenze richiedono tutte energia frigorifera e sono la Linea ORT42, la Linea 3 e la Linea 5 posizionate nell'edificio G1 e le Utenze Frigorifere G2 posizionate in G2. Tutte queste utenze vengono alimentate dalla vasca di acqua refrigerata posizionate sul terrazzo di G2 durante l'estate, mentre in inverno o in particolari condizioni di funzionamento sono servite da impianti frigoriferi localizzati.

Tabella 5.16. Potenza frigorifera assorbita dalle utenze tecnologiche e potenzialità dei chiller localizzati.

	Potenza Assorbita	Potenza Chiller
<i>Utenze G2</i>	170 kW	280 kW
<i>Linea ORT42</i>	125 kW	210 kW
<i>Linea 3</i>	170 kW	210 kW
<i>Linea 5</i>	170 kW	210 kW

Si vuole far notare che il chiller di G2, associato in inverno alle utenze di G2, se attivato in estate permette di aumentare la potenza frigorifera in arrivo alla vasca e in questo modo alimenta anche tutte le altre utenze frigorifere.

Da una rapida analisi è possibile notare come questa configurazione comporti un sovradimensionamento delle macchine frigorifere che devono essere in grado di soddisfare in autonomia la massima richiesta di ogni utenza. Inoltre durante il periodo invernale, quando si misura una temperatura esterna decisamente inferiore a quella estiva, il valore dei carichi frigoriferi è inferiore di un valore di circa il 15-20% e il sovradimensionamento risulta essere ancora più evidente.

5.3.3 Utenze ad acqua per unità di trattamento aria (UTA)

Come si è già potuto desumere dal *Capitolo 4.3*, nello stabilimento di Gorla Minore sono presenti tre unità di trattamento aria ad acqua; due di esse sono posizionate nell'edificio G2 e una presso l'edificio G1. Tutte queste unità sono attualmente gestite attraverso delle regolazioni manuali. Questa regolazione comporta difficoltà di gestione del sistema durante i periodi dove il carico è estremamente elevato o con forte variabilità richiedendo continue correzioni ed aggiustamenti. Tutte le macchine possiedono una batteria di riscaldamento di back-up ad olio diatermico che entra in funzione automaticamente in caso di fermo del cogeneratore.

L'unità di trattamento aria del reparto Stampa è posizionata sul terrazzo di G2, circa 15 metri più a nord della vasca dell'acqua refrigerata. Si tratta di un'unità a tutt'aria che permette di utilizzare per il riscaldamento sia l'acqua che l'olio diatermico. Originariamente, la macchina era stata prevista per il solo riscaldamento durante il periodo invernale ma, negli ultimi due anni, sono state apportate delle modifiche per permetterne il funzionamento anche nel periodo estivo, ad uso di raffrescamento. Secondo i dati forniti dai gestori dell'impianto, il carico massimo durante il periodo invernale è pari a 432 kW termici mentre non sono stati rilasciati dati sul carico estivo. Da questo valore è comunque possibile ricavare l'effettivo valore di portata d'aria utilizzato durante il funzionamento che servirà successivamente per stimare il carico estivo. Per ricavare la portata volumetrica d'aria ci si avvale dell'*Equazione 5.3*:

$$\dot{V} = \frac{P}{C_p * \Delta T * \rho} \quad 5.3$$

Assumendo un salto di temperatura massimo (ΔT) pari a 30 °C (da -5 °C di temperatura ambiente a 25 °C di temperatura di immissione), calore specifico (C_p) dell'aria pari a circa 1,005 kJ/kg*K e densità aria (ρ) a 10 °C pari a 1,247 kg/m³, si ricava una portata volumetrica pari a 11,5 m³/s che corrispondono a circa 40.000 m³/h. Analizzando la macchina sul campo si è effettivamente notato che esistono due

possibilità di regolazione in termini di portata d'aria aspirata: 40.000 o 80.000 m³/h. Nell'ultimo periodo, tuttavia, per garantire un ricambio di aria in linea con le regolamentazioni vigenti, è stata aumentata la portata d'aria elaborata dalla macchina al valore di 80.000. Per quello che riguarda il funzionamento durante il periodo estivo, è stata fatta dunque una stima realistica considerando un carico di raffreddamento pari a 350 kW.

Infine, analizzando il sistema di back-up ad olio diatermico, si è ottenuta una potenzialità massima di riscaldamento pari a 590 kW.

La seconda unità di trattamento aria analizzata è quella del reparto Goffratura. Questa unità si trova all'interno del capannone del reparto, al primo piano, in prossimità di un gruppo di scambiatori ad uso tecnologico. Anche questa unità, come la precedente, era stata prevista per il solo funzionamento invernale ma ha subito delle modifiche che ne permettono l'utilizzo anche in estate. Per questa unità è stato possibile ottenere i parametri principali di funzionamento dagli operatori. I dati forniti mostrano una macchina in grado di elaborare 80.000 m³/h con un consumo elettrico per i ventilatori di 60 kW.

La potenza massima di riscaldamento fornibile alle utenze è invece pari a 730 kW termici. Anche in questo caso, i dati relativi alle potenze estive non sono stati forniti. Come in precedenza, il carico di raffrescamento estivo è stato stimato pari a circa 350 kW.

La terza ed ultima unità di trattamento aria da analizzare è quella di G1. Questa UTA si trova al primo piano di una struttura metallica posizionata sul lato ovest dell'edificio Gorla 1, nella stessa zona dove si trovano anche il chiller della Linea 5 e il collettore di raccolta dell'acqua per le utenze di G1. A differenza delle altre unità di trattamento aria, è più recente e progettata per poter funzionare sia di inverno che in estate, prevedendo un sistema di controllo e regolazione completamente automatizzato.

Come nei casi precedenti, l'alimentazione della batteria di riscaldamento avviene normalmente con acqua calda ma esiste la possibilità di funzionamento in back-up con olio diatermico. L'attivazione del circuito ad olio, per questa utenza, avviene in modo simultaneo con il blocco del motore attraverso un sensore posizionato nel motore stesso e collegato all'UTA.

Essendo stati previsti entrambi i funzionamenti, è stato possibile, attraverso l'analisi degli schemi di impianto forniti dagli operatori, ricavare le massime potenze termiche e di raffreddamento richieste da questa utenza pari a 450 kW circa e 350 kW rispettivamente.

5.3.4 Utenze ad acqua calda per riscaldamento

Si passa ora all'analisi del sistema di riscaldamento dell'edificio G1, per il quale è necessaria una puntualizzazione. L'intero edificio è composto da numerose zone

adibite ad utilizzi diversi che nel corso degli anni sono stati modificati o aggiunti. Proprio per questo motivo, le diverse zone sfruttano sistemi di riscaldamento diversi tra loro. La rete di riscaldamento ad acqua calda si sviluppa nell'edificio G1 ad esclusione delle aree non tecnologiche (spogliatoi, mensa, laboratorio ed infermeria riscaldate tramite sistemi elettrici) e della zona della Linea ORT42 dove il riscaldamento è ottenuto attraverso l'utilizzo di aerotermi ad olio diatermico. Il sistema di riscaldamento utilizzato è una rete di aerotermi.

5.3.5 Altre utenze presenti

Nello stabilimento Alfatherm sono presenti anche altre utenze che attualmente non sono collegate alla rete di distribuzione generale o non sono asservite del tutto. In ottica di progetto è interessante analizzarle in modo da poterle includere nella riorganizzazione. Queste utenze sono:

- Cinque locali quadri elettrici;
- La nuova Linea PET.

I quadri elettrici necessitano di un'adeguata refrigerazione per poter funzionare correttamente e senza creare disagi. Di questi cinque locali, tre sono dislocati nell'edificio G1 (Locali quadri 1, 2 e 3) e due nell'edificio G2 (Locali 4 e 5). Al momento, solo i locali presenti in G1 vengono raffreddati attraverso l'utilizzo di macchine frigorifere portatili prese a noleggio, mentre le altre due stanze sono lasciate senza raffreddamento. Questa situazione durante la stagione invernale non è particolarmente dannosa mentre diventa molto pericolosa in estate quando le alte temperature dell'ambiente esterno provocano il rischio di anomalie di funzionamento del sistema elettrico.

Il carico di raffreddamento di punta richiesto è stimabile a 70 kW per stanza. Mediamente invece le stanze assorbono una quota inferiore di energia, dipendente dalle dimensioni delle stesse. Complessivamente, il valore medio di richiesta frigorifera è stato stimato pari a 210 kW circa.

Oltre a questi cinque locali, nell'estate 2013, è stata aggiunta una nuova linea di produzione all'interno dell'edificio G2 denominata Linea PET. Questa linea produttiva, al momento, è asservita da un frigorifero a compressione da 300 kW preso a noleggio che assicura la potenza di raffreddamento necessaria per il regolare funzionamento. Vista la recente installazione, non sono ancora stati forniti dati precisi sugli effettivi consumi da parte dell'impianto che sono comunque stimabili intorno ai 150 kW per quello che riguarda il picco. La potenza di funzionamento medio, invece, è stata assunta pari a 90 kW.

6

PROPOSTA ESS – RIORGANIZZAZIONE DELL’IMPIANTO ALFATHERM E VALUTAZIONI FINALI

Il seguente capitolo presenta nello specifico il progetto proposto da Energy Systems Studio per l'ottimizzazione dell'impianto Alfatherm di Gorla Minore.

Partendo dalle analisi compiute sul campo, unite allo studio dei dati di funzionamento forniti da Heat & Power (*Capitolo 5*), viene fornito nel proseguo un riassunto della funzionalità dell'impianto e delle problematiche riscontrate, unitamente alla individuazione e descrizione delle possibili soluzioni.

È quindi descritta la soluzione di riorganizzazione proposta da Energy Systems Studio, caratterizzandone scelte progettuali e di dimensionamento.

Nella seconda parte del capitolo si affronta un focus sulla tecnologia del Free Cooling sia dal punto di vista teorico sia da quello pratico, applicandola allo specifico contesto impiantistico.

Infine, nella terza e ultima parte del capitolo, è sviluppata l'analisi economica di fattibilità dell'intervento in questione.

Vengono nello specifico analizzati il tempo di rientro operativo dell'investimento e la redditività complessiva.

Per quanto concerne l'analisi economica, si precisa che la stessa è stata condotta con riferimento ai costi energetici medi riscontrabili nel settore industriale nel seguito riportati.

6.1 Descrizione del funzionamento degli impianti

L'impianto Alfatherm, prima dell'installazione del gruppo di cogenerazione, sfruttava l'olio diatermico prodotto dalle caldaie per tutte le utenze calde, sia tecnologiche (che in parte richiedevano vapore, prodotto sempre tramite olio) che di riscaldamento ambiente (tramite UTA o rete di aerotermi), mentre utilizzava dei gruppi frigoriferi localizzati sulle diverse linee tecnologiche per quanto riguarda il sistema di raffreddamento.

Il condizionamento degli ambienti di lavoro durante la stagione estiva non era previsto.

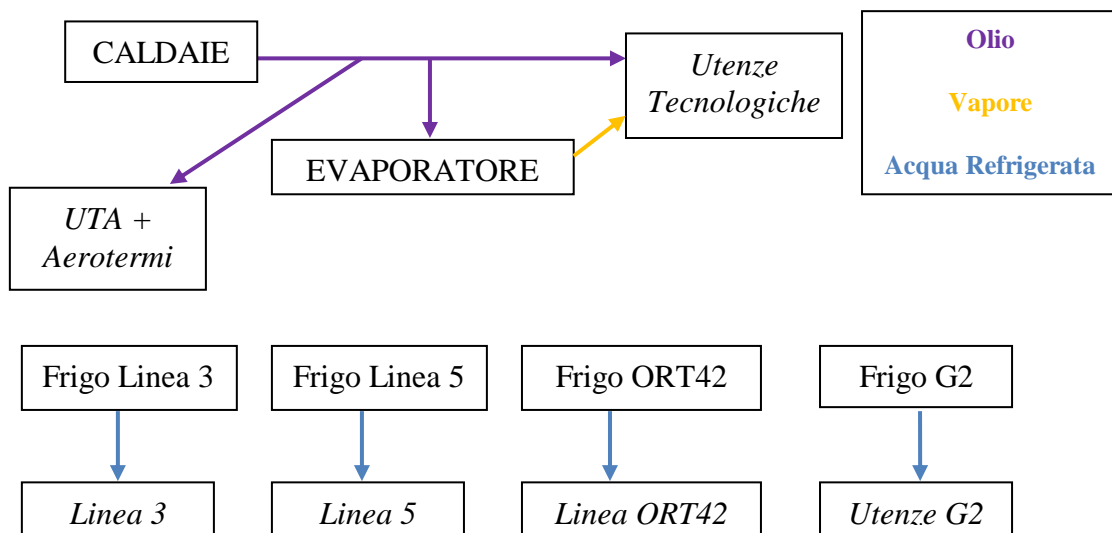


Figura 6.1. Schema funzionale semplificato relativo al funzionamento del periodo precedente all'installazione del cogeneratore.

Dopo l'installazione del gruppo di cogenerazione e del frigorifero ad assorbimento, le modalità di funzionamento sono cambiate per sfruttare al meglio l'energia termica offerta dal cogeneratore.

6.1.1 Descrizione del funzionamento invernale

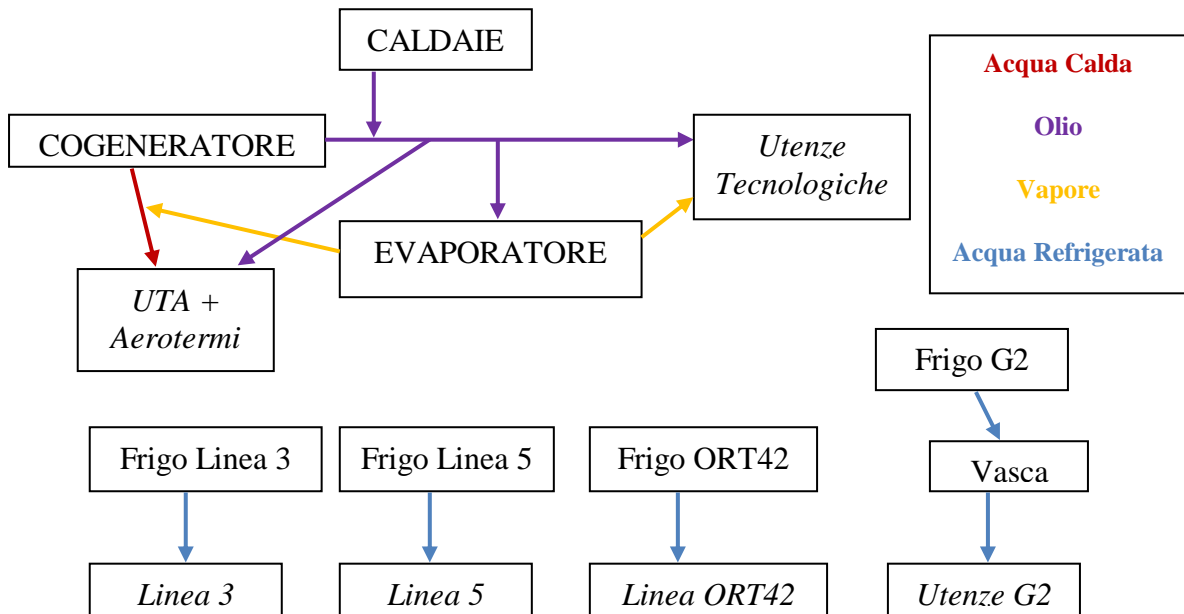


Figura 6.2. Schema funzionale semplificato relativo al funzionamento invernale.

