

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale



Sistemi di cogenerazione

Caso studio dell'impianto di cogenerazione

Michelin-Cuneo

Relatore:

Marco Simonetti

Candidati:

Erica Della Torre

Referenti in azienda:

Alessandro Martalò

Michele Tamagnone

Luglio 2024

Abstract

Il presente lavoro nasce dall'esperienza di tirocinio svolto presso un'importante società italiana E.P.C., la Delta-ti Impianti S.p.A. specializzata nella progettazione, sviluppo e realizzazione di grandi impianti tecnologici, energetici ed infrastrutturali. L'elaborato di Tesi si prefigge l'obiettivo di analizzare l'impianto cogenerativo attualmente in fase di costruzione per la fornitura di elettricità, vapore e acqua calda presso lo stabilimento produttivo MICHELIN in Provincia di Cuneo (CN).

Nella prima parte della trattazione si propone una panoramica sulla diffusione degli impianti cogenerativi nel territorio italiano, analizzandone vantaggi e svantaggi relativamente alle diverse tecnologie impiegate e al quadro normativo di riferimento. In particolar modo viene trattato il tema dell'impatto ambientale con particolare attenzione alla riduzione delle emissioni di gas inquinanti derivanti dalla combustione, che costituiscono un contributo rilevante al fenomeno dell'effetto serra.

Nella seconda parte dell'elaborato si descrive l'impianto di cogenerazione di Cuneo costituito da due motori endotermici a gas naturale accoppiati a due generatori di vapore a recupero, che sfruttano i fumi caldi prodotti dalla combustione per la produzione del vapore.

Successivamente viene proposto un focus sulle linee principali realizzate a carico della Delta-Ti, realizzate sulla base delle specifiche tecniche di appalto del cliente EDISON NEXT.

Il lavoro di Tesi prosegue con il calcolo delle perdite di carico lungo il circuito di raffreddamento a bassa temperatura, con un'analisi approfondita sui parametri che influenzano il risultato ottenuto, quali: il diametro e il materiale della tubazione, la portata e la temperatura del fluido refrigerante. L'analisi economica relativa alla variazione dei parametri citati è rimandata alla Tesi svolta dalla collega Ilaria Cipollina.

Il calcolo delle perdite di carico è necessario per effettuare la scelta della pompa di circolazione a servizio del circuito, in quanto serve a determinare il punto di

funzionamento della macchina. Un eventuale scostamento dal valore progettuale determina un punto di funzionamento differente con possibili ricadute sull'intero circuito. Successivamente si analizza una problematica emersa durante le prove di circolazione della linea di raffreddamento che ha portato alla riduzione della portata di fluido refrigerante rispetto a quella di progetto.

In ultima analisi sono illustrate le fasi della procedura di pulizia redatta per il circuito di raffreddamento. Queste azioni, necessarie per rimuovere le impurità e garantire le giuste proprietà del fluido di processo, contribuiscono a evitare che si verifichino fenomeni di corrosione e proliferazione batterica che impatterebbero sull'efficienza dell'intero circuito e degli elementi che lo compongono.

Ringraziamenti

Desidero esprimere la mia gratitudine al Docente Marco Simonetti per avermi messo in contatto con l'azienda Delta-ti, permettendomi di svolgere un'esperienza di tirocinio così significativa. Il suo aiuto è stato fondamentale per avviare questa collaborazione e di questo Le sono profondamente riconoscente.

Un ringraziamento speciale va anche all'azienda Delta-ti e a tutto il suo staff per avermi accolto durante il periodo di tirocinio. La collaborazione con Delta-ti è stata un'esperienza estremamente arricchente sia dal punto di vista professionale che personale. Grazie per l'opportunità di apprendere sul campo, per la fiducia riposta nelle mie capacità e per il sostegno continuo. Un ringraziamento particolare ai miei supervisori aziendali, Alessandro Martalò e Michele Tamagnone, per la loro guida, i preziosi consigli e la loro disponibilità.

Indice

Abstract	I
Ringraziamenti	IV
Elenco delle tabelle	VIII
Elenco delle figure	X
1 La cogenerazione	2
1.1 Impatto ambientale	5
1.1.1 Misura dell’impatto serra: l’indice TEWI	9
1.2 I motori primi	11
1.2.1 Motori a combustione interna	11
1.2.2 Turbine a gas	13
1.2.3 Turbine a vapore	16
1.2.4 Cicli combinati	19
1.2.5 Ciclo Stirling	20
1.2.6 Celle a combustibile	22
1.2.7 Confronto tra i motori primi	25
1.2.8 Panoramica sulla cogenerazione in Italia	27
2 Quadro normativo di riferimento	31
2.1 La Direttiva 11 febbraio 2004 del Parlamento Europeo e del Consiglio, n.2004/8/CE	32
2.2 Decreto legislativo n.20 dell’8 febbraio 2007	33
2.3 Decreto legislativo n.28 del 3 marzo 2011	33
2.4 Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 4 agosto 2011	34
2.5 Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 5 settembre 2011	35
2.6 Regolamento delegato (UE) 2015/2402 del 12 ottobre 2015	36

2.7	Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 4 agosto 2016	37
2.8	Decreto del Ministero dello sviluppo economico 16 marzo 2017 . . .	38
2.9	Decreto del Ministero dello sviluppo economico 30 aprile 2019 . . .	38
2.10	Calcolo del risparmio di energia primaria e certificazione del riconoscimento CAR	39
3	Descrizione dell'impianto	45
3.1	Circuito vapore	51
3.2	Circuito condense e acqua alimento	52
3.3	Circuito aria compressa	54
3.4	Circuito urea	55
3.5	Circuito fumi	56
3.6	Circuito olio lubrificante	57
3.7	Circuito metano	58
3.8	Circuito di raffreddamento HT	60
3.9	Circuito di raffreddamento LT	62
4	Circuito di raffreddamento a bassa temperatura	69
4.1	Richiami teorici	69
4.2	Valutazione delle perdite di carico del circuito di raffreddamento LT	74
4.2.1	Perdita di carico distribuita	75
4.2.2	Perdita di carico localizzata	76
4.2.3	Risultati ottenuti	78
4.2.4	Scelta della pompa di circolazione	80
4.2.5	Confronto tra i coefficienti di perdita di carico localizzata .	83
4.2.6	Dipendenza dalla temperatura	88
4.3	Variazione delle perdite di carico al variare del diametro	92
4.4	Variazione delle perdite di carico al variare del materiale	95
4.5	Variazione delle perdite di carico al variare della portata	96
4.5.1	Caso reale: aumento delle perdite di carico del circuito . . .	99
5	Procedura di lavaggio del circuito	104
5.1	Prima fase: circolazione con acqua industriale e pulizia filtri	105

INDICE

5.2	Seconda fase: circolazione con acqua demineralizzata e prodotti chimici	106
5.3	Fluido di lavoro	108
5.4	Monitoraggio dei parametri	111
6	Conclusioni	113
7	Appendix A	115
8	References	122

Elenco delle tabelle

1	Valore del GWP riferito ad un arco temporale di 100 anni	6
2	Principali tipologie di celle a combustibile	23
3	Valori di soglia del rendimento globale per tipologia di unità	41
4	Valori minimi di PES per la qualifica CAR	43
5	Circuito vapore	52
6	Circuito condense non degasate e del circuito acqua alimento	53
7	Linea aria compressa	55
8	Circuito urea	56
9	Circuito fumi	57
10	Circuito olio di lubrificazione	58
11	Circuito metano	58
12	Circuito HT	61
13	Circuito LT	63
14	Dati delle tubazioni	75
15	Fattore di correzione miscela con glicole	76
16	Valore del coefficiente di portata	77
17	Valore della perdita di carico	78
18	Numero di componenti	78
19	Risultati perdita di carico	79
20	Pompa di circolazione	83
21	Variazione della perdita localizzata al variare del coefficiente utilizzato	84
22	Variazione delle densità e della viscosità dinamica al variare della tem- peratura	89
23	Valutazione dei principali parametri al variare della temperatura	90
24	Valutazione della variazione percentuale	91
25	Valutazione della variazione percentuale della perdita di carico totale	91
26	Valutazione della pressione all'ingresso del motore	95
27	Variazione della perdita di carico distribuita la variare del materiale	96
28	Variazione delle perdite di carico al variare della portata	98
29	Variazione della velocità e dell'indice di resistenza con la portata	98

ELENCO DELLE TABELLE

30	Variazione della portata del fluido refrigerante	101
31	Variazione della superficie di scambio termico	103
32	Caratteristiche delle acque dopo il terzo risciacquo	108
33	Caratteristiche delle acque a inizio Marzo con camicie dei motori incluse	111
34	Caratteristiche delle acque nella seconda metà di Marzo, con acqua non circolante da circa 8-10 ore	111
35	Caratteristiche delle acque a inizio Aprile dopo lo svuotamento dei circuiti e ripristino DREWGARD 315	112
36	Caratteristiche delle acque a fine Aprile	112

Elenco delle figure

1	Confronto tra la produzione in cogenerazione e produzione separata . . .	4
2	Emissioni nazionali di gas climalteranti dal 1990 al 2021 per gas	7
3	Emissioni nazionali di gas climalteranti nel 2021 per categorie settoriali	7
4	Emissioni nazionali di CO_2 e indicatori energetici-economici	8
5	Emissioni di gas serra CO_2 eq. del settore industrie energetiche e ripartizione percentuale per tipologia	9
6	Confronto tra le emissioni di CO_2 di un impianto di cogenerazione e un impianto tradizionale	10
7	Recupero di calore a due livelli di temperatura	13
8	Turbina a gas con post-combustore in assetto cogenerativo	14
9	Turbina a vapore in contropressione	17
10	Turbina a vapore a derivazione	18
11	Ciclo combinato in assetto cogenerativo	19
12	Funzionamento di un motore Stirling di tipo Alpha	20
13	Tipo Beta	21
14	Tipo Gamma	21
15	Ciclo combinato di una turbina a gas e di un motore Stirling	22
16	Principio di funzionamento di una cella a combustibile con membrana polimerica come elettrolita	23
17	Bilancio energetico di un sistema combinato SOFC e microturbina a gas con rendimento elettrico pari al 65% e rendimento totale pari a 85% . . .	24
18	Piano potenza elettrica-rendimento elettrico	26
19	Piano temperatura recuperabile-rendimento elettrico	26
20	Produzione elettrica e termica; rapporto energia elettrica lorda / calore utile	28
21	Rendimenti elettrici e termici medi	29
22	Distribuzione dell'energia primaria per varie tipologie di motori nel 2018	30
23	Diagramma di sintesi della procedura di calcolo del PES [19]	40
24	Schema di flusso dell'impianto	46
25	Planimetria generale	47