L'installazione del cogeneratore ha messo a disposizione acqua calda per il riscaldamento degli ambienti in sostituzione dell'olio diatermico che viene comunque mantenuto con funzione di back-up.

L'utilizzo di acqua calda ha comportato d'altra parte la necessità di modificare le UTA dotandole di una batteria addizionale ad acqua posta a monte di quella a olio. Sulla nuova rete ad acqua calda è stato inoltre inserito, come sistema di back-up in caso di blocco motore, uno scambiatore Vapore – Acqua, indirettamente alimentato ad olio diatermico.

La capacità di back-up e integrazione di questo scambiatore sulla rete calda rimane tuttavia subordinata alla disponibilità di vapore che, prioritariamente, viene impiegato nel ciclo tecnologico.

Le utenze tecnologiche vengono tutte mantenute ad olio diatermico: il cogeneratore in questo caso mette a disposizione quota parte del calore fornito precedentemente dalle caldaie attraverso il recupero del calore dai fumi sul circuito ad olio diatermico.

Le utenze tecnologiche di raffreddamento, in questo periodo, mantengono la configurazione originale sfruttando i diversi frigoriferi localizzati.

6.1.2 Descrizione del funzionamento estivo

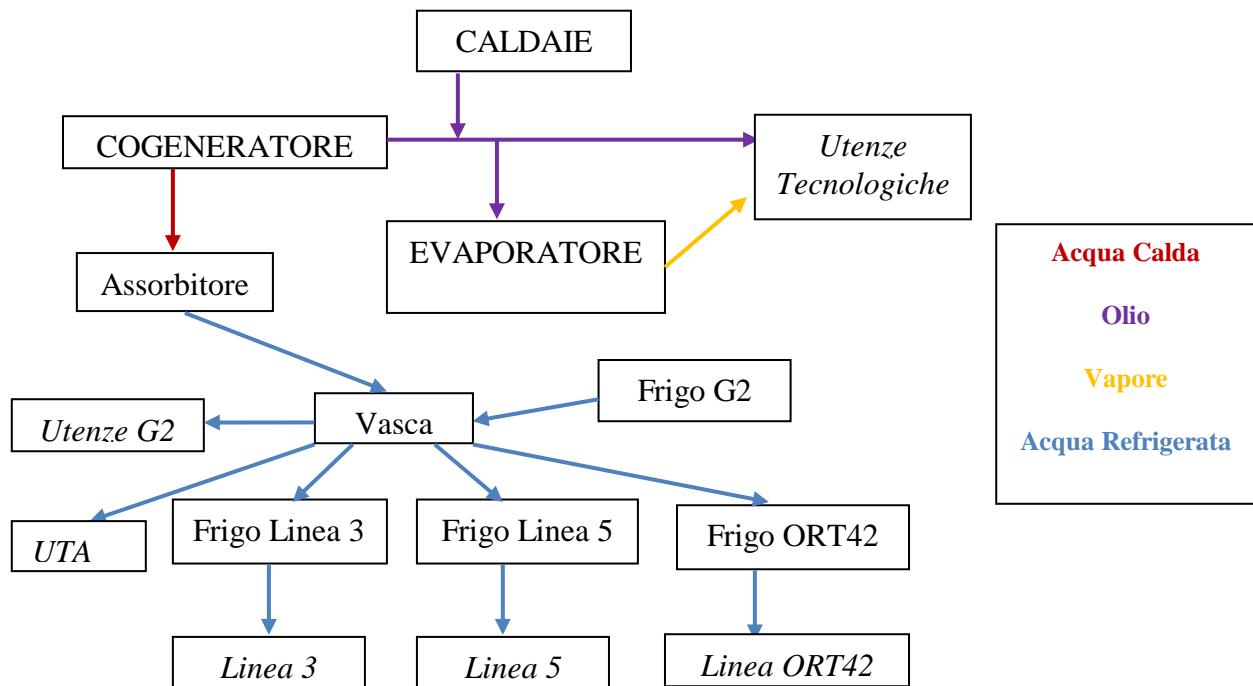


Figura 6.3. Schema funzionale semplificato relativo al periodo estivo.

Come sopra evidenziato, durante il periodo estivo il funzionamento della parte calda della rete risulta invariato rispetto all'inverno. Chiaramente, non vi è più richiesta di energia termica per il riscaldamento degli ambienti quindi il calore prodotto tramite cogenerazione sottoforma di acqua calda può essere sfruttato diversamente.

L'installazione del frigorifero ad assorbimento ha permesso di contribuire al soddisfacimento delle utenze tecnologiche fredde. Per sfruttare completamente questa opportunità, le UTA sono state adattate per funzionare anche in configurazione di raffrescamento ambienti.

L'acqua calda in uscita dal cogeneratore alimenta l'assorbitore che riversa la propria produzione di acqua refrigerata nella nuova vasca con funzione sia di accumulo inerziale che di interfaccia con la nuova distribuzione alle utenze.

Dalla vasca, l'acqua refrigerata è inviata alle diverse utenze sia tecnologiche che di climatizzazione. Solo il gruppo frigorifero di G2, riversando in vasca la propria produzione, può fungere in determinate condizioni di carico, da integrazione all'assorbitore; gli altri gruppi localizzati assolvono la funzione di back-up durante i periodi di blocco dell'assorbitore o del cogeneratore, ripristinando la vecchia distribuzione, escludendo l'interconnessione con la vasca inerziale.

6.2 Rilevazione delle problematiche riscontrate e possibili soluzioni

Il primo problema evidenziato è legato alle modalità di funzionamento dell'economizzatore Fumi – Acqua che dispone di un sistema di regolazione (inserzione) on-off.

Questa regolazione non è in grado di inseguire in modo ottimale la curva di carico dell'impianto, generando pendolazioni nel funzionamento del gruppo di assorbimento. Non essendo possibile infatti modulare la potenza erogata dall'economizzatore, il livello di temperatura del circuito di alimentazione tende a oscillare tra un valore minimo e massimo, generando un decadimento delle prestazioni di efficienza dell'intero sistema.

Attualmente, poiché il sistema di regolazione del gruppo di assorbimento agisce sulla modulazione della portata in ingresso (a parità di temperatura in ingresso), un calo della richiesta di freddo da parte delle utenze comporta una diminuzione di portata all'assorbitore. Questa diminuzione di portata determina un corrispondente innalzamento della temperatura di ritorno dell'acqua generando quindi la possibile disattivazione dell'economizzatore per raggiunta temperatura limite massima. La disattivazione istantanea dell'economizzatore determina una diminuzione della temperatura di alimentazione dell'assorbitore con conseguente diminuzione di potenza. Si innesca dunque una pendolazione di funzionalità con perdita di potenza recuperabile. Si capisce quindi che, avendo fissato una temperatura ottimale di progetto per l'assorbitore, è necessario fare in modo che, anche al variare della portata, tale temperatura si mantenga il più possibile costante.

La soluzione più ovvia al problema consiste nell'implementazione di un sistema di regolazione modulante in grado di parzializzare la portata dei fumi all'economizzatore e, conseguentemente, stabilizzare la temperatura di alimentazione dell'assorbitore. Questa soluzione permetterà di inseguire al meglio le curve di richiesta dell'impianto, adattando di volta in volta la quantità di calore resa disponibile dai fumi mantenendo il livello di efficienza del gruppo ai valori teorici di funzionamento. Inoltre, genererà vantaggi anche durante il periodo invernale permettendo una miglior modulazione della temperatura di mandata alla linea di riscaldamento.

Il secondo problema è legato al parco dei frigoriferi presenti. Il parco macchine è obsoleto e il loro posizionamento (ambienti polverosi e/o con limitata ventilazione in corrispondenza dei condensatori) ne pregiudica una corretta funzionalità e un adeguato livello di rendimento. Il cattivo posizionamento dei gruppi frigoriferi, oltre a comportare la necessità di continui interventi di manutenzione straordinaria per guasti ai compressori e ad altri componenti di impianto, costituisce un costo economico consistente e determina disservizi all'attività produttiva.

Tabella 6.1. Dati invernali di produzione frigorifera, assorbimento elettrico e COP dei frigoriferi localizzati (dati in MWh).

	Chiller G2			Chiller L3-G1		
	EF	EE	COP	EF	EE	COP
<i>Gennaio</i>	39,9	18,3	2,18	32,9	14,3	2,29
<i>Febbraio</i>	47,0	24,5	1,91	73,4	27,9	2,63
<i>Marzo</i>	52,0	26,0	2,00	45,7	18,8	2,43
<i>Aprile (fino al 23)</i>	27,7	13,9	1,99	19,4	9,75	1,99
<i>Novembre</i>	48,8	13,1	3,73	43,4	18,1	2,39
<i>Dicembre</i>	38,8	17,1	2,28	40,6	16,7	2,44
<i>COP Medio</i>	2,25			2,42		

	Chiller L5-G1			Chiller ORT42		
	EF	EE	COP	EF	EE	COP
<i>Gennaio</i>	40,4	15,4	2,62	32,8	14,7	2,22
<i>Febbraio</i>	52,7	25,0	2,11	58,8	25,2	2,33
<i>Marzo</i>	31,6	16,6	1,90	52,8	22,6	2,34
<i>Aprile (fino al 23)</i>	16,0	10,6	1,52	41,3	17,2	2,41
<i>Novembre</i>	49,4	19,9	2,48	30,2	13,4	2,26
<i>Dicembre</i>	39,1	15,3	2,56	25,0	11,5	2,18
<i>COP Medio</i>	2,23			2,30		

Escludendo l'anomalia relativa al rendimento del Chiller di G2 rilevata in Novembre ed imputabile ad un possibile errore di misurazione, tutti i valori ottenuti mettono in mostra una problematica piuttosto rilevante riguardante l'intero impianto: le macchine presentano livelli di efficienza estremamente limitati.

Poiché la logistica è tale da non permettere riorganizzazioni tali da migliorare la funzionalità dei gruppi, una possibile soluzione conveniente è rappresentata dalla riorganizzazione della rete di distribuzione dell'acqua refrigerata centralizzando la produzione di freddo con l'impiego di un nuovo parco di frigoriferi di nuova generazione in grado di fornire prestazioni accettabili.

6.2.1 Funzionamento Invernale: problemi e possibili soluzioni

Durante il periodo invernale, i maggiori problemi riscontrati sono legati al dimensionamento del circuito di recupero ad acqua calda. Lo scambiatore d'integrazione vapore – acqua, infatti, non è in grado di far fronte alle richieste di punta e alle richieste di back-up durante i periodi di fermo del cogeneratore, essendo esso stesso subordinato alla disponibilità di vapore residuo dal ciclo tecnologico. Questa situazione determina principalmente due conseguenze:

1. Pericolo di congelamento delle batterie delle UTA in corrispondenza dei picchi di bassa temperatura esterna con conseguente blocco di funzionamento delle unità e necessità di sostituzione delle batterie danneggiate.
2. Condizioni di discomfort all'interno degli ambienti dello stabilimento a seguito dell'abbassamento della temperatura di distribuzione del circuito ad acqua calda (zona aerotermini).

Il primo problema è risolvibile mediante la glicolazione del circuito di riscaldamento. Tale operazione previene la rottura delle batterie riscontrata durante questo periodo riducendo così i costi di manutenzione straordinaria di cambio delle batterie e quelli di manutenzione ordinaria dovuti allo svuotamento e ricarica dell'impianto in corrispondenza del periodo di fermo natalizio.

Per quanto riguarda la seconda problematica sono state ipotizzate due possibili soluzioni:

1. Sostituzione dello scambiatore vapore – acqua con uno scambiatore olio diatermico – acqua. In questo modo il vapore verrebbe delegato a solo uso tecnologico e contemporaneamente si sfrutterebbe la ridondanza di energia termica disponibile sotto forma di olio diatermico per integrare il circuito di riscaldamento.
2. Implementazione di un nuovo sistema di regolazione e controllo delle unità di trattamento aria completamente automatizzato che permetta l'utilizzo dell'olio diatermico non più solo come back-up di emergenza ma anche come integrazione al funzionamento ad acqua calda.

Poiché tutte le UTA esistenti nello stabilimento presentano già la possibilità di funzionamento ad acqua ed olio, la soluzione più conveniente dal punto di vista tecnico ed economico risulta la seconda. L'implementazione del sistema di controllo e di tutta la strumentazione necessaria infatti, comporta una spesa nettamente inferiore rispetto a quella necessaria per la dismissione dello scambiatore presente, per l'acquisto della nuova macchina e per i lavori di messa in opera e allacciamento alle reti esistenti.

Inoltre, unendo questo intervento all'operazione di glicolazione presentata in precedenza, viene eliminato il rischio di congelamento del circuito.

6.2.2 Funzionamento Estivo: problemi e possibili soluzioni

Il primo elemento problematico riscontrato nel funzionamento estivo è il fatto che un tratto della rete di distribuzione dell'acqua refrigerata (Linea ORT42) è ubicato ad una quota altimetrica più elevata della quota di posizionamento della vasca inerziale. Questa situazione determina disservizi tutte le volte che, a causa del blocco di funzionalità del frigorifero ad assorbimento, del cogeneratore o del gruppo di backup (Chiller in G2), si procede al sezionamento della linea per ripristinare la funzionalità dei circuiti localizzati di produzione del freddo (Chiller Linea 3, Chiller Linea 5 e Chiller ORT42). I disservizi riscontrati sono:

1. Parziale svuotamento della Linea ORT42 con conseguente necessità di reintegro;
2. Perdita di acqua refrigerata dal circuito del troppo pieno della vasca dell'acqua refrigerata;
3. Necessità di sfiato della linea una volta ripristinata la corretta funzionalità dell'assorbitore per garantire la corretta circolazione dell'acqua;
4. Ripristino dei livelli previsti nel circuito tramite adduzione in vasca di nuova acqua prelevata dalla rete (con incremento del rischio di fenomeni di sporramento e corrosione).

Una seconda problematica riscontrata durante il funzionamento estivo è quella legata alla contabilizzazione dell'energia frigorifera prodotta e ceduta ad Alfatherm.

Infatti, se il riposizionamento delle valvole di bypass in prossimità dei gruppi frigoriferi localizzati (operazione prevista manualmente) non avviene correttamente durante le interruzioni di funzionamento dell'assorbitore, si potrebbero registrare degli errori di contabilizzazione sull'energia prodotta e venduta ad Alfatherm.

Per risolvere questa serie di problematiche e migliorare contemporaneamente anche la funzionalità della rete di distribuzione dell'acqua refrigerata durante il periodo invernale, è stata avanzata una proposta di riorganizzazione di seguito dettagliata.

6.3 La proposta di Energy Systems Studio: progetto e dimensionamento

Stante le valutazioni sopra esposte circa le problematiche e le criticità del sistema sia durante il periodo di funzionamento estivo che durante quello invernale, Energy Systems Studio ha avanzato una proposta di modifica e riorganizzazione dell'intera rete di distribuzione dello stabilimento Alfatherm. Tale proposta mira a risolvere completamente le problematiche caratterizzanti il sistema attuale e, in aggiunta, garantire un sistema di produzione e distribuzione di freddo in grado di poter accogliere nuove utenze future.

La proposta di Energy Systems Studio prevede una modifica sostanziale nel sistema di produzione e distribuzione dei fluidi:

- La rete attualmente esistente (gestita in circuito chiuso) verrà dedicata unicamente al riscaldamento previa sua glicolazione;
- È prevista la realizzazione di una nuova rete per la distribuzione del freddo, glicolata e a circuito chiuso, alimentata da un sistema centralizzato modulare di gruppi frigoriferi convenzionali di integrazione e back-up alla macchina ad assorbimento.

6.3.1 Interventi sulla rete esistente

La rete attualmente esistente viene dedicata alla sola funzione di riscaldamento.

La prima operazione da compiere sulla rete esistente è la glicolazione. Questa operazione, necessaria per prevenire il congelamento durante i periodi di fermo dell'impianto nella stagione invernale, prevede l'aggiunta all'acqua di glicole etilenico fino ad ottenere una miscela al 35% (valore in grado di garantire la funzionalità dell'impianto fino alla temperatura di -15 °C).

In base ai rilievi effettuati in campo sul tracciato della rete e in base ai dati di targa delle macchine collegate in rete è stata fatta una stima della capacità complessiva del circuito pari a circa 12.000 litri. Pertanto, la quantità di glicole da aggiungere è stata stimata in circa 4.200 litri.

Si è affrontato quindi il progetto del nuovo sistema di regolazione delle unità di trattamento aria, in grado di lavorare prioritariamente con acqua calda e quindi sfruttare l'olio diatermico come integrazione.

La soluzione proposta consiste nell'implementazione di un sistema di regolazione schematizzato nella figura seguente:

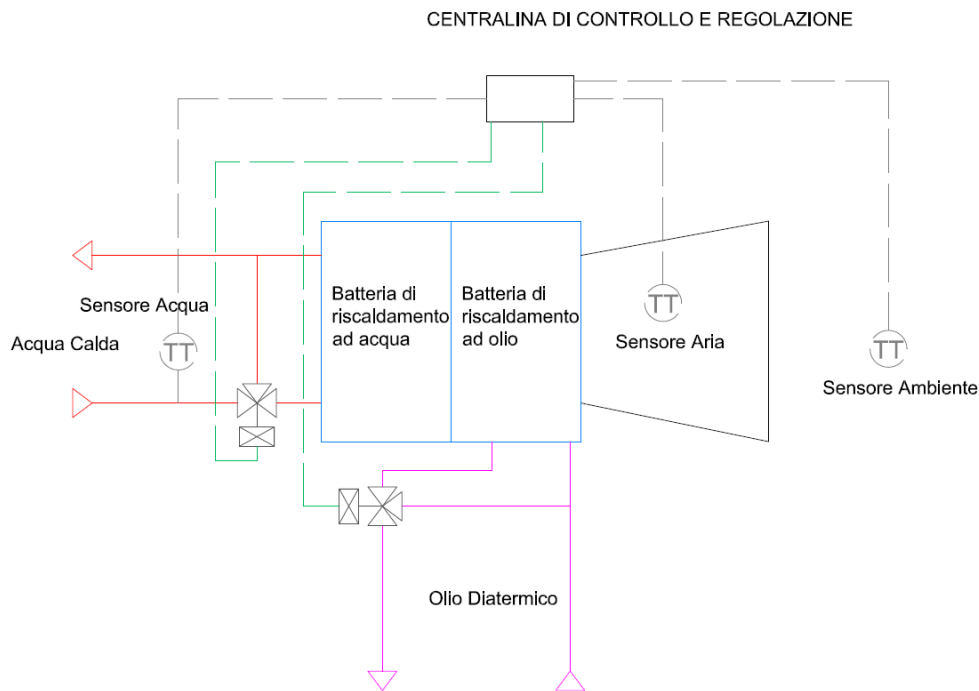


Figura 6.4. Schema concettuale di regolazione delle UTA. Le linee tratteggiate in grigio e verde rappresentano rispettivamente le linee di ricezione del segnale e quelle di comando.

Il nuovo sistema di regolazione deve prevedere l'installazione di un'unità elettronica di regolazione completa degli attuatori sulle valvole di regolazione e dei termoelementi con trasmettitori annessi da posizionare:

- sulla linea di mandata dell'acqua;
- nel condotto di mandata dell'aria.

La logica del sistema di controllo e regolazione è la seguente:

1. Viene impostata la temperatura di set-point (ad esempio 20°C);
2. Calcolata la temperatura di mandata per garantire il set-point, il sistema verifica se essa è istantaneamente rispettata tramite il sensore presente nel canale di mandata dell'aria: se la temperatura è corretta mantiene la regolazione costante, altrimenti interviene sulle valvole di regolazione;
3. Se è necessario un incremento di temperatura dell'aria, il regolatore apre prioritariamente la valvola a tre vie che agisce sulla batteria ad acqua e, qualora l'energia termica resa disponibile dall'acqua non fosse sufficiente, comincia ad aprire gradualmente anche il ramo ad olio;
4. Quando l'aria in mandata all'ambiente raggiunge la temperatura in grado di garantire il set-point impostato, il sistema blocca le valvole e le mantiene sul funzionamento corretto.

Questa modalità di regolazione necessita però la presenza di un vincolo affinché possa essere inserita nel sistema di Alfatherm senza provocare scompensi.

Tale vincolo consiste nell'imporre il ritorno dell'acqua dalle UTA ad una temperatura limite inferiore (ad esempio 65 °C). Infatti, senza tale restrizione, il sistema aprirebbe la valvola dell'acqua fino al raggiungimento del set-point o fino al 100% di apertura. Questa modalità di funzionamento, in determinate condizioni, comporterebbe però un notevole abbassamento della temperatura di ritorno del lato acqua che potrebbe comportare il rischio di alimentare la rete di aerotermi con una temperatura insufficiente a garantire il comfort. Imponendo invece una temperatura minima di ritorno sulle UTA, si garantisce alla rete di aerotermi il corretto funzionamento, facendo intervenire in modo automatico l'integrazione ad olio diatermico quando necessario.

Infine, nei periodi di fermo ordinari e straordinari del motore cogenerativo, le unità di trattamento aria possono funzionare ugualmente ad olio diatermico lasciando il ramo ad acqua fermo senza rischio di congelamento (grazie all'intervento di glicolazione presentato in precedenza). Nel frattempo, la rete di aerotermi può essere alimentata grazie all'utilizzo dello scambiatore vapore – acqua calda che, con la nuova configurazione, deve soddisfare unicamente questo carico.

6.3.2 Progetto della nuova rete

Energy Systems Studio ha proposto, per risolvere i problemi legati alla rete di raffreddamento, la creazione di una nuovo sistema di produzione e distribuzione dell'acqua refrigerata.

Questa nuova rete è in grado di garantire la portata di acqua refrigerata richiesta dall'impianto dismettendo i vari gruppi frigoriferi localizzati attualmente presenti. Il nuovo comparto di generazione dell'acqua refrigerata è realizzato con l'impiego di gruppi frigoriferi modulari di nuova generazione dismettendo così le macchine attualmente presenti. Anche questa nuova rete sarà alimentata con una miscela acqua-glicole per garantirne il corretto funzionamento anche durante il periodo invernale.

Il ricorso a nuovi gruppi frigoriferi ad alta efficienza permetterà di ridurre la quantità di energia elettrica assorbita a parità di potenza frigorifera prodotta. Inoltre, la centralizzazione permetterà una migliore gestione con una riduzione dei costi degli interventi di manutenzione sui diversi chiller.

Da ultimo, la riorganizzazione complessiva permette anche di semplificare le modalità operative di contabilizzazione dell'energia frigorifera prodotta, secondo lo schema sotto riportato.

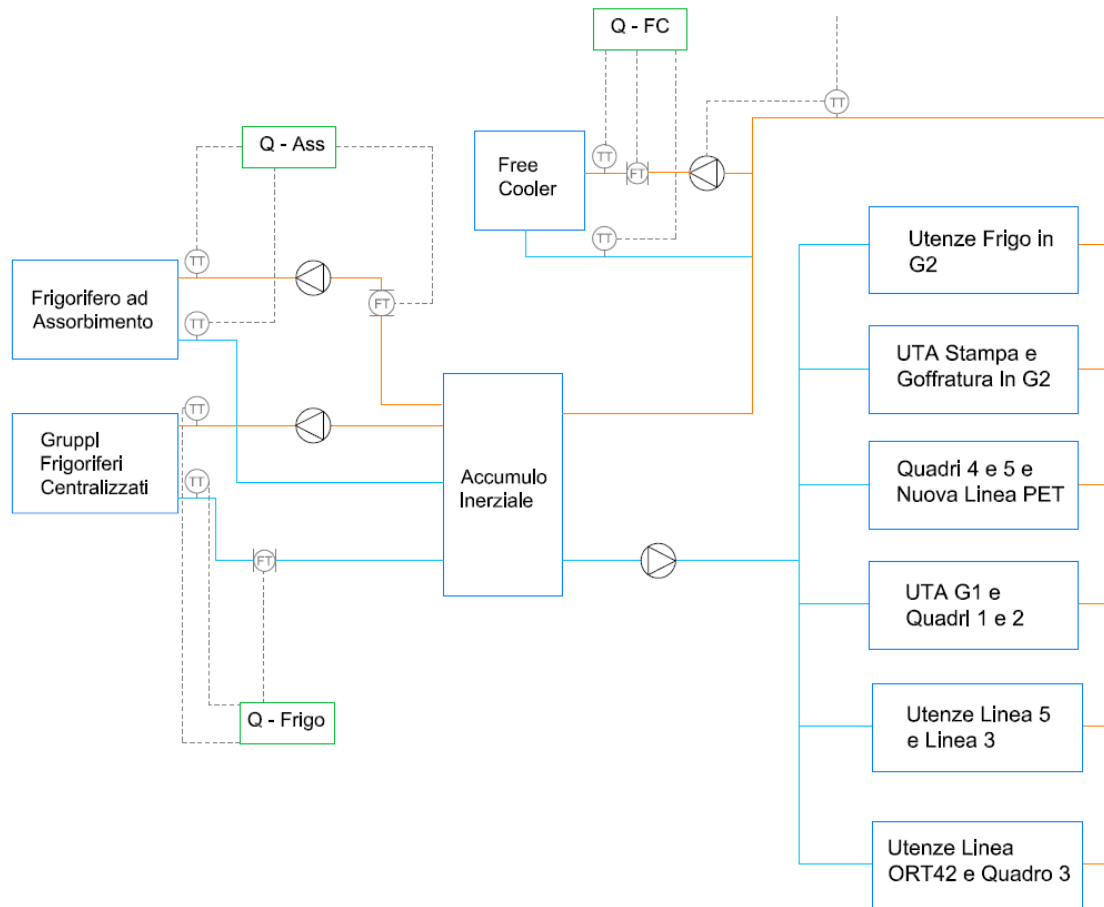


Figura 6.5. Schema del nuovo sistema di contabilizzazione.

Com'è possibile notare dalla figura precedente, all'interno dello schema è stato previsto un free cooler. Il suo inserimento risulta essere vantaggioso in quanto è presente una richiesta di energia frigorifera anche durante la stagione invernale e il suo utilizzo permetterà una riduzione dei costi di produzione del freddo.

La presentazione e l'analisi dettagliata del free cooling viene rimandata alla sezione successiva di questo capitolo.

L'adozione del nuovo sistema di produzione e distribuzione del freddo lascia la possibilità di poter collegare alla nuova rete centralizzata anche quelle utenze che, attualmente, non sono asservite:

- L'impianto di refrigerazione asservito alla nuova linea produttiva denominata Linea PET;
- Gli impianti di condizionamento asserviti ai cinque locali quadri elettrici presenti nell'impianto.

L'inserimento di queste nuove utenze all'interno del sistema di raffreddamento centralizzato, oltre a migliorare le condizioni di funzionamento complessivo dell'impianto, permette di aumentare la producibilità frigorifera del gruppo ad assorbimento, attualmente sotto sfruttato, senza incidere sui costi di esercizio.