ELENCO DELLE FIGURE

26	Modello 3D dell'impianto realizzato dalla società Reia	50
27	Schema circuito condense e acqua alimento	54
28	Schema circuito LT	64
29	Valvola a globo	65
30	Valvola a farfalla [12]	66
31	Valvola a sfera	66
32	Valvola di non ritorno	67
33	Valvola miscelatrice a tre vie	67
34	Filtro a Y	68
35	Giunto antivibrante	68
36	Valore del coefficiente di perdita adimensionale K_L	77
37	Confronto tra perdita localizzata e perdita distribuita	80
38	Individuazione del punto di funzionamento della pompa	82
39	Banco di prova sperimentale per la valutazione del coefficiente di portata Ghibson	85
40	Valori del coefficiente di portata della valvola a farfalla a sede morbida Ghibson [2]	86
41	Variazione delle perdite al variare del diametro	93
42	Andamento del coefficiente di portata al variare della portata [11]	97
43	Estratto del PID circuito di raffreddamento a bassa temperatura zona CAC e scambiatore olio	100
44	Differenze di temperature	102

1 La cogenerazione

La cogenerazione (CHP, dall'acronimo inglese Combined Heat and Power) è la produzione combinata di energia elettrica ed energia termica a partire da un'unica fonte di energia primaria.

L'art. 2 del Decreto legislativo 8 Febbraio 2008 definisce la cogenerazione come: *"la generazione simultanea in un unico processo di energia termica ed elettrica o di energia termica e meccanica o di energia termica, elettrica e meccanica"*.

Per la sola produzione dell'energia elettrica si utilizzano generalmente centrali termoelettriche che durante il processo disperdono in ambiente una certa quantità di energia termica di scarso valore a bassa temperatura. Nel caso della produzione dell'energia meccanica, invece, si converte l'energia pregiata contenuta nei combustibili in energia termica di basso valore termodinamico.

Risulta quindi evidente come la cogenerazione rappresenti una soluzione vantaggiosa ed efficiente per le utenze che richiedono simultaneamente energia elettrica e termica: si può realizzare un ciclo termodinamico che sfrutta i livelli termici più alti per la produzione dell'energia elettrica e recupera il calore residuo a più bassa temperatura per soddisfare le esigenze termiche, evitando così che quest'ultimo venga disperso in ambiente.

Un impianto di cogenerazione permette uno impiego più efficiente del combustibile fossile rispetto alla produzione separata di energia elettrica e termica, generando un impatto positivo sia sul costo economico della bolletta energetica, sia sulle emissioni dei gas inquinanti.

Ad oggi la CHP è una tecnologia ormai consolidata per la produzione di energia necessaria nei processi industriali; in Italia ci sono oltre 1.300 unità cogenerative installate, per un totale di circa 13.300 MW di potenza che copre circa il 17,5% della domanda totale di elettricità nazionale[5]. I sistemi cogenerativi sono estremamente flessibili nelle taglie di potenza, consentendo di installarli in molti contesti industriali e commerciali, anche con carichi di potenza elettrica e termica relativamente bassi.

Negli ultimi anni, inoltre, si sta assistendo ad una graduale diffusione anche nel

settore terziario e residenziale: rappresenta un esempio l'applicazione di impianti di cogenerazione di piccole dimensioni installati presso utenze quali abitazioni indipendenti o condomini [19].

Esiste anche la possibilità di accoppiare al ciclo cogenerativo una macchina frigorifera per la produzione del vettore freddo. Nel caso della produzione di questi tre vettori termici si parla di trigenerazione (CCHP, dall'acronimo inglese Combined Cooling, Heat and Power).

La strategia più utilizzata è il gruppo frigorifero ad assorbimento, una macchina termica che utilizza una fonte di calore per la produzione dell'energia frigorifera senza l'utilizzo di un compressore.

Generalmente i sistemi CHP sono strutturati come segue:

- motore primario per la conversione del combustibile in energia meccanica. Le principali tecnologie sono i motori a combustione interna, turbine a gas, impianti a ciclo combinato e turbine a vapore. La scelta del motore è effettuata in base alla potenza richiesta, che può variare da qualche decina di kW fino ad arrivare alle centinaia di MW.
- generatore per la conversione dell'energia meccanica in energia elettrica.
- sistema del recupero del calore per lo sfruttamento dell'energia termica prodotta per il riscaldamento e/o la produzione del vapore. L'energia utile termica che deriva dai fumi di scarico, dal tubo collettore, dal blocco motore e dall'olio lubrificante del motore, viene ceduta al fluido vettore tramite scambiatori di calore.

Il dimensionamento dell'impianto di cogenerazione, in cui ricade anche la scelta del motore primario, è di fondamentale importanza per poter garantire un ritorno economico dall'investimento.

A monte della realizzazione di un impianto di cogenerazione deve esserci necessariamente un dettagliato studio di fattibilità, che prenda in considerazione sia gli aspetti economici, sia quelli energetici.

Lo studio delle curve di carico elettrico e termico dell'impianto a cui è collegato il sistema di cogenerazione è fondamentale per la determinazione della sua taglia

di potenza, per evitare che si verifichino situazioni svantaggiose in cui il calore viene disperso in ambiente o si richieda di acquistare l'energia elettrica dalla rete. Ciò che si vuole evitare è il sovradimensionamento della taglia del cogeneratore, in particolar modo dal punto di vista termico. Se da un lato l'eccesso di energia elettrica può essere riversato sulla rete, la produzione di energia termica in eccesso non troverebbe impiego, ma verrebbe dispersa in ambiente.

Per questa ragione un impianto cogenerativo trova convenienza soltanto in alcuni contesti caratterizzati da una domanda piuttosto costante nel tempo di energia termica e di energia elettrica. Le utenze privilegiate che rientrano in questa definizione sono: ospedali e case di cura, piscine e centri sportivi, centri commerciali oltre che industrie alimentari, cartiere, industrie legate alla raffinazione del petrolio e industrie chimiche.

In figura 1 sono rappresentati schematicamente i bilanci di energia per la conversione dell'energia primaria in energia elettrica e termica, con le relative perdite. Il parametro di riferimento per l'efficienza del cogeneratore è il rendimento globale, valutato come il rapporto tra la somma dell'energia elettrica e termica prodotta e l'energia primaria utilizzata.

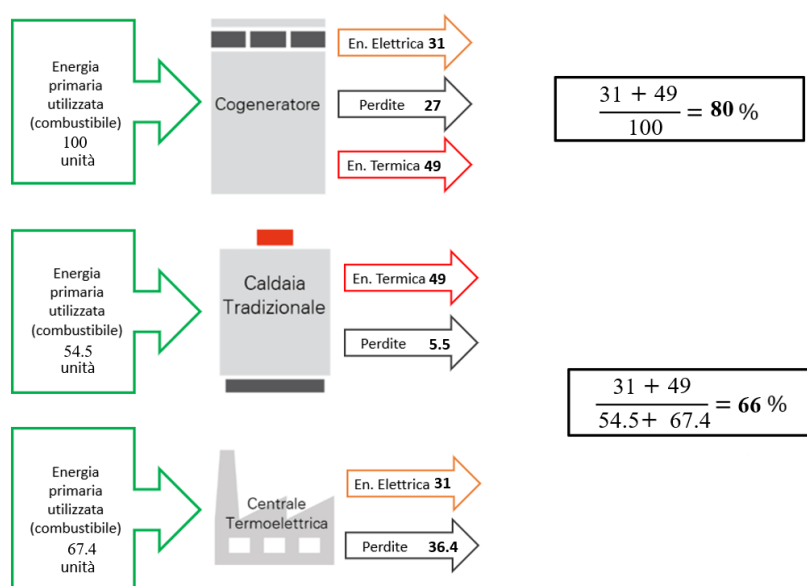


Figura 1: Confronto tra la produzione in cogenerazione e produzione separata

Come si nota dallo schema riportato in figura 25, per ottenere le stesse quantità

di energia elettrica e termica bisogna introdurre nell'impianto una quantità maggiore di carburante nella produzione separata rispetto a quella combinata, che ne richiede circa il 18% in meno.

I risultati sono stati ottenuti utilizzando i rendimenti elettrici e termici medi convenzionali del parco di produzione nazionale per la produzione separata presenti del Decreto ministeriale del 5 settembre 2011, rispettivamente pari a :

- 0,90 per il rendimento termico nel caso di produzione di acqua calda/vapore;
- 0,46 per il rendimento elettrico.

I valori assunti per il rendimento elettrico e termico nel caso dell'applicazione cogenerativa fanno riferimento ai valori medi nazionali nel caso di una turbina a gas, come riportato nella relazione annuale del Ministero dello Sviluppo Economico [21].

1.1 Impatto ambientale

Oltre al minor consumo di combustibile, la cogenerazione permette di ridurre significativamente le emissioni dei gas inquinanti derivanti dalla combustione riducendo la dispersione dei gas che contribuiscono all'effetto serra.

La UNI EN ISO 14064-1 definisce come gas climalteranti quei componenti gassosi presenti in atmosfera, per natura o antropogenici, che assorbono ed emettono radiazioni ad una specifica lunghezza d'onda entro lo spettro delle radiazioni infrarosse emesse dalla superficie terrestre, dall'atmosfera e dalle nuvole. Secondo il Protocollo di Kyoto, rientrano in questa categoria:

- CO_2 , anidride carbonica o biossido di carbonio;
- CH_4 , metano;
- N_2O , protossido di azoto;
- HFCs, idrofluorocarburi;
- PFC, perfluorocarburi;

- SF_6 , esafluoruro di zolfo

Il potenziale dell' "effetto serra" di un determinato gas è misurato dalla quantità di CO_2 equivalente. Il parametro che definisce il potenziale di una sostanza come "gas serra" è il GWP ("Global Warming Potential") ed è indicato in kg equivalenti di anidride carbonica per kg di sostanza.

Un altro parametro fondamentale è la vita atmosferica della sostanza, ovvero il tempo necessario affinché la quantità di sostanza dispersa si dimezzi.

Nella tabella 1 sono riportati i valori del GWP assunti per i principali gas climalteranti [20]; per i valori relativi ai gas fluorurati si faccia riferimento al Regolamento (UE) n. 517/2014 del Parlamento Europeo e del Consiglio del 16 aprile 2014.

Emissioni climalteranti	GWP
CO_2	1
CH_4	25
N_2O	298

Tabella 1: Valore del GWP riferito ad un arco temporale di 100 anni

A partire dai dati riportati nel rapporto dell'ISPRA sulle emissioni dei gas serra in Italia [18], tra il 1990 e il 2021 si è registrata una riduzione del 19.9% delle emissioni totali nazionali. Nell'arco di questi 31 anni le emissioni di tutti i gas serra sono passate da 521 a 418 milioni di tonnellate di CO_2 equivalente. Tale riduzione è stata ottenuta principalmente grazie alla variazione delle emissioni di CO_2 , che rappresenta il peso maggiore nelle emissioni totali di gas serra.

La riduzione delle emissioni di CO_2 è dovuta principalmente alla diminuzione registrata nelle industrie energetiche, che hanno comportato un calo del 37.2%, e nelle industrie manifatturiere e nelle costruzioni, che complessivamente hanno registrato una riduzione del 41.5%.

In figura 3 sono riportate le categorie settoriali che contribuiscono alle emissioni dei gas serra, proporzionate in base al relativo peso in CO_2 equivalente. Il settore "Energia", comprendente le categorie dei trasporti, delle industrie energetiche, manifatturiere, il residenziale e altri settori, contribuisce con un peso maggiori-

tario nelle emissioni totali, con una quota pari al 79.7% nel 2021. Considerando i singoli gas, tale settore contribuisce per il 95.3% delle emissioni totali di CO_2 , 15.4% di CH_4 e 23.8% di N_2O .

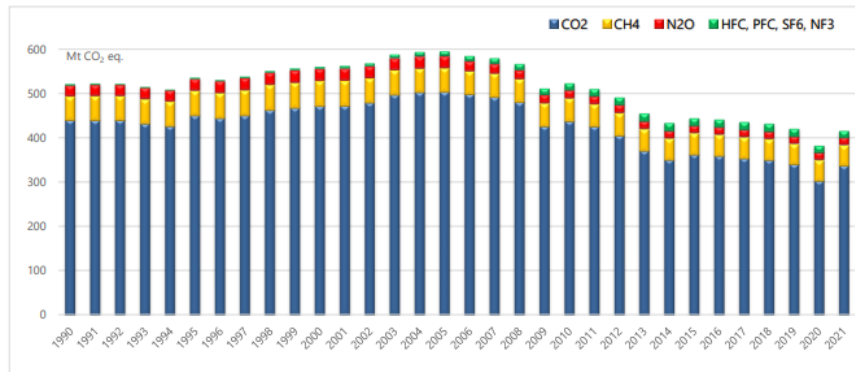


Figura 2: Emissioni nazionali di gas climalteranti dal 1990 al 2021 per gas

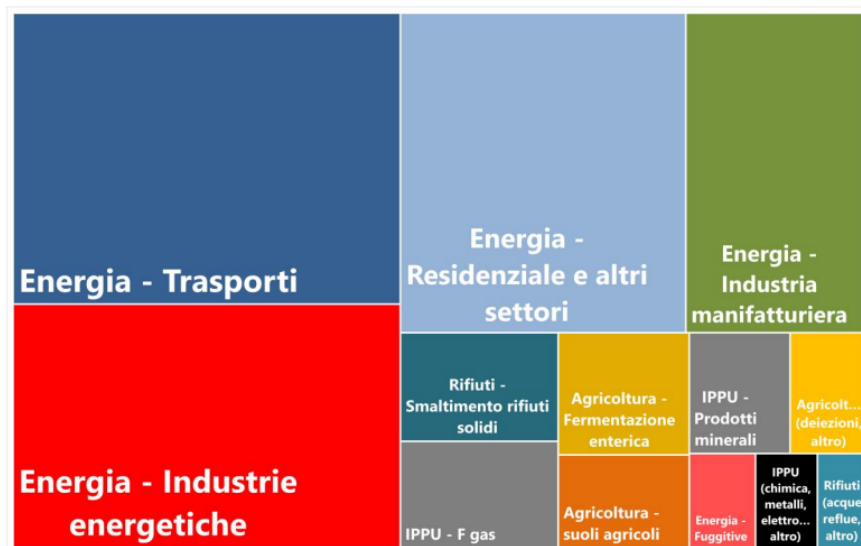


Figura 3: Emissioni nazionali di gas climalteranti nel 2021 per categorie settoriali

Analizzando l'andamento delle curve dei consumi energetici e delle emissioni, riportate in figura 4, è interessante notare una sostanziale differenza con i primi anni del 1990: a seguito della sostituzione di combustibili ad alto contenuto di carbonio con gas metano nella produzione dell'energia elettrica e nell'industria, negli ultimi anni si è registrato un disaccoppiamento tra le curve dei consumi e delle emissioni, mentre grazie all'aumento dell'utilizzo delle fonti di rinnovabili si è registrato un notevole calo dell'intensità di CO_2 .

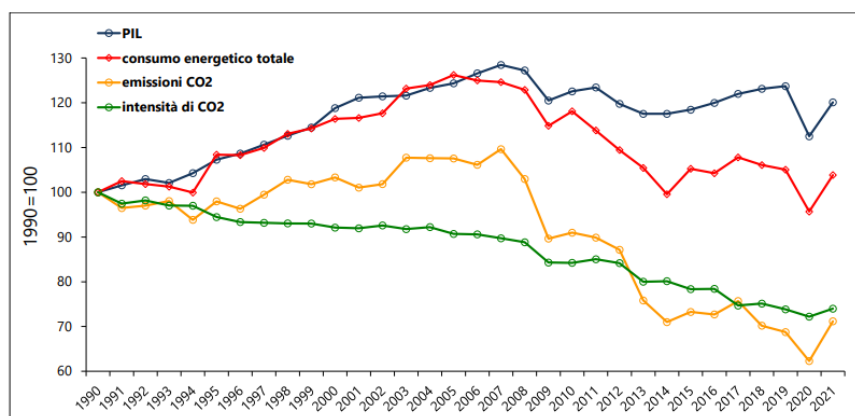


Figura 4: Emissioni nazionali di CO_2 e indicatori energetici-economici

Considerando il settore "Energia", il contributo maggiore è rappresentato dalle Industrie energetiche che costituiscono, in media, circa il 30% del settore in esame. Tuttavia, a partire dal 2006, si registra un forte calo nelle emissioni e al 2021 quelle assolute sono diminuite di circa il 50% rispetto al valore massimo registrato.

Il settore delle industrie energetiche si può suddividere in:

- Produzione di elettricità e calore;
- Raffinazione dei prodotti petroliferi;
- Produzione di combustibili solidi e altre industrie energetiche.

Come si evince dalla figura 5, il settore "Produzione di elettricità e calore" rappresenta circa il 75% delle emissioni totali settoriali, seguita dalla "Raffinazione dei prodotti petroliferi" con circa il 17% e la "Produzione di combustibili solidi e altre industrie energetiche" che costituisce il restante 8% delle emissioni.

L'andamento complessivo è guidato dalla produzione dell'energia elettrica che, come detto in precedenza, a partire dal 2007 subisce una decrescita grazie all'aumento del contributo delle fonti rinnovabili e alla diminuzione dell'utilizzo dei prodotti petroliferi.

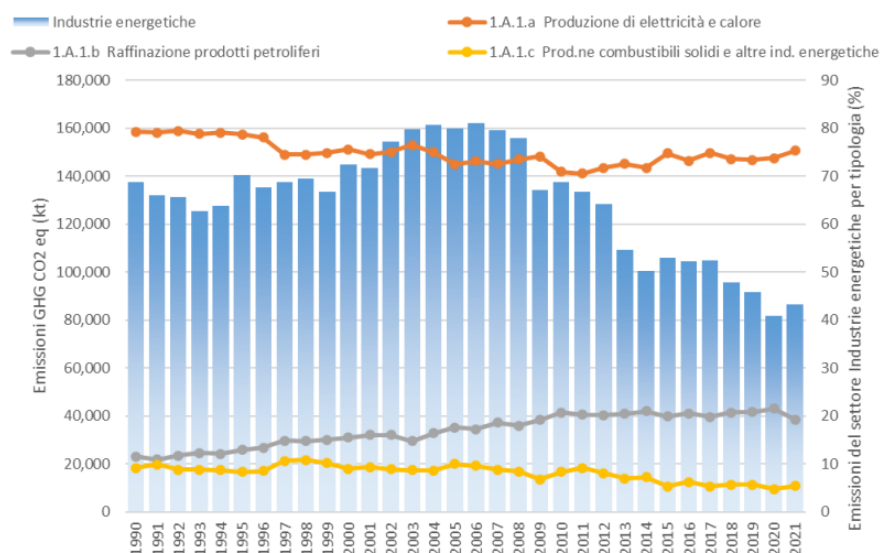


Figura 5: Emissioni di gas serra CO2 eq. del settore industrie energetiche e ripartizione percentuale per tipologia

1.1.1 Misura dell'impatto serra: l'indice TEWI

Un parametro fondamentale nello studio dell'impatto ambientale di un impianto è rappresentato dall'indice TEWI ("*Total Equivalent Warming Index*") che permette di effettuare una valutazione del comportamento globale di un impianto ai fini dell'impatto sull'effetto serra, valutato in kg di CO₂ equivalente.

Esso è valutato a partire da due ulteriori parametri: il DGW ("*Direct Global Warming*"), che indica l'effetto serra prodotto dalla dispersione in atmosfera dei gas serra, e l'indice IGW ("*Indirect Global Warming*") che rappresenta l'effetto serra a seguito del consumo di energia.

La formula con cui si calcola l'indice TEWI è la seguente [17]:

$$TEWI = DGW + IGW = (M \cdot GWP) \cdot [n \cdot (k \cdot E + x \cdot G)] \quad (1)$$

In cui:

- M: perdita di gas serra in kg nel corso della vita utile dell'impianto ed in fase di smaltimento [kg];
- GWP: potenziale di effetto serra delle sostanze disperse dall'impianto;
- k: kg di anidride carbonica emessi per la produzione di 1 kWh elettrico

[kg/kWh];

- E: energia elettrica annua consumata dall'impianto [kWh];
- x: kg di anidride carbonica emessa bruciando 1 m^3 di metano [kg/m^3];
- G: quantità di metano bruciato annualmente dall'impianto [m^3/y];
- n: numero di anni di funzionamento dell'impianto [y].