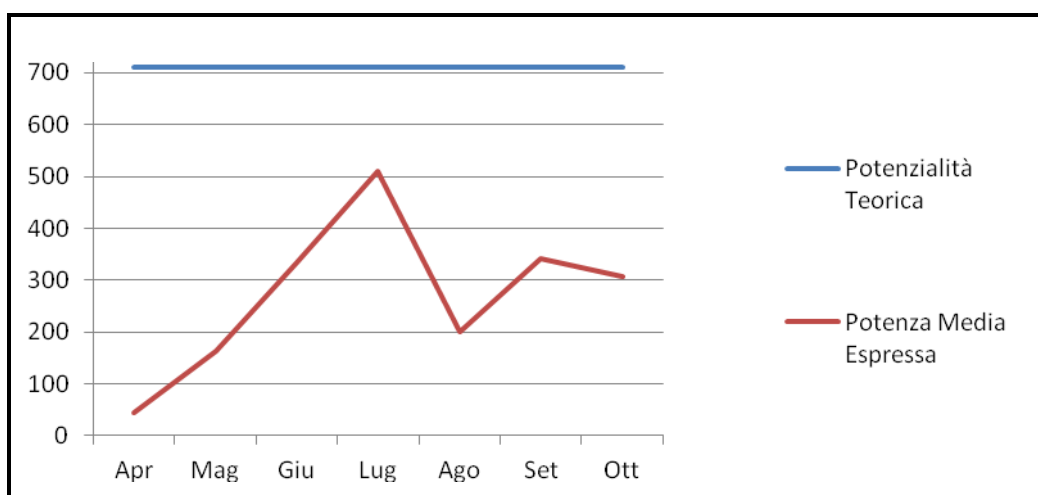


Figura 6.6. Curva di potenza espressa dall'assorbitore e sua potenzialità massima.

La progettazione della rete dovrà tenere presente la possibilità futura di espansione dello stabilimento e dunque la possibilità di accogliere nuove utenze avanti evidenziate all'interno del sistema centralizzato.

Il dimensionamento del sistema di tubazioni e di pompaggio è stato effettuato tenendo in considerazione la possibile espansione di utenza rispetto a quella esistente oggi allacciata.

Il primo passaggio del dimensionamento della nuova linea consiste nello stabilire la posizione della centrale di produzione del freddo e, conseguentemente, lo sviluppo del percorso del nuovo piping.

Si è scelto di posizionare la centrale di produzione in una zona baricentrica tra le diverse utenze da asservire in modo da non richiedere al sistema di pompaggio prevalenze eccessive e parimenti ottimizzare le dimensioni del piping.

La zona ideale è stata individuata in un settore della proprietà di Alfatherm, situato circa 10 m a nord rispetto all'edificio G2 di fronte al reparto di goffratura. La superficie di questa zona risulta sufficiente per posizionare le apparecchiature necessarie alla centrale: la vasca di accumulo inerziale, i nuovi gruppi frigoriferi, il free cooler e l'intero sistema di pompaggio.

Il frigorifero ad assorbimento attualmente esistente viene mantenuto nella zona di trigerazione in quanto un suo spostamento risulterebbe difficoltoso e costoso:

bisognerà quindi prevedere un sistema di tubazioni che colleghi il frigorifero con la nuova centrale produttiva.

Si è quindi proceduto alla definizione del tracciato delle tubazioni (si veda layout in *Allegato E*).

Per sfruttare al meglio la posizione baricentrica della centrale di produzione si è pensato di sdoppiare la tubazione NL (Nuova Linea UtENZE) immediatamente dopo l'uscita dal gruppo di pompaggio: in questo modo una sezione sarà diretta verso le utenze dell'edificio G1 (NLG1) mentre l'altra verso quelle di G2 (NLG2). Le utenze alimentate dalla NLG1 saranno l'UTA G1, la Linea 3, la Linea 5, la Linea ORT42 e i locali quadri elettrici 1, 2 e 3; la NLG2 alimenterà invece la Linea PET, le UTA di Stampa e Goffratura e i quadri elettrici 4 e 5.

Per mantenere i costi entro livelli accettabili si è cercato di sfruttare il più possibile strutture già presenti che possano garantire supporto alle tubazioni, senza richiedere manodopera in aggiunta a quella della posa.

La connessione alle utenze attualmente esistenti verrà compiuta sfruttando i tratti già presenti in modo da ridurre ulteriormente i lavori da compiersi e dunque i costi.

Per quello che riguarda la tratta NLG1 si è pensato di posizionare la tubazione lungo la parete dell'edificio G2 in direzione est fino al termine dell'edificio stesso. L'unica opera edile vera e propria consiste nella costruzione di una struttura supporto che permetta il collegamento con l'edificio G1 (simile a quella già presente nello stabilimento che permette attualmente il passaggio delle linee ad olio ed acqua dall'edificio G2 all'edificio G1).



Figura 6.7. Foto della struttura di sostegno alle tubazioni presente presso lo stabilimento.

Giunta all'edificio G1, la tubazione alimenta con un ramo la Linea ORT42 e il quadro elettrico 3 mentre con l'altro l'UTA G1, le Linee 3 e 5 e i locali quadri elettrici 1 e 2. Per questa sezione di impianto gli unici lavori richiesti sono i collegamenti con i locali quadri elettrici mentre per le altre utenze viene sfruttato il sistema di tubazioni preesistente.

Per quello che riguarda la tratta NLG2 e la NLFA si sceglie di far passare le tubazioni non lungo la parete dell'edificio ma sopra il tetto. Da analisi sul campo, infatti, si è notato che il tetto dell'edificio G2 presenta una conformazione favorevole per il passaggio dei tubi che è attualmente già sfruttata per l'alimentazione dell'UTA Goffratura.



Figura 6.8. Foto scattata sul tetto dell'edificio G2 in cui si nota la conformazione dello stesso favorevole alla posa delle tubazioni.

Nel secondo canale disponibile si decide di far passare le tubazioni della NLG2. Questo ramo alimenta, nell'ordine, l'UTA Goffratura, il locale quadri elettrici 4, la UTA Stampa, il locale quadri 5 ed infine le utenze frigorifere in G2.

Per alimentare le unità di trattamento aria e le utenze tecnologiche la linea intercetta le tubazioni già presenti mentre per le sale quadri bisogna prevedere una connessione ex novo.

La tratta NLFA deve essere collegata direttamente al frigorifero ad assorbimento. Per fare ciò, si è pensato di far passare le tubazioni nel primo canale disponibile sul tetto di G2, parallelamente a quelle della NLG2. Arrivati al termine del tetto, la tubazione prosegue fino ad arrivare in linea con la struttura di sostegno già esistente tra l'edificio G2 e la zona di trigenerazione. Qui la tubazione, sfruttando la struttura, si collega al frigorifero ad assorbimento.

Si è quindi proceduto al dimensionamento delle tubazioni. Il diametro delle tubazioni dipende da diversi parametri quali: tipo di fluido, velocità dello stesso, portata, materiale delle tubazioni. Essendo il fluido di processo acqua glicolata, si sceglie come materiale dei tubi un acciaio al carbonio preisolato con rivestimento superficiale in lamierino di acciaio zincato.

Per procedere nella scelta della sezione di tubo bisogna definire le diverse portate fluenti e quindi scegliere una sezione che garantisca una velocità sufficiente nei condotti senza comportare eccessive perdite di carico. Il limite di velocità massimo consigliato dalla manualistica varia tra 1,80 e 2,25 m/s per tubazioni con grandi sezioni (da DN125 a DN200) mentre è compreso tra 1,24 e 1,68 m/s per tubazioni più piccole (da DN50 a DN100).

Per valutare le portate di fluido è sufficiente utilizzare l'Equazione 5.3 ipotizzando: ΔT pari a 5 °C (funzionamento 7-12 °C); C_p pari 3,590 kJ/kg*K; ρ pari a 1058 kg/m³.

Note le potenze frigorifere assorbite dalle utenze, è possibile quindi calcolare le portate richieste nelle diverse tubazioni e, tramite tabelle, ricavare la sezione che permetta il passaggio di tale portata.

Tabella 6.2. Sviluppo delle tubazioni previsto per il nuovo piping.

Linea	Tratto	Sezione	Lunghezza *
NLG1	Da Centrale a sdoppiamento principale	DN 200	90 m
	Da sdoppiamento a Collettore di G1	DN 150	40 m
	Da Collettore G1 a Quadro 2	DN 65	15 m
	Da sdoppiamento principale a sdoppiamento ORT	DN 100	85 m
	Da sdoppiamento ORT a ORT42	DN 80	20 m
	Da sdoppiamento ORT a quadro 3	DN 65	15 m
NLG2	Da Centrale a Linea PET	DN 200	40 m
	Da Linea PET a UTA Goffratura	DN 200	35 m
	Da UTA Goffratura a Quadro 4	DN 150	5 m
	Da Quadro 4 a UTA Stampa	DN 150	40 m
	Da UTA Stampa a Quadro 5	DN 100	15 m
	Da Quadro 5 a Utenze in G2	DN 100	15 m
NLFA	Da Centrale ad Assorbitore	DN 150	175 m

* Tutte le lunghezze sono da raddoppiare per considerare anche la sezione di ritorno.

Definita la rete delle tubazioni, è necessario progettare il sistema di pompaggio in grado di movimentare le portate per tutta la lunghezza del circuito. Per dimensionare le pompe è necessario conoscere la portata complessiva di fluido da elaborare e la prevalenza da fornire per poter vincere le perdite di carico del sistema.

Le perdite di carico della singola linea sono date dalla somma delle perdite distribuite, delle perdite di carico concentrate dovute alla presenza di valvole, strumentazione e curve e delle perdite localizzate presso le utenze. Le perdite di

carico distribuite si possono calcolare tramite la manualistica utilizzata in precedenza: per ogni coppia di valori di diametro di tubazione e velocità del fluido è possibile infatti associare un valore di perdita di carico distribuita che va moltiplicato per la lunghezza complessiva della linea.

Ricavare un valore preciso per le perdite di carico localizzate sarebbe un'operazione estremamente complessa in quanto presuppone l'esatta conoscenza di tutta la strumentazione da installare sulla linea con i rispettivi valori di perdite di carico. Per una stima di massima, si è incrementato il valore ottenuto per le perdite di carico distribuite di un coefficiente di sicurezza pari a 1,5.

Tabella 6.3. Perdite di carico distribuite e concentrate del nuovo piping.

Linea	Perdite Distribuite	Perdite Totali
<i>NLG1 verso ORT42</i>	5,90 m	8,85 m
<i>NLG1 verso UTA G1</i>	4,46 m	6,69 m
<i>NLG2</i>	4,39 m	6,58 m
<i>NLFA</i>	7,63 m	11,5 m

Per quanto riguarda le perdite di carico concentrate presso le utenze, è stato possibile ricavare, a partire dalle condizioni di funzionamento delle pompe attualmente presenti sul campo la prevalenza richiesta alle macchine per le diverse utenze.

In particolare, le utenze tecnologiche richiedono, per garantire un corretto funzionamento degli scambiatori, una prevalenza compresa tra i 3 e i 3,5 bar (corrispondenti a 30,6-35,7 m di colonna d'acqua). Sommando questi valori a quanto calcolato in precedenza relativo alle perdite di carico delle nuove linee si ottengono i seguenti risultati.

Tabella 6.4. Portata massima fluente nelle diverse linee e prevalenza richiesta.

Linea	Portata massima	Prevalenza
<i>NLG1</i>	194 m ³ /h	43,66 m
<i>NLG2</i>	220 m ³ /h	42,27 m
<i>NLFA</i>	135 m ³ /h	18,79 m

Il nuovo gruppo di pompaggio della tratta NLFA, per garantire la portata necessaria (135 m³/h), dovrà essere in grado di fornire circa 20 m di prevalenza; il gruppo di pompe della rete di utenze dovrà fornire 45 m di prevalenza, per garantire la portata complessiva di circa 415 m³/h.

Essendo le prevalenze richieste dai diversi rami della linea di utenza diverse tra loro, per garantire un flusso regolare sarà necessario prevedere sulle diverse linee delle valvole di regolazione.

Alla luce dei risultati ottenuti, è stato individuato un sistema di pompaggio a velocità variabile costituito dalle seguenti unità:

Tabella 6.5. Sistema di pompaggio proposto per il progetto di Energy Systems Studio.

	Linea Utenza	Linea Assorbitore
<i>N. Pompe</i>	4+1	2+1
<i>Prevalenza</i>	50 m	20 m
<i>Portata Unitaria</i>	110 m ³ /h	70 m ³ /h
<i>Potenza Unitaria</i>	18 kW	4 kW
<i>Portata Variabile</i>	SI	SI

I gruppi di pompe prevedono sempre una macchina aggiuntiva di back-up, indispensabile qualora si voglia garantire un corretto funzionamento anche in presenza di guasti o periodi di manutenzione ordinaria. Inoltre, si è scelto di utilizzare delle macchine in grado di lavorare con portata variabile perché, a fronte di un maggior costo di investimento iniziale, permettono una miglior gestione delle curve di richiesta delle utenze e quindi un miglior funzionamento dell'impianto in generale.

Da ultimo è necessario stabilire le dimensioni del nuovo parco frigorifero che deve essere in grado di soddisfare durante tutto il periodo dell'anno le utenze tecnologiche. Sommando le utenze già servite con le nuove che si intende collegare alla rete generale (Linea PET e locali quadri elettrici) si raggiunge una potenza da installare di 1135 kW.

A questo valore va aggiunta un'ulteriore potenza di 1050 kW assorbita dalle unità di trattamento aria nel periodo estivo. Se il frigorifero ad assorbimento è attivo, può esprimere, grazie all'intervento effettuato sul sistema di regolazione dell'economizzatore, la sua massima potenzialità di 710 kW. Anche con l'utilizzo dell'assorbitore, la potenza installata non è in grado di garantire il completo soddisfacimento di tutti i carichi di punta.

Tuttavia, sembra poco probabile che tutte le utenze richiedano, contemporaneamente, il carico frigorifero di punta. Qualora si verificasse questa situazione, risulta accettabile diminuire la quota di freddo destinata al condizionamento per garantire in ogni caso il carico tecnologico.

Può pertanto ritenersi ragionevole installare una potenzialità pari a circa 1200 kW.

In generale, la scelta di più macchine di piccola taglia risulta essere più conveniente rispetto a quella di un'unica macchina di maggiori dimensioni nonostante il costo di investimento risulti essere superiore per via delle economie di scala. Macchine di ridotta potenzialità garantiscono infatti una miglior capacità di lavoro ai carichi parziali e minori problemi in caso di guasti e periodi di manutenzione. Per raggiungere il valore di 1200 kW si sceglie dunque di utilizzare 4 macchine da 300 kW (una di queste è già presente in impianto in quanto serve, attualmente, la Linea PET). Questa scelta è stata effettuata anche per via della possibilità prospettata dai gestori di impianto di acquisire, tramite noleggio operativo, macchine simili a quella già presente in impianto. Una soluzione di acquisto di questo tipo non sarebbe stata possibile nel caso fosse stata scelta una macchina di maggiori dimensioni.

In tutta questa analisi è stato tralasciato volutamente il contributo offerto dal Free Cooler. Come si vedrà nell'analisi seguente, il Free Cooler è in grado di garantire un contributo sostanziale soprattutto durante il periodo invernale ed un contributo accettabile durante la primavera e l'autunno. In estate, questi sistemi non sono in grado di fornire nessun contributo, pertanto non spostano la valutazione sulla potenza frigorifera da installare per la copertura del carico di punta.

6.4 Il Free Cooling: tecnologia e simulazione applicativa

Tra i vari interventi, la proposta di Energy Systems Studio prevede anche l'introduzione nell'impianto di un Free Cooler da posizionare a monte del serbatoio inerziale di accumulo. In questa sezione vengono mostrati i principi fondamentali del Free Cooling, analizzate le possibilità applicative ed infine presentati i risultati di una simulazione applicativa compiuta sulla base dei dati dell'impianto in esame.

Per Free Cooling si intende un sistema di raffreddamento che utilizza la sola differenza di temperatura tra ambiente da raffreddare ed ambiente esterno per ottenere l'effetto utile. Questo termine viene utilizzato per descrivere quegli impianti termici che sfruttano l'aria a temperatura ambiente per raffreddare un qualunque elemento del sistema senza l'ausilio di macchine frigorifere. Questa tecnologia presenta vantaggi che possono essere riassunti nei seguenti punti:

- Pochissima manutenzione richiesta che consiste nella sola pulizia del pacco di scambio;
- Consumi energetici molto modesti e comunque estremamente inferiori rispetto al guadagno offerto;

Come verrà mostrato successivamente nella simulazione, i Free Cooler non sono completamente esenti dai consumi energetici. Infatti, seppur rimanga possibile ottenere un raffreddamento senza l'utilizzo di ventilatori, tutte le macchine moderne attualmente in commercio sfruttano un raffreddamento ad aria forzata per migliorare

l'efficienza. Questa scelta, apparentemente contraddittoria con il concetto di free cooling, risulta essere la più conveniente dal punto di vista economico e tecnico. In generale infatti, la potenza elettrica assorbita risulta essere meno di un ventesimo dell'energia termica di raffreddamento prodotta.

E' doveroso evidenziare anche alcuni punti di debolezza della tecnologia dei Free Cooler che sono:

- Ridotta potenza dissipante se confrontata con altri sistemi di raffreddamento;
- Funzionamento vincolato alle condizioni esterne.

Il secondo punto merita un maggior approfondimento. Teoricamente, un sistema Free Cooler è in grado di funzionare fintanto che la temperatura esterna risulta essere inferiore a quella dell'elemento da raffreddare. Tuttavia, è uso comune regolare il funzionamento del Free Cooler con un limite di temperatura massima. L'efficienza degli scambiatori infatti, decresce abbastanza rapidamente all'aumentare della temperatura esterna non rendendo più vantaggioso il funzionamento.

Il punto di forza delle unità di Free Cooling è la loro capacità di gestire con elevata flessibilità ed affidabilità la capacità frigorifera in funzione delle specifiche di carico termico richieste da parte dell'impianto e in funzione della temperatura esterna dell'aria. E' possibile riconoscere tre tipologie di funzionamento differenti:

- Stagione Estiva ($T_{amb} \approx 35 \text{ }^\circ\text{C}$). In questa situazione, la temperatura esterna non è compatibile con il raffreddamento richiesto, il Free Cooler resta inattivo e l'intero flusso è indirizzato al sistema di raffreddamento principale (sia esso a compressione o ad assorbimento).
- Stagione Intermedia ($T_{amb} \approx 10 \text{ }^\circ\text{C}$). Il raffreddamento richiesto viene ottenuto dall'uso combinato del Free Cooler e del frigorifero principale. Il flusso è diretto verso il pacco di scambio del Free Cooler dove viene compiuto un iniziale raffreddamento. In relazione alla temperatura dell'ambiente esterno e del carico richiesto, questo passaggio può essere sufficiente per espletare le richieste oppure si rende necessario il funzionamento del frigorifero principale. In ogni caso, comunque, questo sistema di regolazione permette di minimizzare i consumi elettrici.
- Stagione Invernale ($T_{amb} \approx 0 \text{ }^\circ\text{C}$). Quando la temperatura ambiente è sufficientemente bassa, la refrigerazione avviene completamente nel Free Cooler mentre gli altri sistemi rimangono spenti. Il consumo di energia elettrica si limita solamente all'assorbimento dei ventilatori. In questo modo vengono raggiunti livelli elevatissimi di efficienza energetica.

Si intende ora mostrare una simulazione di calcolo compiuta ipotizzando l'implementazione di un sistema di Free Cooling nell'impianto Alfatherm nella configurazione attuale. Questa simulazione è stata compiuta attraverso l'utilizzo del Bin Method, sfruttando il programma Microsoft Excel incluso nel pacchetto Office e impiegando i dati climatici della zona di riferimento (Varese, dati AICARR). Si fa

notare che è stato deciso di utilizzare il Free Cooler durante la sola stagione invernale, nel periodo che va da Novembre ad Aprile.

Per quanto riguarda i dati tecnici delle macchine, ci si è attenuti ai dati di targa delle unità, forniti da SystemAir.

Per prima cosa, sono state ottenute le temperature medie ora per ora della zona di Varese grazie all'utilizzo di un software specifico "SOFTWARE CALCOLO DELLE FREQUENZE ORARIE" messo a disposizione e distribuito da AICARR.

Successivamente, è stato calcolato il carico di raffreddamento orario richiesto dall'impianto. Per ottenere questi valori è stata utilizzata la seguente *Equazione*:

$$Carico_{orario} = \frac{E_{tot,mensile}}{24 h * n_{giorni,mese}} \quad 6.1$$

con $E_{tot,mensile}$ pari alla somma della produzione frigorifera dei gruppi localizzati in ogni mese del periodo considerato.

Successivamente, è stata calcolata l'energia frigorifera teorica resa disponibile dal free cooler in funzione della temperatura esterna. La simulazione è stata compiuta ipotizzando l'impiego alternativo di tre macchine differenti da 255, 339 e 520 kW frigoriferi (potenzialità calcolata con T_{amb} pari a 5°C). La potenza teorica viene calcolata come:

$$P_{teorica} = -a * T_{amb} + b \quad 6.2$$

dove a [kW/°C] e b [kW] sono i coefficienti ottenuti dall'interpolazione compiuta sulla base dei dati forniti dalla casa produttrice. Lavorando a portata costante infatti, al diminuire della temperatura esterna, cresce la potenza frigorifera producibile.

Ottenuta la potenza teorica della macchina al variare delle condizioni ambiente, si stabilisce quale sia l'energia effettivamente erogata. Per fare ciò si confrontano i valori di potenza teorica e di carico ora per ora: se la potenza teorica è inferiore al carico, il Free Cooler lavorerà a pieno regime ed erogherà quanto è in grado di produrre; se la potenza teorica è superiore al carico, allora erogherà potenza frigorifera pari al carico parzializzando il funzionamento dei ventilatori.

Bisogna quindi calcolare l'energia frigorifera prodotta dai chiller come integrazione al Free Cooler. Nelle ore in cui il Free Cooler è in grado di soddisfare la totalità della richiesta, i chiller ausiliari restano spenti mentre negli altri casi dovranno fornire energia pari alla differenza tra carico e potenza erogata.

Quindi, si calcola il consumo di energia elettrica per il funzionamento dei ventilatori. L'assorbimento elettrico è pari a quello nominale quando la potenza teorica è inferiore o uguale al carico e inferiore al consumo nominale quando la potenza teorica è superiore al carico secondo la relazione:

$$P_{ventilatori} = P_{nom,ventilatori} * \frac{P_{erogata}}{P_{teorica}} \quad 6.3$$

Il passaggio finale è stato quello di escludere dal calcolo della potenza del Free Cooler tutte le ore che presentano una temperatura superiore ad un valore limite oltre al quale si stabilisce di disattivare la macchina. Risulta infatti poco conveniente utilizzare il Free Cooler con temperature esterne troppo elevate perché il vantaggio offerto per il raffrescamento viene annullato dalla spesa di energia elettrica dei ventilatori.

Si è scelto di tenere un valore limite al rapporto tra potenza frigorifera prodotta (Equazione 6.3) e potenza elettrica assorbita pari a 3,5 circa. La scelta di questo valore è dovuta al fatto che, se si scendesse ulteriormente, la produzione di freddo tramite Free Cooler sarebbe meno economica rispetto a quella fatta con un frigorifero a compressione di nuova generazione.

Dall'analisi dei dati di targa, si è ottenuto il valore di temperatura minima che garantisce questo rapporto pari a 13 °C.

Completata quindi questa fase di calcolo, è possibile procedere al confronto in termini energetici della soluzione attuale con quella dotata di Free Cooler. Per evidenziare i vantaggi del free cooling, si è scelto di confrontare i consumi attuali per la produzione di energia frigorifera in inverno registrati da Alfatherm con quelli che si avrebbero utilizzando i Free Cooler. I consumi attuali sono pari all'assorbimento elettrico da parte dei chiller nel periodo considerato (dati ottenibili da Tabella 6.1).

Tabella 6.6. Produzione e consumi del periodo invernale.

<i>Energia Frigorifera Totale</i>	1.025.305 kWh
<i>Consumo Elettrico</i>	448.306 kWh
<i>COP equivalente del sistema</i>	2,287

Per la configurazione con Free Cooler, il consumo di energia elettrica è la somma di due elementi: assorbimento dei ventilatori e consumo del chiller ausiliario. Di seguito sono riportati produzione e consumi attuali e i risultati della simulazione.

Tabella 6.7. Risultati della simulazione di inserimento Free Cooler.

Potenza Frigorifera	255 kW	339 kW	520 kW
<i>Assorbimento Ventilatori</i>	10,8 kW	14,4 kW	21,6 kW
<i>EF Chiller con Free Cooler spento *</i>		265.083 kWh	
<i>EF Chiller in integrazione</i>	132.118 kWh	31.196 kWh	2.471 kWh
<i>EE Chiller</i>	169.962 kWh	126.777 kWh	114.486 kWh
<i>EE Ventilatori</i>	27.852 kWh	31.402 kWh	30.345 kWh
<i>EE Totale</i>	197.814 kWh	158.180 kWh	144.831 kWh
<i>Risparmio EE</i>	55,86%	64,72%	67,69%

* Funzione della temperatura di spegnimento impostata.

Dai risultati ottenuti si evince che l'inserimento di un Free Cooler comporta dei notevoli vantaggi in termini di risparmio di energia elettrica con diminuzione dei consumi elettrici che variano dal 56 al 68%. Scartando la macchina da 255 kW, la soluzione più interessante, appare essere quella che sfrutta il Free Cooler di maggior potenza. Infatti la macchina da 520 kW di targa permette di ridurre notevolmente il funzionamento del chiller in integrazione rispetto alla soluzione da 339 kW (più del 90% in meno di energia elettrica richiesta). La maggior potenza, inoltre, permette un funzionamento parzializzato dei ventilatori con un consumo elettrico finale addirittura inferiore a quello della macchina più piccola (circa il 3% in meno).

Come ultimo passaggio della simulazione, si è voluto verificare i benefici in termini di risparmio di energia elettrica nel caso in cui, oltre al Free Cooler da 520 kW di targa, venga inserito nell'impianto, un nuovo comparto frigorifero centralizzato e moderno. In questo modo verrebbe ulteriormente ridotta la quantità di energia elettrica assorbita dal chiller e il risparmio aumenterebbe ulteriormente. Per questa valutazione si è assunto come COP di riferimento, un valore tipico per i frigoriferi moderni pari a 3,2. Le tre soluzioni di confronto rappresentano:

- “Solo Frigo”: configurazione attuale e sostituzione dei gruppi frigoriferi con nuove macchine ad alta efficienza (COP =3,2);
- “Free Cooler + Frigo Esistente”: soluzione presentata in precedenza;
- “Free Cooler + Nuovo Frigo”: configurazione con inserimento del Free Cooler e sostituzione dei gruppi frigoriferi con nuove macchine ad alta efficienza (COP=3,2).

Tabella 6.8. Confronto tra consumi attuali e soluzioni proposte.

	Attuale	Solo Frigo	Free Cooler + Frigo Esistente	Free Cooler + Nuovo Frigo
<i>EE Chiller</i>	448.306 kWh	320.399 kWh	114.486 kWh	83.611 kWh
<i>EE Ventilatori</i>	0 kWh	0 kWh	30.345 kWh	
<i>EE Totale</i>	448.306 kWh	320.399 kWh	144.831 kWh	113.956 kWh
Risparmio	0	28,53%	67,69%	74,58%

Come si nota dalla tabella, la sostituzione dell'attuale sistema frigorifero con uno moderno e centralizzato, permetterebbe un risparmio di energia elettrica superiore al 28%, considerando il solo periodo invernale. Se unitamente al cambio del frigorifero poi, venisse anche inserito un Free Cooler il risparmio in termini di energia salirebbe a quasi il 75%, un valore estremamente elevato. Si rimanda alla sezione successiva per una valutazione anche a livello economico delle due proposte mentre di seguito è presentato un prospetto esemplificativo 3D del progetto dell'impianto di raffreddamento centralizzato con Free Cooler.