Il parametro DWG dipende dalle caratteristiche progettuali e costruttive dell'impianto: il suo valore diminuisce al diminuire dei gas serra presenti nell'impianto e al diminuire del loro valore di GWP. Un ruolo importante è rivestito anche dall'accuratezza costruttiva dell'impianto e dalla sua successiva manutenzione, maggiore è l'attenzione posta a questi due temi, minore sarà il valore del DWG. Il secondo parametro IGW, dipende invece dall'efficienza energetica dell'impianto, della centrale di produzione dell'energia elettrica e dall'efficienza dei generatori. Nell'esempio riportato di seguito illustrato in figura 6 [17], si mettono a confronto le emissioni orarie di CO_2 di un impianto di cogenerazione con quelle di un sistema tradizionale in una situazione invernale, in cui vengono prodotti 100 kW elettrici e 160 kW termici.

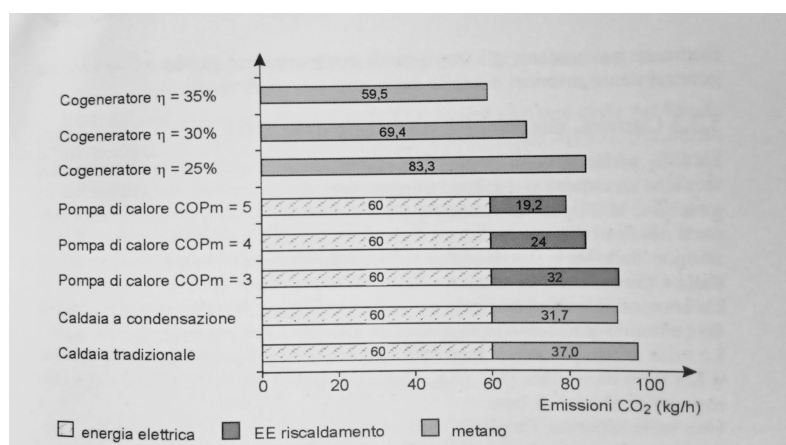


Figura 6: Confronto tra le emissioni di CO_2 di un impianto di cogenerazione e un impianto tradizionale

Nel caso degli impianti tradizionali l'emissione dell'anidride carbonica per la produzione di energia elettrica è la stessa in tutti i casi, perché in queste configura-

zioni l'energia elettrica è prelevata dalla rete.

Gli impianti di cogenerazione presi in esame presentano un rendimento termico pari a 55%, mentre differiscono per il valore raggiunto del rendimento elettrico. Nel caso peggiore, in cui il rendimento elettrico è pari al 25%, la strategia della cogenerazione non risulta un'opzione valida dal punto di vista delle emissioni in quanto presenta un impatto ambientale maggiore rispetto agli impianti tradizionali.

Negli impianti di cogenerazione con rendimento elettrico maggiore, pari a 30% e 35%, la produzione simultanea di energia elettrica e termica permette di ottenere delle emissioni inferiori rispetto ai sistemi tradizionali, con una riduzione che varia dal 13% al 24%.

1.2 I motori primi

Di seguito viene riportata una panoramica sui motori disponibili per la cogenerazione, analizzandone il funzionamento e i campi di applicazione.

1.2.1 Motori a combustione interna

Nei sistemi di produzione dell'energia elettrica i motori più utilizzati sono quelli endotermici a ciclo Otto ad accensione comandata e a ciclo Diesel ad accensione per compressione.

Il ciclo Otto è il ciclo di riferimento per i motori a benzina, ma possono essere alimentati anche a gas naturale o biogas, mentre il ciclo Diesel rappresenta il ciclo di riferimento per i motori a gasolio.

I valori del rendimento che si ottengono nel ciclo Otto sono compresi tra il 22% e il 35% [17], nettamente inferiori se confrontati con quelli del ciclo Diesel; tuttavia quest'ultimo è caratterizzato da una minor potenza specifica per unità di cilindrata e da una maggior complessità e oneri di manutenzione.

È bene sottolineare che sebbene i motori a combustione interna (MCI) non rappresentino un'alternativa alle fonti di combustibile fossile, nel caso dei MCI alimentati a gas naturale i livelli di inquinanti prodotti, tra cui monossido di carbonio

CO, idrocarburi incombusti HC e ossidi di azoto NO_x , raggiungono valori ridotti rispetto ai motori alimentati a diesel o benzina, grazie alle ottime caratteristiche del metano.

Un impianto di cogenerazione basato sul motore a combustione interna consiste nell'accoppiamento di un motore con un sistema di recupero del calore di raffreddamento del motore e dei fumi di scarico, a cui è possibile accoppiare anche un generatore a recupero per la produzione del vapore.

Nel caso dei MCI è possibile recuperare il calore a tre diversi livelli di temperatura: alta, media e bassa.

Il livello ad alta temperatura sfrutta il calore residuo dei fumi di scarico in uscita dal motore che sono caratterizzati da una temperatura che varia tra i 400 °C e i 500 °C; è possibile raffreddarli mediante diverse soluzioni:

- sono utilizzati direttamente senza un fluido termovettore intermedio, come nei processi di essiccazione o nei gruppi frigoriferi ad assorbimento capaci di utilizzare i fumi come vettori di energia termica;
- mediante una caldaia a recupero per la produzione del vapore;
- mediante uno scambiatore posto in serie ad altre fonti di recupero del motore a media temperatura, oppure con uno scambiatore specifico per la produzione di acqua surriscaldata.

Il livello a media temperatura, invece, si basa sul recupero di calore del sistema di raffreddamento dell'olio del motore e delle camicie dei pistoni; è possibile prevedere anche lo sfruttamento dei gas di scarico inserendo in serie un recuperatore di calore. Il livello a bassa temperatura è presente solamente nel caso di motori turbo, i quali prevedono un preraffreddamento dell'aria in ingresso al fine di aumentarne la densità e garantire in ingresso una maggiore quantità di aria. Grazie a questo recupero di calore è possibile raggiungere temperature massime di circa 43÷45°C.

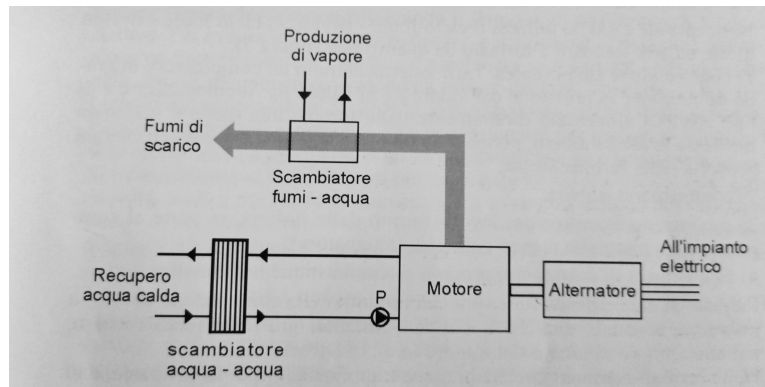


Figura 7: Recupero di calore a due livelli di temperatura

1.2.2 Turbine a gas

Il ciclo di Brayton-Joule costituisce il riferimento ideale dei gruppi turbogas per la produzione dell'energia elettrica a partire dallo sfruttamento del fluido di lavoro che solitamente è aria standard.

Il ciclo di riferimento è composto dalle seguenti quattro fasi:

- compressione: l'aria esterna in ingresso al compressore viene portata ad un valore di pressione maggiore, pari a quella richiesta in camera di combustione. Tipicamente nelle turbine di taglia elevata si prevede a valle del compressore un gruppo frigorifero per abbassare la temperatura dell'aria e aumentarne la massa utilizzata dal ciclo;
- combustione: l'aria in uscita dal compressore entra nel combustore in cui viene iniettato il combustibile, tipicamente gas naturale, al fine di innalzare la temperatura del ciclo mediante il calore generato dalle reazioni di ossidazione del combustibile;
- espansione: i fumi in ingresso alla turbina vengono fatti espandere, il lavoro conseguente viene in parte ceduto al compressore e in parte inviato all'alternatore per la generazione dell'energia elettrica;
- fase di scarico dei fumi in atmosfera.

Il compressore può essere centrifugo o assiale: il primo è compatto e facile da realizzare ed è utilizzato per le basse potenze (0,4 ÷ 0,5 kW), la seconda tipologia

è caratterizzata da un numero maggiore di stadi ed è preferibile per le elevate potenze [9].

A causa della limitata resistenza dei materiali, in camera di combustione è preferibile lavorare con un eccesso d'aria al fine di non raggiungere una temperatura dei fumi elevata.

Il limite è imposto dalla temperatura di TIT (*"Turbine Inlet Temperature"*) pari a circa 1500 °C, per evitare danneggiamenti alle palette della turbina.

I fumi in uscita dalla turbina possono raggiungere valori di temperatura compresi tra i 350 e i 500 °C e, dato il notevole eccesso d'aria, possono essere eventualmente riutilizzati come comburente per un post-riscaldamento in una successiva caldaia. L'impianto turbogas così descritto si presta perfettamente alla cogenerazione: all'uscita della turbina è possibile inserire uno scambiatore per recuperare il calore dai gas di scarico, la cui temperatura potrebbe essere aumentata ulteriormente con un post-combustore, garantendo così la possibilità di gestire utenze termiche particolarmente impegnative.

In figura 8 è mostrato lo schema del ciclo appena descritto, in assetto cogenerativo.

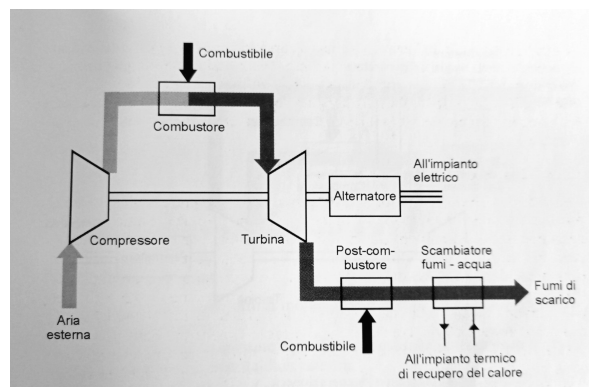


Figura 8: Turbina a gas con post-combustore in assetto cogenerativo

Normalmente si preferisce far funzionare la turbina a carico elettrico costante per ridurre le perdite di rendimento in parzializzazione. Nel caso in cui non si riuscisse a sopperire alla domanda di energia termica richiesta dall'utenza, è possibile installare un post-combustore a monte dello scambiatore fumi-acqua per incrementare la produzione termica.