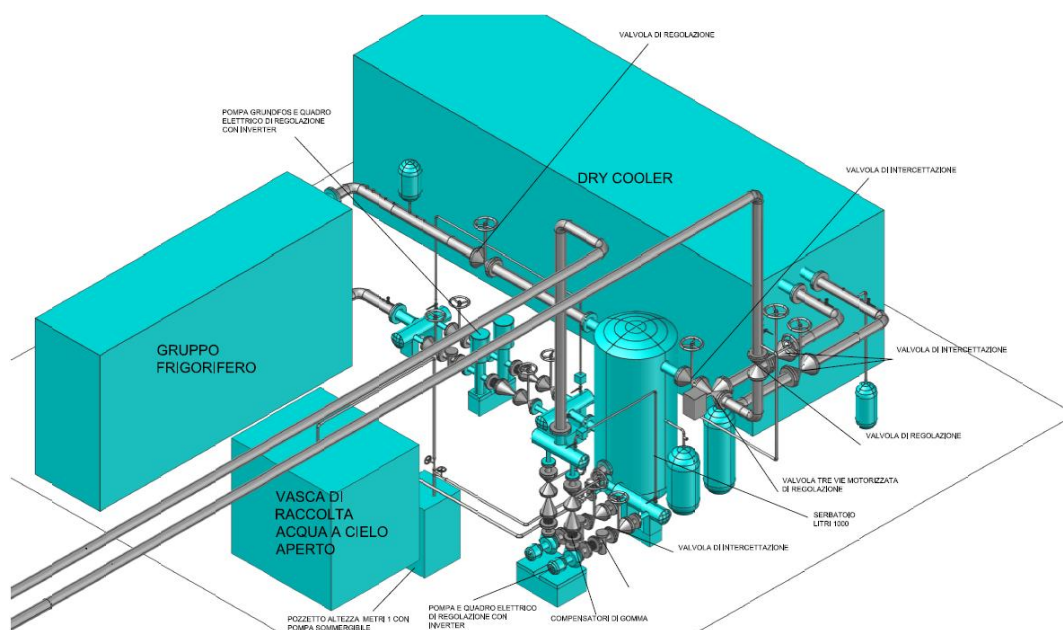


Figura 6.9. Particolare dello schema di principio del progetto dell'impianto di raffreddamento centralizzato con Free Cooler.

6.5 Valutazioni economiche

In questa ultima sezione si intende valutare dal punto di vista economico l'efficacia del progetto avanzato da Energy Systems Studio. Come prima puntualizzazione bisogna far notare che l'intera analisi è stata effettuata ipotizzando che l'intervento venga compiuto interamente da Heat&Power.

Per prima cosa si presentano i costi di investimento stimati.

Tabella 6.9. Costi di investimento del progetto Energy Systems Studio.

Interventi sulla Linea esistente		
<i>Sistema di controllo dell'economizzatore</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Acquisto nuovi componenti; • Manodopera e controllo impianto 	7000 €
<i>Glicolazione Circuito Caldo</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Acquisto Glicole; • Manodopera e controllo impianti 	5 – 6.000 €
Progetto della nuova Linea		
<i>Piping</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Acquisto dei materiali (comprensivo di tubazioni preisolate e componentistica di linea); • Manodopera, staffaggi ed opere edili; • Installazione componentistica ed allacciamento a rete pre-esistente 	160.000 €
<i>Free Cooler</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Acquisto, installazione e allacciamento Free Cooler da 520 kW; 	40.000 €
<i>Gruppi Frigoriferi</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Acquisto di 3 frigoriferi dalla potenzialità di 300 kW l'uno; • Installazione ed allacciamento alla rete; 	120.000 €
<i>Sistema di pompaggio</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Acquisto ed installazione del sistema di pompaggio previsto; 	25.000 €
<i>Nuove utenze</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Acquisto unità di trattamento aria per 5 locali quadri elettrici • Installazione e lavori di allacciamento alla rete generale 	A carico di Alfatherm
Progettazione Esecutiva		15 – 20.000 €
Totale		370 – 380.000 €

Per valutare la bontà economica di un investimento è necessario quantificare i possibili ritorni che esso può generare. Come detto in precedenza, il progetto di Energy Systems Studio non mira unicamente ad un miglioramento del funzionamento dell'impianto sotto il solo aspetto energetico ma, grazie a diversi interventi, è in grado di migliorare alcune situazioni critiche riscontrate durante il normale funzionamento. Pertanto, alcuni miglioramenti del sistema saranno quantificabili a livello economico mentre altri saranno dei benefit a cui non è possibile associare un corrispettivo monetario preciso.

Il primo ritorno economico per Heat&Power è l'aumento della producibilità frigorifera del gruppo ad assorbimento a parità di costo di produzione.

L'intervento sull'economizzatore e l'allacciamento di nuove utenze, infatti, permetterà al frigorifero ad assorbimento di lavorare in maniera ideale e per maggior tempo, riducendo quindi la differenza tra produzione effettiva e producibilità teorica mostrata in *Figura 6.6*. Questo significa che Heat&Power sarà in grado di vendere una maggior quantità di energia frigorifera senza incrementare le spese di produzione.

Per valutare il beneficio è stato necessario stimare l'energia frigorifera assorbita dallo stabilimento nel periodo estivo, ipotizzando l'allacciamento delle nuove utenze. Questo consumo di energia frigorifera sarà dato dal consumo attuale sommato al prodotto tra assorbimento medio delle nuove utenze (300 kW) e ore di funzionamento dello stabilimento in estate (3696 circa). La producibilità del frigorifero ad assorbimento, invece, dipende dalle ore di funzionamento nel periodo estivo del cogeneratore pari a 2962 (dato fornito da Heat&Power).

Tabella 6.10. Ritorno economico conseguibile dalla maggior producibilità tramite frigorifero ad assorbimento.

<i>Energia Frigorifera Estiva Attuale</i>	1.729.413 kWh
<i>Produzione Assorbitore Attuale</i>	1.114.840 kWh
<i>Energia Frigorifera Estiva Nuove Utenze</i>	2.827.125 kWh
<i>Produzione Assorbitore Nuove Utenze</i>	2.182.540 kWh
<i>Incremento di Produzione</i>	1.067.700 kWh
<i>Ritorno Economico *</i>	69.400 €

* Valorizzazione dell'energia frigorifera venduta pari a 0,065 €/kWh

Un secondo ritorno economico è il risparmio conseguibile durante il periodo invernale dovuto all'inserimento del Free Cooler. Nella sezione precedente è stato mostrato il procedimento di simulazione seguito per analizzare i benefici di queste macchine pertanto qui ci si limiterà a mostrarne i risultati. In questo caso, la simulazione è stata effettuata però non sui consumi attuali del periodo invernale ma

su quelli stimati ipotizzando l'allacciamento delle nuove utenze, come fatto in precedenza per il periodo estivo. Il confronto è stato eseguito tra la situazione di progetto (impianto centralizzato con Free Cooler e frigoriferi di nuova generazione con COP=3,2) e una situazione che ha allacciato le nuove utenze ma che mantiene la configurazione impiantistica attuale.

Tabella 6.11. Ritorno economico conseguibile tramite utilizzo di Free Cooler e nuovo gruppo di frigoriferi.

	Caso Base	Progetto
<i>Energia Frigorifera Invernale Nuove Utenze</i>	2.036.766 kWh	
<i>Energia Elettrica Free Cooler</i>	0 kWh	53.841 kWh
<i>Energia Elettrica Chiller</i>	890.584 kWh	235.863 kWh
<i>Totale Energia Elettrica</i>	890.584 kWh	289.704 kWh
<i>Risparmio Energia Elettrica</i>		600.880 kWh
<i>Ritorno Economico *</i>		56.800 €

* Valorizzazione dell'energia elettrica pari a 0,0945 €/kWh

Un terzo ritorno economico è legato al risparmio conseguibile durante l'estate grazie al nuovo sistema frigorifero centralizzato. Tutta la produzione frigorifera che l'assorbitore non riesce a soddisfare, infatti, viene prodotta da frigoriferi di nuova generazione con COP ben superiori a quelli attualmente installati. Come in precedenza, il confronto viene fatto tra la situazione di progetto (impianto centralizzato e frigoriferi con COP=3,2) e un ipotetico sistema allacciato alle nuove utenze ma con configurazione di macchinari attuale.

Tabella 6.12. Ritorno economico conseguibile grazie all'utilizzo di nuovi frigoriferi durante il periodo estivo.

	Caso Base	Progetto
<i>Energia Frigorifera Estiva Nuove Utenze</i>	2.827.125 kWh	
<i>Energia Elettrica Chiller</i>	1.177.969 kWh	883.477 kWh
<i>Risparmio Energia Elettrica</i>		294.492 kWh
<i>Ritorno Economico *</i>		27.800 €

* Valorizzazione dell'energia elettrica pari a 0,0945 €/kWh

Questi sono i ritorni di ambito energetico e dunque quantificabili anche a livello economico.

Il progetto presenta tuttavia anche una voce di incremento nelle spese di gestione che quindi deve essere considerata all'interno dell'analisi economica come un'uscita di cassa. Si tratta dell'aumento dei costi per il pompaggio.

La nuova rete, infatti, coinvolge portate e distanze superiori rispetto alla situazione attuale che comportano un aumento dei consumi. Per valutare l'effettiva entità dell'incremento dei costi di pompaggio si confronta la situazione dei consumi attuale con quella di progetto. Poiché la rete di riscaldamento non viene modificata, l'analisi terrà unicamente conto di tutte le pompe che si occupano della distribuzione di acqua refrigerata.

Dato che nella nuova configurazione, le pompe che si trovano presso le utenze vengono tutte mantenute in funzione, in questo calcolo comparativo risultano ininfluenti.

Tabella 6.13. Consumi elettrici per il pompaggio nella situazione attuale e di progetto e corrispondente esborso.

Configurazione Attuale			
	Potenza	Ore funzionamento	Energia Elettrica
<i>Pompe G1</i>	15 kW	3696 (Solo estate)	55.440 kWh
<i>Pompe G2</i>	12 kW	7076	84.912 kWh
<i>Totale</i>			140.352 kWh
Configurazione di Progetto			
	Potenza	Ore funzionamento	Energia Elettrica
<i>Pompe Utanza</i>	4x18 kW	7076	509.472 kWh
<i>Incremento di Energia Elettrica</i>			369.120 kWh
<i>Esborso supplementare *</i>			34.900 €

* Valorizzazione dell'energia elettrica pari a 0,0945 €/kWh.

Complessivamente dunque i ritorni economici, al netto degli esborsi, conseguenti al progetto avanzato da Energy Systems Studio sono pari a 119.100 €/anno. Con questo risparmio annuo rispetto alla situazione attuale, il tempo di ritorno semplice (o Pay-Back Time) dell'investimento è pari a 3,2 anni. La redditività dell'investimento può essere valutata anche tenendo conto di altri criteri:

- Il Valore Attuale Netto VAN (o NPV, Net Present Value) che rappresenta la somma dei flussi di cassa attesi su un periodo di riferimento, attualizzandoli sulla base di un tasso di rendimento (Tasso di attualizzazione: 4%);
- Il Tasso Interno di Rendimento TIR (o IRR, Internal Rate of Return) che rappresenta il tasso composto annuale di ritorno effettivo che l'investimento genera.

Nel calcolo del flusso di cassa si utilizza come risparmio il valore di 119.100 €/anno stimato in precedenza (aumento annuo del costo dell'energia elettrica e del prezzo di vendita di quella frigorifera pari al 2,5%) mentre per quanto riguarda le spese, oltre

all'investimento iniziale, bisogna analizzare una seconda voce. Tutti i macchinari e i componenti che andranno installati, infatti, necessiteranno di una manutenzione ordinaria: questo rappresenta un costo per l'azienda che quindi assisterà ad una diminuzione del proprio guadagno annuale.

Tabella 6.14. Manutenzione annuale preventiva per i diversi macchinari installati [5].

Componente/Macchinario	Manutenzione annuale preventiva (% costo di investimento)
Gruppi Frigo e Free Cooler	4,0%
Sistema di tubazioni	0,5%
Sistema di pompaggio	2,0%

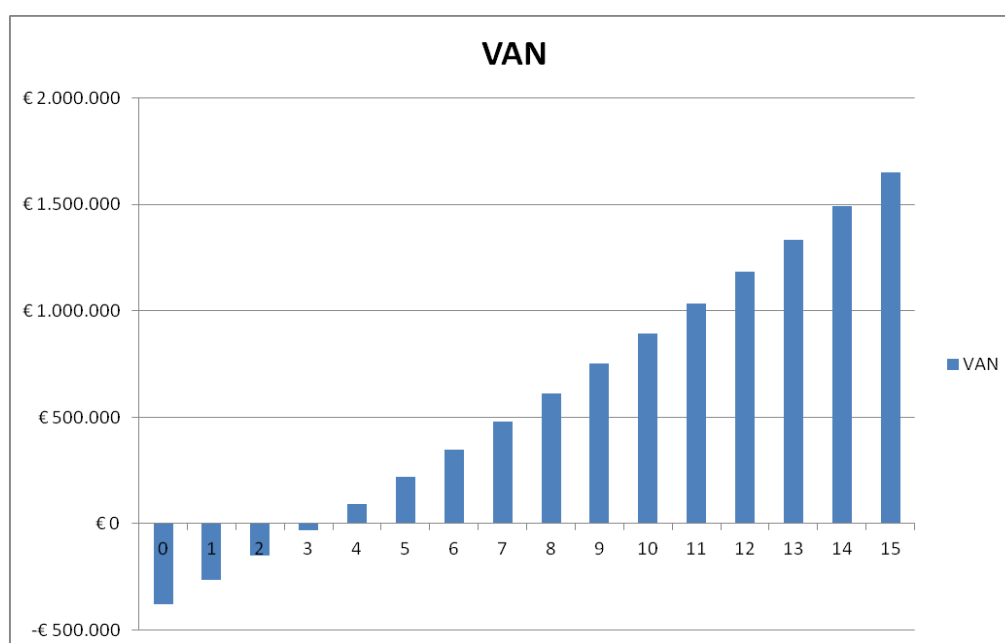


Figura 6.10. Valore Attualizzato Netto su 15 anni del progetto ESS.

Il TIR dell'investimento è invece pari al 29,69%, valore estremamente elevato.

Da ultimo verranno elencati tutti i vantaggi che l'intervento proposto da Energy Systems Studio comporterà allo stabilimento senza generare dei ritorni economici direttamente quantificabili.

1. Il primo vantaggio portato dal progetto è la riduzione dei costi di manutenzione ordinaria e straordinaria a carico di Alfatherm. In particolar

modo, lo spostamento dei gruppi frigoriferi in posizione centrale permetterà loro un miglior funzionamento in un ambiente più idoneo, riducendo la possibilità di rottura dei condensatori. Inoltre, la glicolazione consentirà un funzionamento migliore anche alle batterie delle UTA prevenendo il congelamento.