Il parco delle turbine a gas può essere classificato come segue [13]:

- **Aereo-Derivative:** queste turbine sono caratterizzate da un'elevata potenza specifica, bassi valori del consumo specifico di combustibile e ingombro ridotto. Per poter ottenere queste prestazioni in termini di potenza e rendimento è necessario lavorare con alti valori di temperatura dei gas caldi all'ingresso della turbina. Ciò comporta l'utilizzo di materiali pregiati e costosi in grado di resistere alle elevate sollecitazioni termiche. La scelta dei materiali influisce anche sulla riduzione del peso complessivo, ottenibile a seguito di una progettazione ottimizzata del compressore e della turbina.
- **Heavy Duty:** le turbine di derivazione navale sono destinate principalmente agli impianti fissi. Questa tipologia è caratterizzata da un costo di investimento relativamente basso se confrontato con le turbine aereo-derivative e da una lunga durata di vita, ottenuta grazie ad una costruzione più robusta e a sollecitazioni meccaniche e termiche più contenute. In questo caso il ciclo di riferimento viene ottimizzato in relazione al massimo lavoro utile operando con un rapporto di compressione inferiore a quello che si avrebbe se si volesse ottimizzare il rendimento globale, come nel caso delle turbine aereo-derivative. Grazie ai rapporti di compressione non molto elevati, allo scarico non si registrano elevate temperature così da garantire ottime prestazioni nel caso di impianti combinati gas-vapore.
- **Small Size:** sono le turbine a gas al di sotto del MW di potenza, caratterizzate da un basso rapporto di compressione. Solitamente vengono accoppiate a un ciclo di rigenerazione per aumentare la temperatura dell'aria in ingresso al combustore e aumentare il rendimento globale del ciclo. Negli ultimi anni, grazie al fatto di essere caratterizzate da minori costi di manutenzione e minori emissioni di NOx, sono entrate in competizione con i motori endotermici per le piccole taglie.

L'impianto turbogas in versione cogenerativa, sebbene non raggiunga rendimenti elettrici paragonabili agli impianti a vapore o ai motori Diesel, rappresenta una soluzione vantaggiosa che la fanno preferire per sopperire ai carichi di punta.

Tra i pregi si possono citare: il costo di investimento relativamente contenuto,

il basso rapporto massa/potenza, l'avvio rapido, la potenza unitaria elevata e l'indipendenza della produzione elettrica da quella di calore, nonché un'ottima flessibilità di funzionamento. Nelle taglie medie e grandi le turbine a gas rappresentano una tecnologia affermata da tempo in quanto permettono di recuperare calore ad alta temperatura dai gas di scarico. Dunque, sebbene non presentino un elevato valore di rendimento elettrico, risultano essere un'opzione particolarmente adatta nei processi industriali caratterizzati da una domanda costante di vapore o energia termica a media temperatura.

1.2.3 Turbine a vapore

Le turbine a vapore operano secondo il ciclo Rankine per la produzione di energia elettrica, sfruttando il cambiamento di fase dell'acqua o di altri fluidi.

Il ciclo di riferimento è composto da cinque fasi principali:

- compressione in fase liquida: operata mediante una pompa che porta il fluido alla pressione di evaporazione del generatore di vapore;
- riscaldamento a pressione costante: operata nella sezione dell'economizzatore;
- evaporazione: operata nella sezione di vaporizzazione, è possibile prevedere un ulteriore passaggio per portare il fluido nelle condizioni di vapore surriscaldato;
- espansione: operata mediante una turbina collegata al generatore per la produzione dell'energia elettrica;
- condensazione: operata mediante uno scambiatore di calore a cui può essere collegata un'utenza termica.

In base alle modalità di sfruttamento del calore prodotto le due tipologie impiantistiche disponibili si dividono in turbine a vapore a contropressione e a derivazione. Nelle macchine a contropressione la portata di vapore prodotto espande in turbina fino ad una determinata pressione e temperatura a seconda della richiesta

dell'utenza.

Tuttavia, tale scelta porta a lavorare con una pressione all'uscita della turbina decisamente maggiore rispetto a quella che si avrebbe nel caso della sola generazione elettrica, in cui l'obiettivo finale è quello di ottimizzare il salto di pressione per aumentare la produzione di energia elettrica.

Di contro, nel caso delle turbine a contropressione in cui si opera una ridotta espansione e si ottiene un minor volume specifico di vapore in uscita, è possibile utilizzare una macchina costituita da un unico corpo di turbina di dimensioni ridotte, con una sensibile riduzione dei costi di investimento iniziali.

Nel caso delle utenze industriali, caratterizzate da una rete di vapore a bassa pressione (tra i 2 e 8 bar), il vapore in uscita dalla turbina può anche essere utilizzato direttamente dall'utenza, senza interporvi uno scambiatore di calore.

In figura 9 è rappresentata la soluzione impiantistica con il recupero di calore mediante uno scambiatore, solitamente a piastre, in cui viene riscaldato il fluido che serve l'utenza.

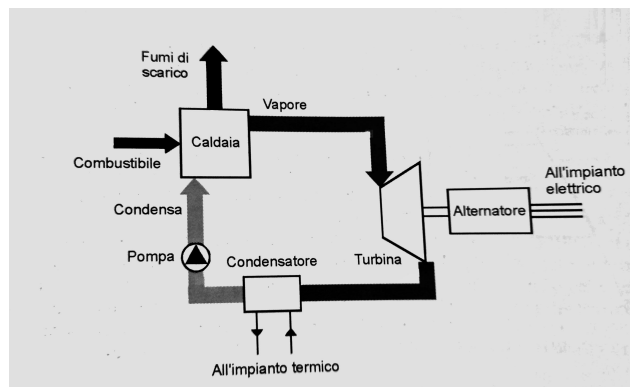


Figura 9: Turbina a vapore in contropressione

Nel caso degli impianti con turbina a derivazione il vapore viene fatto espandere in turbina fino al livello di pressione più basso compatibile con la temperatura del fluido esterno utilizzato per recuperare il calore del condensatore. Il calore richiesto per l'utenza termica, invece, è ottenuto derivando parte del vapore espanso nel corpo di bassa pressione della turbina al livello di temperatura e pressione richiesto per alimentare l'utenza, come mostrato in figura 10.

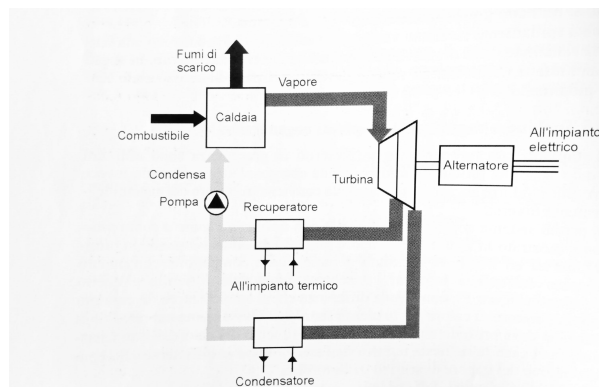


Figura 10: Turbina a vapore a derivazione

Ne consegue che negli impianti con turbina a derivazione si ha un campo di regolazione molto più ampio che permette di adeguarsi alle richieste discontinue dell'utenza, fino ad arrivare anche al valore nullo di vapore derivato nel caso della sola produzione di energia elettrica.

L'unico svantaggio deriva dalla dissipazione del calore di condensazione che ha come effetto un'efficienza termica ridotta rispetto alle turbine a contropressione. Un'opzione è rappresentata dagli spillamenti utilizzati nei cicli cogenerativi per aumentare il rendimento del ciclo Rankine; questa soluzione è valida nei grandi impianti, dove un incremento dell'efficienza di qualche punto percentuale permette sensibili risparmi in termini energetici e gestionali, giustificando la complicazione impiantistica.

Le turbine a vapore sono normalmente utilizzate nei grandi impianti che richiedono taglie medio/grandi, in quanto solo in questo caso la scelta trova una giustificazione economica.

Le turbine a vapore sono infatti caratterizzate da elevanti costi di investimento e da una maggior complessità impiantistica e gestionale per la presenza del generatore di vapore e del suo circuito. Sebbene quest'ultimo componente possa essere alimentato da diversi combustibili, quali ad esempio le biomasse ricavate dai rifiuti solidi urbani o dai residui agricoli e dell'industria alimentare, è bene sottolineare come l'utilizzo dei combustibili meno pregiati richieda l'utilizzo di sofisticati e costosi sistemi di depurazione dei fumi o di camere di combustione a letto fluido.

1.2.4 Cicli combinati

I cicli combinati nascono dall'idea di migliorare il rendimento di produzione dell'energia elettrica, accoppiando un motore endotermico o una turbina a gas con una turbina a vapore a contropressione per mezzo di un generatore di vapore a recupero. Il rendimento elettrico maggiore si ha adottando la combinazione tra motore endotermico e turbina a vapore. Si tratta di una soluzione adatta prevalentemente alle grandi taglie a funzionamento continuo, che giustificano la maggior complessità impiantistica [17].

In figura 11 è mostrato lo schema impiantistico di un ciclo combinato di una turbina a gas e di una turbina a vapore in assetto cogenerativo.

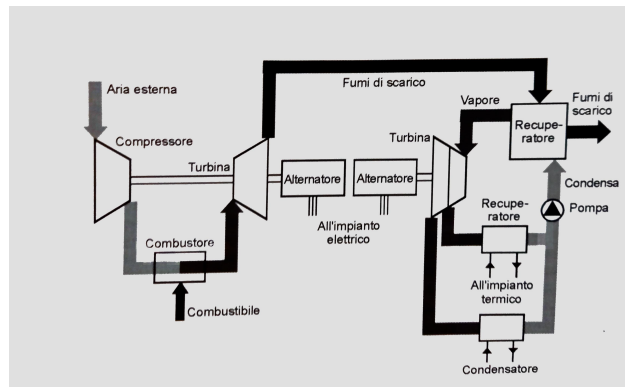


Figura 11: Ciclo combinato in assetto cogenerativo

Come si evince dalla figura 11 l'impianto di produzione è suddiviso in due zone: da un lato è posizionata la turbina a gas che segue il funzionamento descritto precedentemente, dall'altro lato si trova la turbina a vapore che recupera parte del calore dei fumi di scarico del turbogas per la produzione del vapore.