2. Un sistema più affidabile permette un incremento delle ore di funzionamento annuali del comparto cogenerativo, aumentando così la producibilità termica, frigorifera ed elettrica generando evidenti vantaggi economici.
3. L'implementazione del nuovo sistema di regolazione per l'inverno affiancato dalla progettazione di un sistema centralizzato di produzione del freddo in estate, permette di migliorare le condizioni di comfort all'interno degli edifici produttivi. Inoltre, grazie ad una gestione automatizzata, garantisce un utilizzo più efficiente dei vettori termici da parte delle UTA. (Il costo della progettazione del nuovo sistema di regolazione non è stato incluso nell'analisi economica proprio perché non comporta vantaggi economici quantificabili).
4. Il nuovo sistema così progettato permette di diminuire le perdite di acqua refrigerata (riscontrate in particolar modo nei pressi della vasca di accumulo) migliorando così l'efficienza della distribuzione e diminuendo i costi di reintegro.
5. Con la realizzazione del progetto vengono ridotte le ore di fermo dello stabilimento. Il nuovo sistema infatti, includendo la refrigerazione dei locali quadri elettrici, garantisce a queste sale un ambiente di lavoro ideale evitando i rischi di guasto. In caso di guasto, i reparti controllati dai quadri devono fermare la produzione il che comporta un costo di mancata produzione. Inoltre, si assisteva al blocco della produzione ogni qualvolta i gruppi frigoriferi localizzati presso le utenze tecnologiche manifestavano dei malfunzionamenti. Lo spostamento di tali gruppi consente di limitare fortemente queste problematiche.
6. L'installazione in impianto del nuovo sistema di produzione e distribuzione del freddo permette anche una riqualificazione generale dell'impianto. E' ragionevole pensare che i gruppi frigoriferi presenti abbiano ormai esaurito la propria vita utile e che dunque siano stati completamente ammortati. L'installazione di gruppi frigoriferi di nuova generazione permette dunque un incremento del valore dell'impianto.
7. Da ultimo, lo sdoppiamento della linea di distribuzione permettere un funzionamento del frigorifero ad assorbimento in parallelo al funzionamento in riscaldamento. Questa possibilità sarebbe particolarmente utile nelle mezze stagioni, quando il carico di riscaldamento non è massimo e dunque una parte di calore deve essere dissipata. Con la nuova configurazione, l'assorbitore può funzionare ai carichi parziali assorbendo la quota di calore non sfruttata per il riscaldamento. La linea di distribuzione alle utenze, infatti, non presenta più tubazioni condivise e dunque il funzionamento in parallelo è possibile.

CONCLUSIONI

Lo studio compiuto sull'impianto evidenzia delle criticità che possono essere in parte risolte ed in parte fortemente limitate grazie ad un intervento di riorganizzazione. Il progetto avanzato da Energy Systems Studio prevede un intervento su larga scala riguardante la riorganizzazione della rete di distribuzione dei vettori energetici.

Gli interventi legati alla rete esistente, delegata alla distribuzione di calore, permettono un generale miglioramento delle condizioni lavorative presso i reparti e una riduzione dei costi in termini di manutenzione.

Gli interventi di realizzazione della nuova rete fredda invece permetteranno di avere un miglioramento sia a livello energetico, con conseguente riduzione dei costi operativi, che a livello di funzionalità globale di tutto l'impianto. Questi ultimi benefici, seppur di difficile quantificazione economica, comportano comunque un miglioramento generale della funzionalità operativa dello stabilimento e sono in grado di risolvere le problematiche in precedenza evidenziate.

Il tempo di rientro dell'investimento (PBT), il valore attualizzato netto ai 15 anni (VAN) e il tasso interno di rendimento (TIR) mostrano che, anche qualora si assistesse ad un aumento dei costi di investimento e/o ad una riduzione del risparmio netto annuale, l'investimento risulta essere favorevole e profittevole.

Il grafico seguente presenta un'analisi di sensitività a comprova di quanto espresso. Le serie di dati sono relative a due previsioni:

- una ottimistica in cui il risparmio annuo coincide con quello stimato in precedenza pari a 119.100 €/anno;
- una pessimistica in cui la previsione di risparmio si riduce del 25% (Circa 89.300 €/anno).

Nella valutazione compiuta si è anche analizzata la possibile variazione del costo di investimento, ipotizzandone un aumento fino ad un valore del 25% superiore rispetto alle stime di partenza.

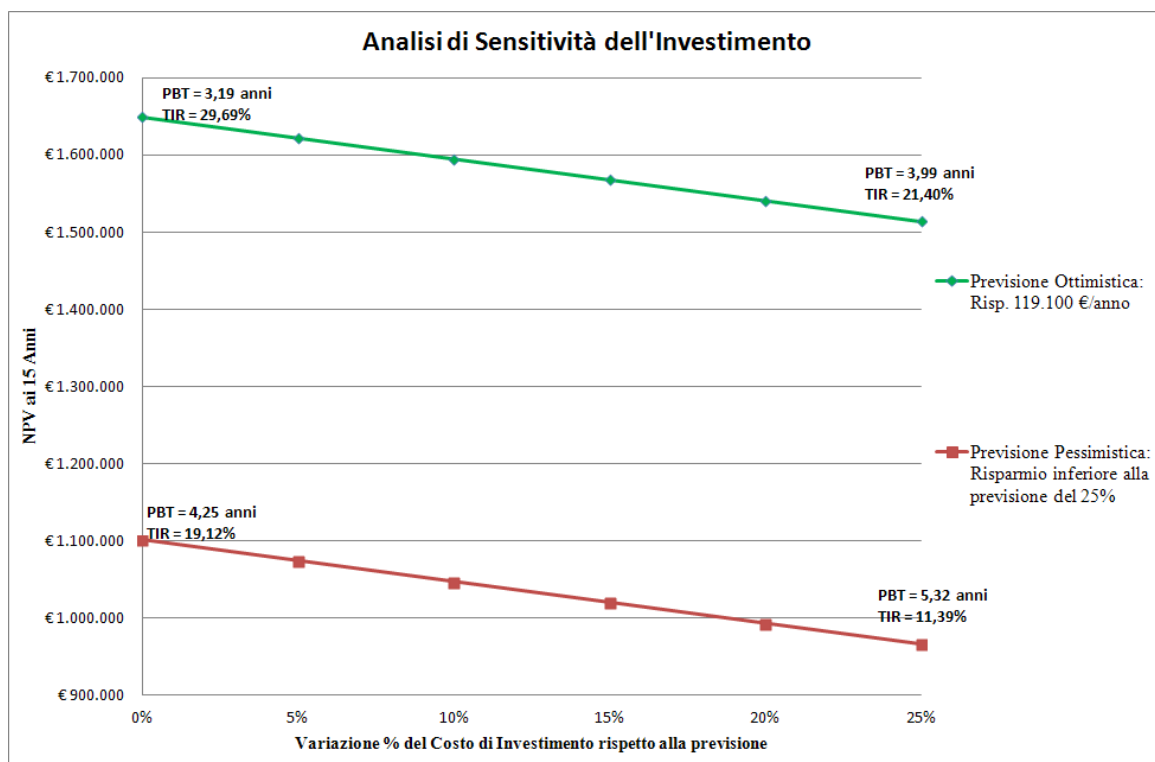


Figura 6.11. Analisi di sensitività dell'investimento.

Come si evince dal grafico, il confronto tra la peggiore delle ipotesi (Risparmio minimo e costo di investimento più elevato) e la previsione più ottimistica (Risparmio massimo e costo di investimento minimo):

- il VAN su 15 anni decresce di circa 600.000 €;
- il PBT aumenta di due anni circa;
- il TIR decresce di poco meno del 20%, assestandosi su un valore comunque superiore all'11%; il che attesta una valenza tuttora positiva per l'investimento.

I benefit che il progetto è in grado di portare nei diversi ambiti dello stabilimento (miglior comfort termico sia estivo che invernale delle aree di lavoro, minori rischi di guasto sia dei macchinari per la produzione di energia che per quelli ad uso tecnologico, uniti ai vantaggi descritti in precedenza) rappresentano un ulteriore incremento per il valore intrinseco dell'investimento, che non possono essere trascurati in fase di valutazione.

Attualmente, lo stabilimento Alfatherm S.p.A. sta attuando alcuni investimenti preliminari in vista di una possibile realizzazione del progetto nei prossimi anni.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Macchi E., Campanari S., Silva P. *“La climatizzazione a gas e ad azionamento termico”*. Milano, Polipress editore, 2012.
- [2] Lozza G. *“Turbine a gas e cicli combinati”*. Bologna, Società editrice Esculapio, 2007.
- [3] Ferrari G. *“Motori a combustione interna”*. Torino, Edizioni “Il Capitello”, 2008.
- [4] Galliani A., Pedrocchi E. *“Analisi exergetica”*. Milano, Polipress editore, 2006.
- [5] Busato F. *“Analisi Economica – Fondamenti e applicazioni al sistema edificio-impianto”*. Milano, Editoriale Delfino srl, 2014.
- [6] Joppolo C., *“Macchine e fluidi frigorigeni”*, Corso aggiornamento AICARR, 2003.

SITOGRAFIA

- [7] GSE – Gestore dei Servizi Energetici. www.gse.it
- [8] Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento – CAR. www.gse.it/it/salastampa/GSE_Documenti/Guida%20CAR.pdf

APPENDICE A

INDICATORI

Verranno presentati tutti gli indicatori che sono stati utilizzati durante la trattazione sia per la definizione dei parametri di valutazione a livello di normative europee sia all'interno dell'analisi energetica dell'impianto.

Il primo indicatore che si presenta è il Rendimento Elettrico Netto:

$$\eta_{el} = \frac{E_{el}}{m_f * PCI_{fuel,in}} \quad A.1$$

Esso è il rapporto tra l'energia elettrica prodotta e l'energia termica entrante nel sistema sottoforma di combustibile (prodotto della massa (m_f) di combustibile introdotta nel sistema e il potere calorifico inferiore dello stesso ($PCI_{fuel,in}$)).

Successivamente si definisce il Rendimento Termico Netto:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{th}}{m_f * PCI_{fuel,in}} \quad A.2$$

Analogo del rendimento elettrico, tiene conto dell'energia termica prodotta al posto di quella elettrica.

Quindi, il rendimento totale o di I Principio:

$$\eta_{TOT} = \frac{Q_{th} + E_{el}}{m_f * PCI_{fuel,in}} = \eta_{el} + \eta_{th} \quad A.3$$

Definito come rapporto tra la somma degli effetti utili generati dal sistema e l'energia entrante come combustibile ed è pari alla somma di rendimento elettrico e termico. Questo indice è storicamente l'indicatore più utilizzato per la valutazione

delle prestazioni di un impianto di generazione di potenza. Come verrà mostrato in seguito, però, non si rivela l'indice più corretto per valutare impianti cogenerativi in quanto non tiene conto dell'effettivo valore dell'energia termica. Infatti, il valore di questo rendimento è sempre inferiore a uno per tutti quei sistemi cogenerativi che non utilizzano pompe di calore mentre può raggiungere od anche superare l'unità in casi in cui è presente tale macchina (le pompe di calore sfruttano energia gratuita prelevata dall'ambiente che permette di innalzare la quantità di calore prodotto a pari energia entrante nel sistema). Come è noto, un rendimento di un sistema che compie conversioni di energia maggiore di uno è termodinamicamente impossibile. Pertanto, pur continuando ad utilizzare questo riferimento anche nelle trattazioni successive, si invita a tenere conto che il rendimento di primo principio può trarre in inganno nella valutazione di un sistema.

Si definisce poi il rendimento elettrico equivalente:

$$\eta_{el,eq} = \frac{E_{el}}{m_f * PCI_{fuel,in} - \left(\frac{Q_{th}}{\eta_{th,rif}}\right)} \quad A.4$$

Tale rendimento rappresenta il rapporto tra energia elettrica prodotta e energia termica entrante nel sistema, al netto della quota attribuibile alla generazione di calore, calcolata rispetto ad un rendimento termico di riferimento. Rappresenta quindi il rendimento elettrico effettivo del sistema cogenerativo.

Un altro indicatore di indubbia utilità è il rendimento di II principio:

$$\eta_{II} = \frac{E_{el} + EX_{Q_{th}}}{m_f * EX_{fuel,in}} \quad A.5$$

Tale rendimento, omogeneizza le grandezze energetiche trattate seguendo il secondo principio della termodinamica in termini di lavoro reversibile (o Exergia). L'energia elettrica prodotta rimane pari a quella considerata nei rendimenti precedenti perché è considerata assimilabile a un lavoro puro. L'energia termica, invece, viene rivalutata in funzione della sua exergia termica. Per calcolare l'exergia termica è sufficiente moltiplicare il calore (Q_{th}) per il fattore di Carnot (θ). Il fattore di Carnot è definito come:

$$\theta = \left(1 - \frac{T_a}{T_h}\right) \quad A.6$$

Dove T_a è la temperatura di riferimento (solitamente quella dell'ambiente esterno) e T_h è la temperatura alla quale viene reso disponibile il calore entrambe espresse in gradi Kelvin.

Si fa notare che questo rendimento, evidenziando il secondo principio della termodinamica, è sempre inferiore all'unità, anche nei casi in cui i sistemi sfruttino pompe di calore. Inoltre, dato che tutte le applicazioni che prevedono un riscaldamento di ambienti utilizzano delle temperature relativamente basse (45-75 °C), il termine di exergia associata al calore risulta essere molto piccolo. Tale rendimento, dunque, tende a sottovalutare gli effettivi benefici dei sistemi cogenerativi in termini di risparmio energetico.

Per via di questa situazione, di recente è stato introdotto un nuovo indicatore dedicato alla cogenerazione: il PER (Primary Energy Ratio o Rapporto di Energia Primaria):

$$PER = \frac{E_{el}/\eta_{el,rif} + Q_{th}/\eta_{th,rif}}{m_f * PCI_{fuel,in}} \quad A.7$$

Questo indice è definito come il rapporto, a parità di energia elettrica e termica prodotta, fra l'energia primaria che utilizzerebbe un sistema "convenzionale" (con rendimenti $\eta_{el,rif}$ e $\eta_{th,rif}$) e quella utilizzata dal sistema cogenerativo. Nell'energia termica Q_{th} è inclusa anche la quantità destinata ad eventuali frigoriferi che dunque, seguendo le indicazioni della normativa europea, è valutata pregiata al pari di quella di semplice cogenerazione. Da questo indicatore si evince che quando PER è superiore all'unità, la generazione separata comporta un maggior consumo di energia primaria rispetto alla cogenerazione e che quindi il cogeneratore permette un risparmio.

Strettamente legato all'indice PER è l'indice IRE (Indice di Risparmio Energetico):

$$IRE = 1 - (1/PER) \quad A.8$$

L'IRE è definito "Primary Energy Saving" o PES dalla direttiva europea UE 2004/08 ed è un indice comparativo: confronta cioè il sistema cogenerativo con un ipotetico sistema di generazione separata al quale competono dei rendimenti di confronto (come in *Equazione A.7*). Come si evince dalla definizione del PER, per impianti con valori di IRE maggiori di zero, la cogenerazione risulta essere vantaggiosa rispetto alla produzione separata mentre in casi con IRE minore di zero, la cogenerazione non comporta vantaggi.