È possibile operare anche un ulteriore recupero del calore dei fumi in uscita dalla caldaia, per incrementare la produzione di energia termica.

Gli impianti a ciclo combinato, oltre all'elevato rendimento elettrico, presentano altri vantaggi di natura economica e funzionale, quali ad esempio:

- rendimenti elettrici elevati anche ai carichi parziali;
- alta flessibilità di esercizio;

- bassi costi di installazione, esercizio e manutenzione;
- elevata affidabilità.

1.2.5 Ciclo Stirling

Un'alternativa ai motori primi tradizionali precedentemente descritti è rappresentata dal motore Stirling, definito "a combustione esterna".

A differenza di quanto avviene nei tradizionali motori a scoppio, in questo caso il combustibile viene bruciato in una camera di combustione esterna.

All'interno del motore è presente un gas (idrogeno, elio o azoto) che viene riscaldato a temperature diverse per generare una zona calda denominata "camera calda" e una a temperatura più bassa, denominata "camera fredda". A questa differenza di temperatura corrisponde una differenza di pressione, che è alla base del movimento dei pistoni.

In figura 12 è rappresentato schematicamente il principio di funzionamento di un motore Stirling nella configurazione base a due pistoni, nota come tipo Alpha.

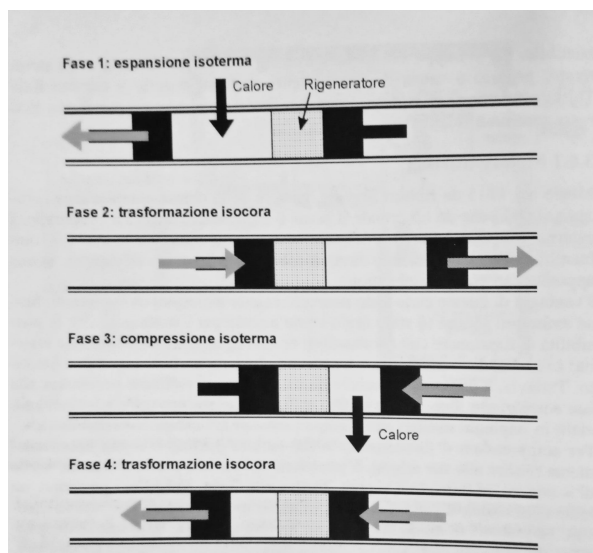


Figura 12: Funzionamento di un motore Stirling di tipo Alpha

E' possibile sintetizzare le principali fasi del ciclo Stirling come segue:

- fase 1: il calore prodotto dalla combustione avvenuta all'esterno del motore viene ceduto alla camera calda e il pistone si sposta verso sinistra per mantenere inalterata la temperatura della camera stessa;
- fase 2: i due pistoni si spostano contemporaneamente per operare una trasformazione isocora e il calore della camera calda viene ceduto al rigeneratore;
- fase 3: il pistone della camera fredda si sposta verso sinistra comprimendo il gas che cede calore ad una sorgente esterna per mantenere costante la propria temperatura;
- fase 4: i due pistoni si spostano contemporaneamente per trasferire il gas dalla camera fredda alla camera calda, in questo modo il fluido recupera il calore accumulato nel rigeneratore.

Le configurazioni successive sono di tipo Beta, con il rigeneratore esterno al cilindro o inserito nel displacer, e di tipo Gamma, mostrati rispettivamente in figura 13 e in figura 14. Il pistone denominato "*displacer*" svolge la funzione di spostare il fluido dalla camera calda a quella fredda e viceversa.

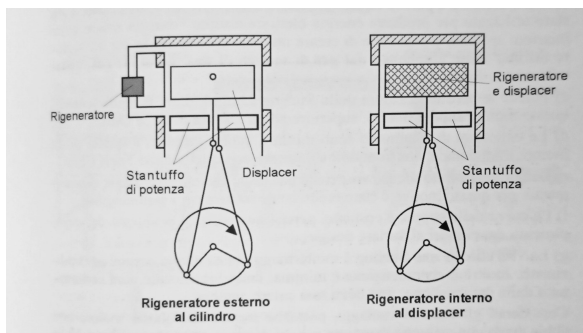


Figura 13: Tipo Beta

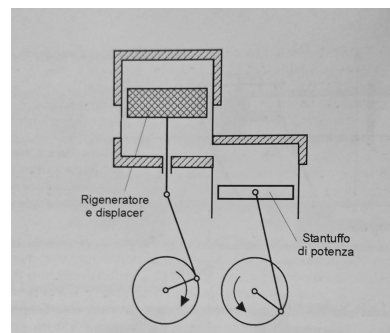


Figura 14: Tipo Gamma

I vantaggi presentati da questa tipologia di motore sono molteplici, prima tra tutti la riduzione delle emissioni di inquinanti rispetto a qualsiasi alternativa tradizionale, paragonabile solo alle celle a combustibile.

Inoltre, poiché la combustione avviene esternamente al motore, è possibile utilizzare qualsiasi tipo di combustibile, ad esempio i gas di scarico di una turbina a

gas, come mostrato in figura 15.

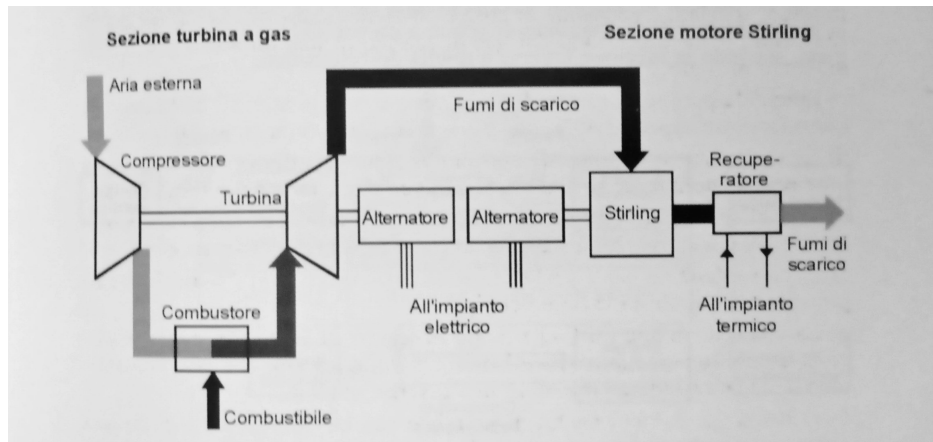


Figura 15: Ciclo combinato di una turbina a gas e di un motore Stirling

1.2.6 Celle a combustibile

La cella a combustibile (in inglese denominata "*Fuell Cell*") è un dispositivo elettrochimico che permette di realizzare la conversione dell'energia chimica del combustibile direttamente in energia elettrica a corrente continua.

In figura 16 è rappresentato schematicamente il funzionamento di una *Fuell Cell* che realizza la reazione inversa a quella dell'elettrolisi.

L'idrogeno utilizzato come combustibile viene fornito all'elettrodo negativo, anodo, dove si ossida e libera elettroni i quali vengono inviati al catodo attraverso un circuito elettrico esterno. Nel catodo gli elettroni vengono assorbiti dall'ossigeno che si riduce mentre gli ioni di idrogeno viaggiano attraverso l'elettrolita e reagiscono con l'ossigeno per produrre acqua.

Nel caso di una cella a combustibile che utilizza come elettrolita una membrana polimerica o acido fosforico, come nel caso illustrato in figura 16, la formazione dell'acqua avviene nel catodo. Al contrario, se si utilizzasse idrossido di potassio come elettrolita, si otterrebbe l'acqua all'anodo.

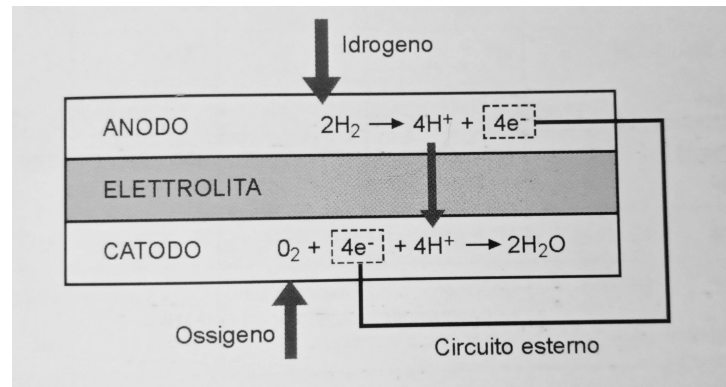


Figura 16: Principio di funzionamento di una cella a combustibile con membrana polimerica come elettrolita

Il flusso di elettroni generato dalla reazione produce lavoro elettrico attraversando il circuito esterno, la differenza con il calore di reazione libera un flusso termico che deve essere rimosso e pertanto recuperabile.

Sono evidenti i vantaggi derivanti dall'utilizzo di questa tecnologia: convertendo direttamente l'energia chimica in energia elettrica si riducono le perdite, evitando la conversione in energia meccanica necessaria nei motori tradizionali.

Inoltre, nel caso delle *Fuell Cell* alimentate a idrogeno, le uniche emissioni prodotte sono rappresentate da acqua e calore, il quale rappresenterebbe un notevole vantaggio dal punto di vista ambientale.

Allo stato attuale è possibile individuare sei tipologie di celle a combustibile, la loro classificazione è riportata in tabella 2 in base allo stato dell'elettrolita e della temperatura di esercizio [15].

	Alcaline	Polimeriche solide	Acide	Carbonati fusi	Ossidi solidi	Metanolo diretto
Sigla	AFC	PEFC	PAFC	MCFC	SOFC	DMFC
Elettrolita	Iodrossido di potassio	Membrana a scambio protonico	Acido fosforico	Carbonato di litio e potassio	Ossidi di zirconio stabilizzato	Membrana a scambio protonico
Vettore nella carica dell'elettrolita	OH	H^+	H^+	CO_3	O	H^+
Temperatura operativa °C	60 - 120	70 - 100	160 - 220	600 - 650	800 - 1000	70 - 100
Impieghi	Applicazioni spaziali, Generatore portatile, Trasporto	Usi residenziali, trasporto, generatore portatile	Cogenerazione, potenza distribuita MW	Cogenerazione industriale, potenza distribuita	Cogenerazione industriale, potenza distribuita	Generatori portatili 1 W - 1kW

Tabella 2: Principali tipologie di celle a combustibile

L'Unione Europea ha da sempre sostenuto la ricerca sulle celle a combustibile e

il significativo aumento dei finanziamenti erogati ne testimonia la crescente importanza.

Dal 1 gennaio 2021 è stato avviato il progetto "SO-FREE" finanziato dall'Unione Europea, che svilupperà un sistema basato su celle a combustibile a ossidi solidi per la produzione combinata di energia elettrica e calore che possa funzionare all'interno di ogni miscela di gas naturale, biogas e idrogeno [1].

Al progetto partecipa ENEA nel ruolo di coordinatore, insieme ad altri otto partners tra industrie e istituzioni di ricerca. L'obiettivo prefissato è quello di utilizzare miscele di gas naturale con gas provenienti da fonti rinnovabili, quali l'idrogeno verde e il biogas per, al fine di favorire una maggiore produzione e l'utilizzo di energia pulita, sfruttando al tempo stesso le infrastrutture già esistenti per la distribuzione di gas naturale.

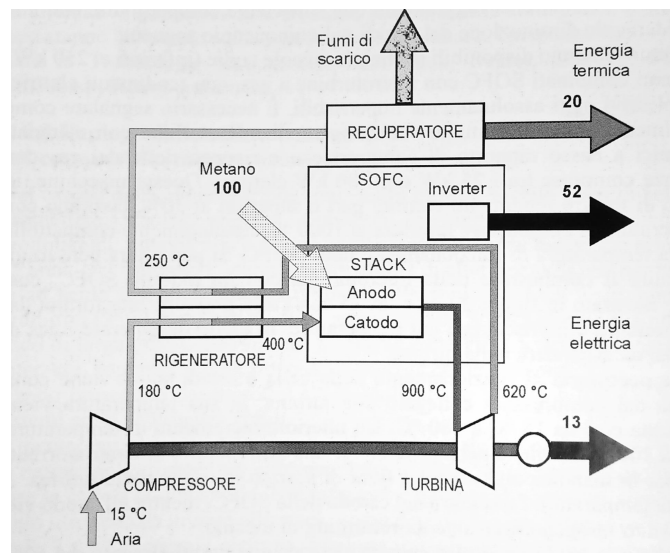


Figura 17: Bilancio energetico di un sistema combinato SOFC e microturbina a gas con rendimento elettrico pari al 65% e rendimento totale pari a 85%

Un esempio di utilizzo della tecnologia SOFC nella cogenerazione è riportato in figura 17 in cui si accoppia la cella a combustibile con una microturbina a gas [17]. In questo caso l'aria necessaria alla cella combustibile viene compressa e portata a una temperatura di 180 °C, con un ulteriore incremento fino a 400 °C attraverso il rigeneratore che scambia calore con i fumi all'uscita dalla turbina. A partire da 100 unità di energia introdotte come combustibile (metano), la cella

produce 52 unità di energia elettrica, contro le 32 unità prodotte dalla turbina, che presenta un rendimento del 30%.

Con questa configurazione si raggiunge un rendimento elettrico pari al 65% e un rendimento globale pari a 85% grazie al recupero di parte dell'energia termica dai gas di scarico.

1.2.7 Confronto tra i motori primi

La scelta della tipologia del motore primo da utilizzare varia a seconda della richiesta della potenza elettrica che nel campo della cogenerazione può variare da pochi kW fino alle centinaia di MW. Gli altri parametri da analizzare sono:

- il rapporto tra la potenza elettrica e la potenza termica;
- la temperatura a cui deve essere fornito il calore;
- il combustibile utilizzabile.

Gli impianti di cogenerazione sono caratterizzati da due rendimenti, quello termico e quello elettrico, quest'ultimo in particolare dipende dal rendimento meccanico del motore e dal rendimento dell'alternatore. Il rendimento elettrico è il più rilevante tra i due poiché influisce direttamente sui costi del combustibile: a parità di richiesta energetica, maggiore è il rendimento elettrico minore è il consumo del combustibile. Inoltre, grazie ai criteri di defiscalizzazione, maggiore è il rendimento elettrico minore è il costo del carburante [17].

Come si evince dalla figura 18, il rendimento elettrico aumenta in base alla taglia del motore. Sebbene ad una prima analisi verrebbe spontaneo concentrare in un unico sito una grande produzione di energia elettrica per garantire un risparmio energetico, di contro bisogna considerare l'aumento della lunghezza della rete di distribuzione a cui sono associate perdite di rete maggiori. Un parametro fondamentale da ricercare, quindi, è il punto di ottimo tra la produzione di potenza elettrica e la lunghezza della rete di distribuzione a livello territoriale.

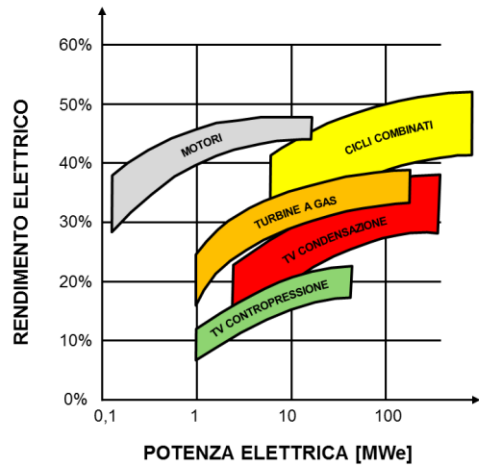


Figura 18: Piano potenza elettrica-rendimento elettrico

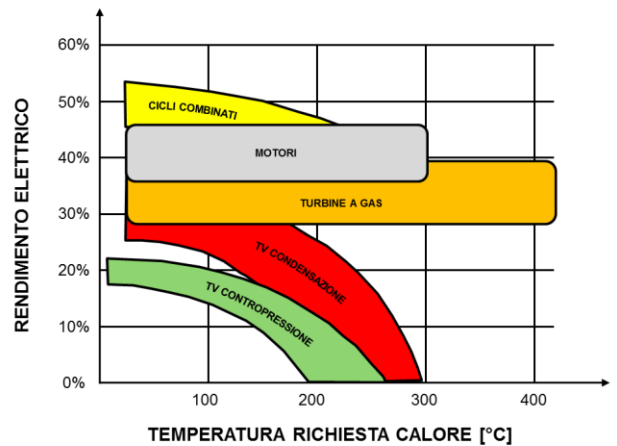


Figura 19: Piano temperatura recuperabile-rendimento elettrico

I motori endotermici e le turbine a gas rappresentano le opzioni migliori per la cogenerazione di piccola e media taglia fino a 2 MW. L'utilizzo delle turbine a vapore a contropressione, caratterizzate da un basso rendimento elettrico alle basse potenze, è giustificato solo nelle applicazioni con un'elevata richiesta di energia termica. Per la cogenerazione di grande taglia la scelta ricade invece nelle turbine a vapore a spillamento e ai cicli combinati.

Un ulteriore aspetto da considerare è la temperatura di fornitura del calore recuperabile al variare del rendimento elettrico.

I motori che più risentono dell'aumento di temperatura richiesta dall'utenza termica sono le turbine a vapore: più il suo valore aumenta, più si abbassa il rendimento elettrico. Questa tendenza si verifica poiché per aumentare il livello termico del calore recuperabile si rende necessario prelevare prima il vapore, riducendo la potenza elettrica fornita.

Un altro parametro fondamentale da valutare è la scelta del combustibile: i motori a combustione interna, le turbine a gas in assetto "semplice" e le microturbine richiedono l'impiego di combustibili ad alta qualità come il gas naturale, in quanto il combustibile entra in diretto contatto con il fluido di lavoro.

I motori alternativi richiedono combustibili di media-alta qualità, ma bisogna considerare che al peggiorare della stessa aumentano le spese di manutenzione. Nelle turbine a vapore invece, è consentito l'utilizzo di qualsiasi combustibile, tuttavia come detto in precedenza, la scelta di combustibili di pessima qualità

implica l'impiego di depuratori per i fumi di scarico, con rilevanti costi economici.

1.2.8 Panoramica sulla cogenerazione in Italia

La relazione annuale sulla cogenerazione in Italia, relativo all'anno di produzione 2018 e redatta dal Ministero dello Sviluppo, illustra una panoramica dello stato avanzamento di questa tecnologia, riportando il numero di unità di cogenerazione, le relative capacità di generazione elettrica, i combustibili utilizzati e i rendimenti elettrici, termici e globali per le diverse tecnologie di cogenerazione. Tale analisi è stata svolta utilizzando le informazioni contenute nelle richieste pervenute al GSE ("Gestore dei Servizi Energetici") per il riconoscimento di "Cogenerazione ad Alto Rendimento" [21].

Nel 2018 sono state registrate 1865 unità di cogenerazione presenti sul territorio.

Di seguito sono riportate le percentuali per ogni tipologia di motore:

- 3,3% turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore (C.C.);
- 3,2% turbina a gas con recupero di calore (T.G.);
- 0,3% turbina a vapore a contropressione (T.V.Cp.);
- 0,2% turbina di condensazione a estrazione di vapore (T.V.Cd.);
- 90,3% motore a combustione interna (M.C.I.);
- 1,6% microturbine a gas (M.T.G.);
- 1,1% motori Stirling, pile a combustibile, motori a vapore, cicli Rankine a fluido organico e ogni altro tipo di tecnologia o combinazione di tecnologie che non rientra nelle definizioni precedenti (Altro).

Rispetto all'anno precedente il numero di unità cogenerative è aumentato del 7% a seguito dell'entrata in esercizio di unità perlopiù appartenenti alla tecnologia del motore a combustione interna [21]. A seguito di questo aumento si è registrata parallelamente una lieve crescita del 1,5% della capacità di generazione totale, che per l'anno 2018 è pari a 13442 MW. Nonostante i motori a combu-

stione interna rappresentino la tecnologia più diffusa sul territorio, le turbine a gas a ciclo combinato con recupero di calore comportano una maggior capacità di generazione elettrica installata, pari al 75.4% rispetto al totale.