Un altro indicatore è il rapporto limite termico (LT):

$$LT = \frac{Q_{th}}{Q_{th} + E_{el}} \quad A.9$$

Tale indicatore rappresenta il rapporto tra l'energia termica e quella totale prodotta dal sistema.

Infine, l'indice elettrico (k):

$$k = \frac{E_{el}}{Q_{th}} \quad A.10$$

Indicatore che rappresenta il rapporto tra l'energia elettrica e quella termica prodotta. Questo indice varia in base al tipo di impianto e alle modalità di funzionamento. E' possibile definire un indice elettrico in condizioni di massimo recupero termico per ogni tipologia di impianto. Le direttive UE hanno stabilito i valori previsti per i vari tipi di impianto e per i diversi utilizzi.

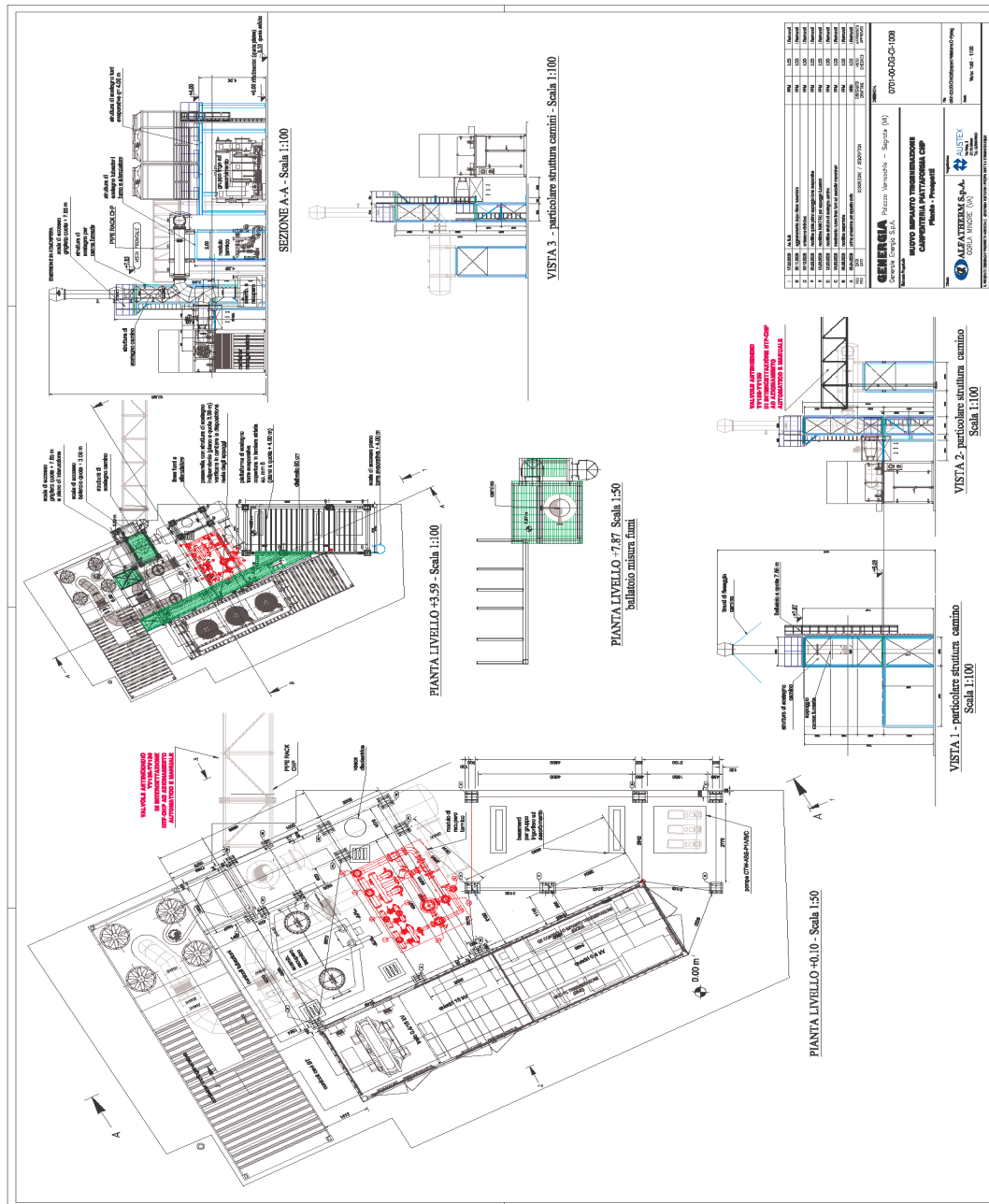
Tabella A.1. Valori dell'indice elettrico k di massimo recupero termico (Direttiva UE).

Tipologia di impianto	Riscaldamento Ambientale	Utilizzo Industriale
<i>Motori alternativi con recupero di calore</i>	0,75	0,6
<i>Cicli combinati</i>	0,95	0,75
<i>Turbine a gas con recupero di calore</i>	0,55	0,4
<i>Turbine a vapore con spillamento</i>	0,45	0,3
<i>Turbine a vapore a contropressione</i>	0,45	0,3

L'indice k risulta essere strettamente legato al rendimento elettrico equivalente e all'indice IRE. Se l'indice elettrico reale si avvicina al valore di massimo recupero termico, infatti, IRE e il rendimento elettrico equivalente crescono, indicando che l'impianto è valido dal punto di vista del risparmio energetico. Tale impianto, quindi, oltre a produrre energia termica, è in grado di generare energia elettrica "cogenerata" con un rendimento ben maggiore rispetto a quello delle tecnologie separate. Come si vedrà in seguito, la produzione elettrica considerata come cogenerata verrà valutata sulla base di questo indicatore.

ALLEGATO B

PLANIMETRIA DELLA ZONA DI TRIGENERAZIONE



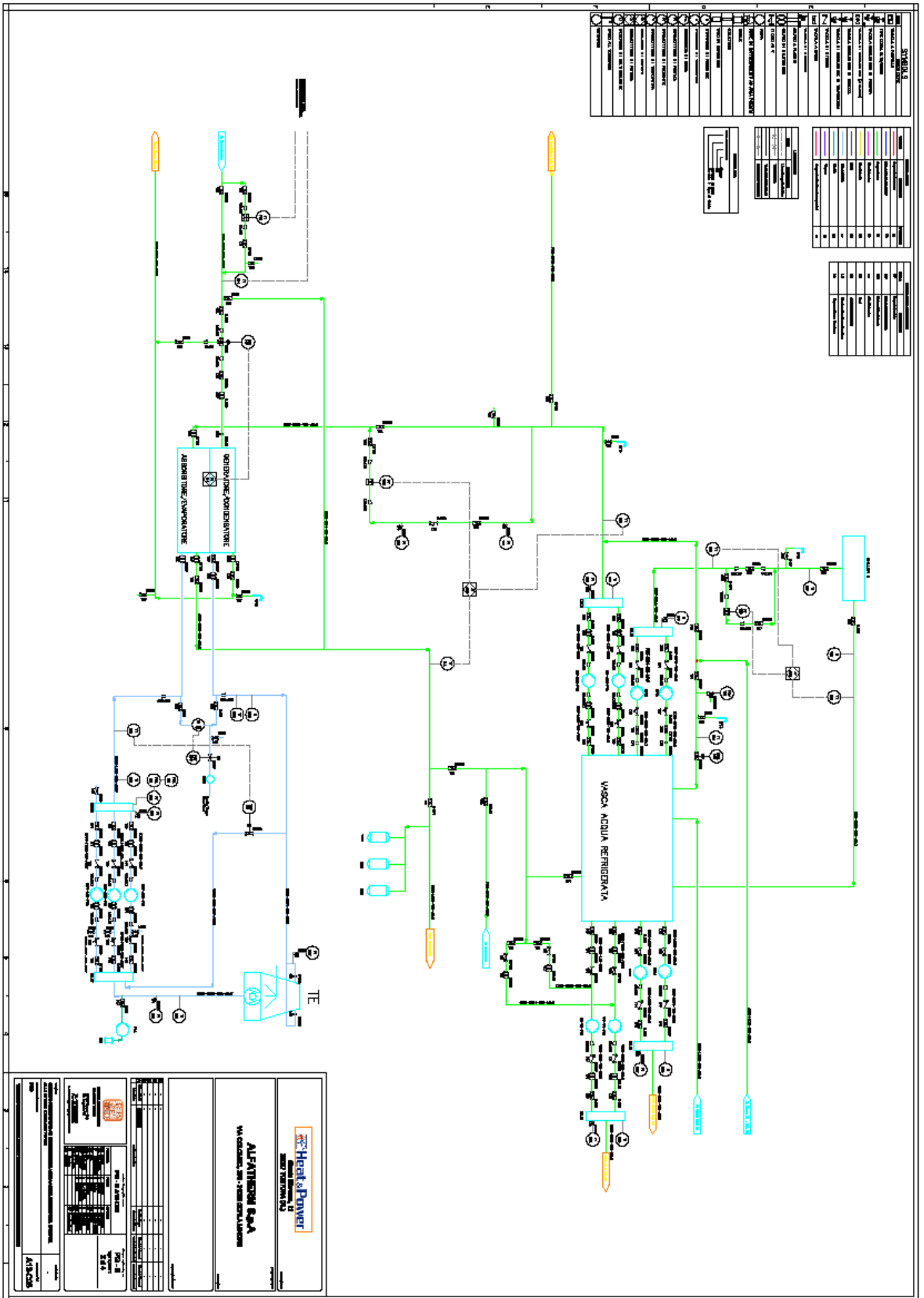
ALLEGATO C

P&ID AS BUILT DELL'IMPIANTO ALFATHERM

In questo allegato sono presentati i P&ID dell'impianto Alfatherm realizzati tramite il programma *ESAIN – Esapro P&ID*. Prima della realizzazione tramite software, sono stati necessari diversi rilievi compiuti presso l'impianto in quanto i vecchi schemi risultavano incompleti ed imprecisi.

Il risultato finale delle analisi è riportato nei quattro schemi seguenti che rappresentano la funzionalità globale dell'impianto. Per una miglior visualizzazione, si è scelto di dividere lo schema su 4 fogli:

- Foglio 1 di 4: P&ID del gruppo motore con recuperatori di calore ed elettroscaldatori;
- Foglio 2 di 4: P&ID della sezione del frigorifero ad assorbimento, della vasca di accumulo e del circuito di torre;
- Foglio 3 di 4: P&ID del circuito ad olio diatermico;
- Foglio 4 di 4: P&ID del circuito di distribuzione alle utenze.



LEGENDA

1	CONDENSATORE
2	EVAPORANTE
3	COMPRESSORE
4	CONDENSATORE/COMPENSATORE
5	TE
6	WASCA ACQUA REFRIGERATA
7	CONDENSATORE
8	EVAPORANTE
9	COMPRESSORE
10	CONDENSATORE/COMPENSATORE
11	TE
12	WASCA ACQUA REFRIGERATA
13	CONDENSATORE
14	EVAPORANTE
15	COMPRESSORE
16	CONDENSATORE/COMPENSATORE
17	TE
18	WASCA ACQUA REFRIGERATA
19	CONDENSATORE
20	EVAPORANTE
21	COMPRESSORE
22	CONDENSATORE/COMPENSATORE
23	TE
24	WASCA ACQUA REFRIGERATA
25	CONDENSATORE
26	EVAPORANTE
27	COMPRESSORE
28	CONDENSATORE/COMPENSATORE
29	TE
30	WASCA ACQUA REFRIGERATA
31	CONDENSATORE
32	EVAPORANTE
33	COMPRESSORE
34	CONDENSATORE/COMPENSATORE
35	TE
36	WASCA ACQUA REFRIGERATA
37	CONDENSATORE
38	EVAPORANTE
39	COMPRESSORE
40	CONDENSATORE/COMPENSATORE
41	TE
42	WASCA ACQUA REFRIGERATA
43	CONDENSATORE
44	EVAPORANTE
45	COMPRESSORE
46	CONDENSATORE/COMPENSATORE
47	TE
48	WASCA ACQUA REFRIGERATA
49	CONDENSATORE
50	EVAPORANTE
51	COMPRESSORE
52	CONDENSATORE/COMPENSATORE
53	TE
54	WASCA ACQUA REFRIGERATA
55	CONDENSATORE
56	EVAPORANTE
57	COMPRESSORE
58	CONDENSATORE/COMPENSATORE
59	TE
60	WASCA ACQUA REFRIGERATA
61	CONDENSATORE
62	EVAPORANTE
63	COMPRESSORE
64	CONDENSATORE/COMPENSATORE
65	TE
66	WASCA ACQUA REFRIGERATA
67	CONDENSATORE
68	EVAPORANTE
69	COMPRESSORE
70	CONDENSATORE/COMPENSATORE
71	TE
72	WASCA ACQUA REFRIGERATA
73	CONDENSATORE
74	EVAPORANTE
75	COMPRESSORE
76	CONDENSATORE/COMPENSATORE
77	TE
78	WASCA ACQUA REFRIGERATA
79	CONDENSATORE
80	EVAPORANTE
81	COMPRESSORE
82	CONDENSATORE/COMPENSATORE
83	TE
84	WASCA ACQUA REFRIGERATA
85	CONDENSATORE
86	EVAPORANTE
87	COMPRESSORE
88	CONDENSATORE/COMPENSATORE
89	TE
90	WASCA ACQUA REFRIGERATA
91	CONDENSATORE
92	EVAPORANTE
93	COMPRESSORE
94	CONDENSATORE/COMPENSATORE
95	TE
96	WASCA ACQUA REFRIGERATA
97	CONDENSATORE
98	EVAPORANTE
99	COMPRESSORE
100	CONDENSATORE/COMPENSATORE

Heat & Power
SISTEMI PER IL
RISCALDAMENTO E IL
RAFFRESCAMENTO

ALPANTHON S.p.A.
Via Cavour, 20 - 10121 TORINO

PROGETTO: _____
DATA: _____
AUTORE: _____
VERIFICATO: _____

ALPANTHON S.p.A. - Via Cavour, 20 - 10121 TORINO - Tel. 011/31211111 - Fax 011/31211112