In figura 20 sono riportate le produzioni di energia elettrica e di calore utile calcolate al 2018, con l'indicazione del contributo apportato da ogni tipologia tecnologica. Le turbine a gas a ciclo combinato con recupero di calore rappresentano la tecnologia con maggior produzione di energia elettrica e di energia termica utile, con il rapporto energia elettrica lorda/calore utile più alto.

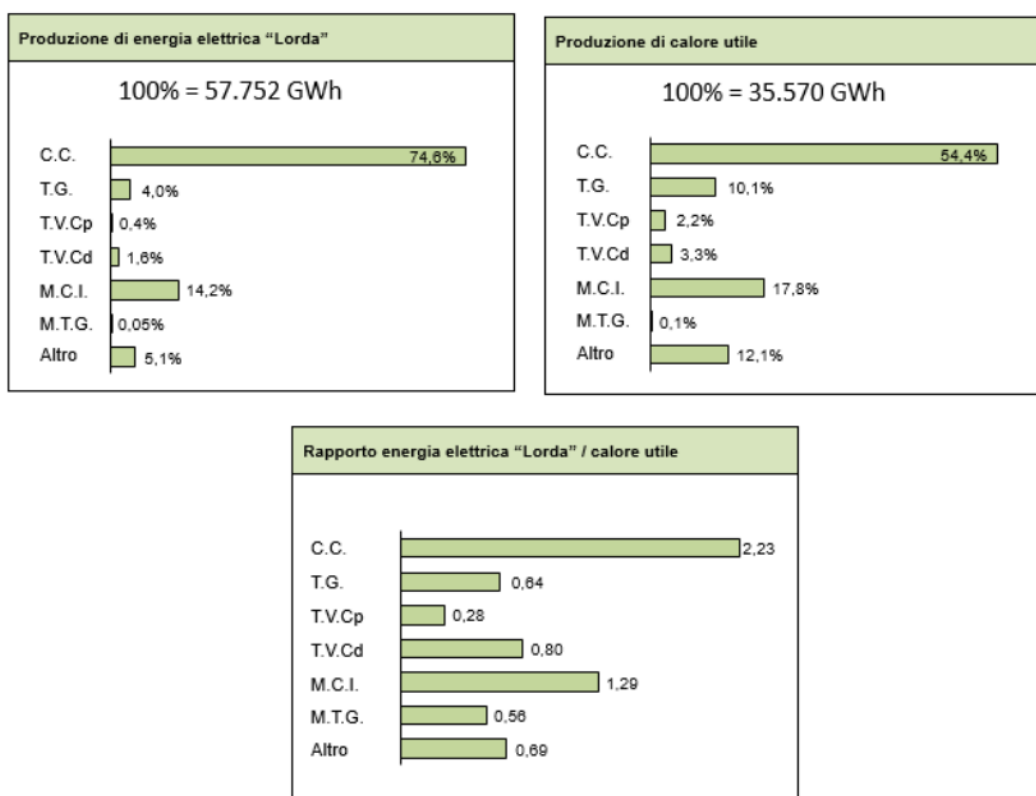


Figura 20: Produzione elettrica e termica; rapporto energia elettrica lorda / calore utile

In figura 21 sono riportati i valori medi dei rendimenti elettrici e termici per ogni tipologia di motore analizzata, con il relativo rendimento globale di Primo Principio.

Le turbine a vapore a contropressione presentano il più basso rendimento elettrico e il più alto rendimento termico, infatti come detto in precedenza, il loro utilizzo è giustificato solamente nelle applicazioni con un'elevata richiesta di energia termica. Il rendimento termico peggiore è presentato dalle turbine a gas a ciclo

combinato, che sono però caratterizzate da un elevato rapporto energia elettrica lorda/calore utile. Per tale motivo questa tipologia di configurazione viene prevista per le utenze caratterizzate da una ridotta richiesta termica rispetto al fabbisogno elettrico oppure nelle applicazioni che prevedono il recupero dell'energia termica da utenze localizzate presso l'area predisposta per la produzione di energia elettrica, generata principalmente per l'immissione in rete [21].

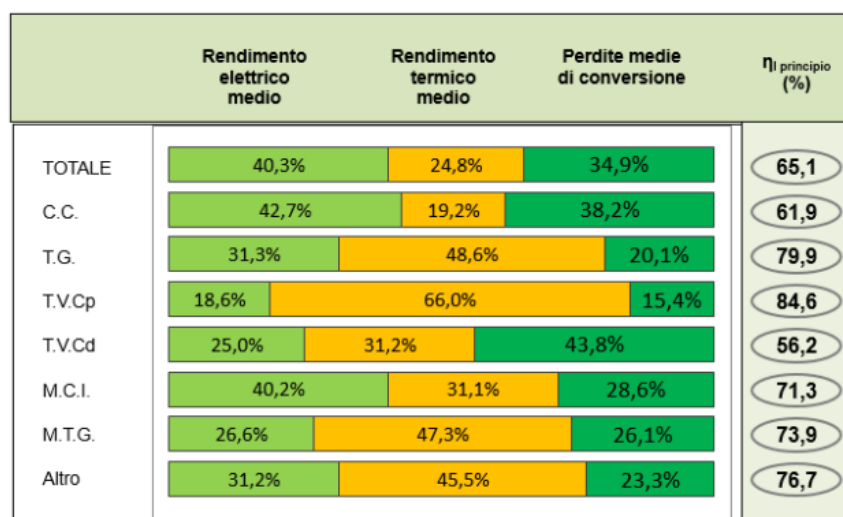
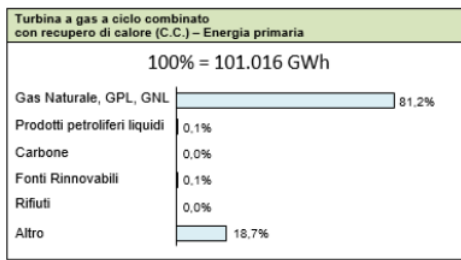


Figura 21: Rendimenti elettrici e termici medi

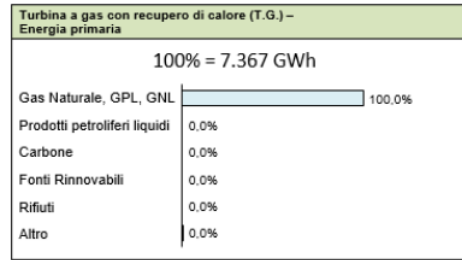
Come detto in precedenza, un parametro di riferimento per la scelta del motore primo è la tipologia del combustibile. Nel 2018 sono stati utilizzati 143246 GWh di energia primaria, così suddivisa per tipologia di combustibile:

- 81.9% di gas naturale, GPL, GNL;
- 0.1% di prodotti petroliferi liquidi ;
- 0% carbone;
- 0.4% fonti rinnovabili;
- 3.2% rifiuti;
- 14.5% altro.

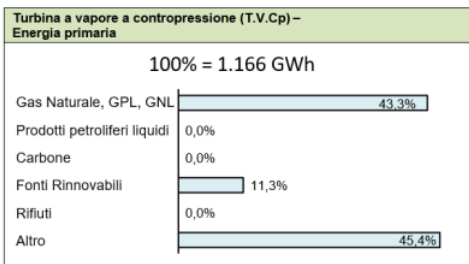
Di seguito sono riportati i consumi di ogni tecnologia di motore in relazione al combustibile utilizzato.



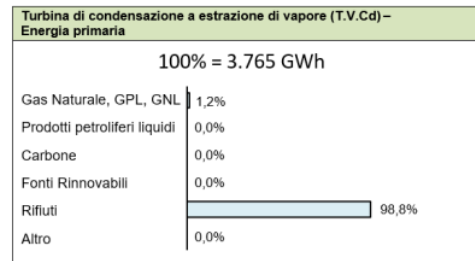
(a) Energia primaria per C.C. ripartita tra le varie tipologie di combustibile



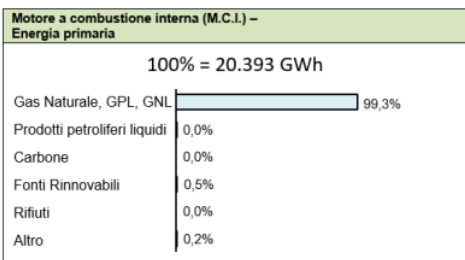
(b) Energia primaria per T.G. ripartita tra le varie tipologie di combustibile



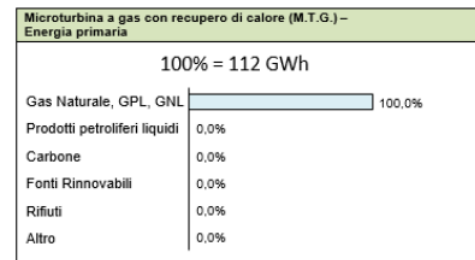
(c) Energia primaria per T.V.C.p ripartita tra le varie tipologie di combustibile



(d) Energia primaria per T.V.C.d ripartita tra le varie tipologie di combustibile



(e) Energia primaria per M.C.I. ripartita tra le varie tipologie di combustibile



(f) Energia primaria per M.T.G. ripartita tra le varie tipologie di combustibile

Figura 22: Distribuzione dell'energia primaria per varie tipologie di motori nel 2018

2 Quadro normativo di riferimento

L'evoluzione della normativa relativa alla promozione degli impianti a cogenerazione è strettamente legata al quadro dei provvedimenti emanati per la riduzione delle emissioni della CO_2 e in generale dei gas ad effetto serra; per tale motivo si vuole riportare una breve panoramica delle principali misure adottate a livello europeo e italiano.

Nel 1987 le Nazioni Unite introducono il concetto di "sviluppo sostenibile", contenuto nel rapporto "*Our Common Future*" e definito come: "*uno sviluppo in grado di assicurare il soddisfacimento dei bisogni della generazione presente senza compromettere la possibilità delle generazioni future di realizzare i propri*".

L'Unione Europea, che ha sempre evidenziato la stretta correlazione tra cambiamenti climatici e inquinamento di origine antropica, ha rivisto la propria politica energetica e ambientale emanando una serie di direttive finalizzate a promuovere le fonti energetiche rinnovabili e migliorare l'efficienza negli usi finali.

Il Protocollo di Kyoto, pubblicato l'11 dicembre 1997 in occasione della Conferenza delle parti "COP3", rappresenta uno dei più importanti strumenti giuridici internazionali nell'ambito della lotta contro i cambiamenti climatici. Rappresenta il primo accordo internazionale che fissa degli obiettivi volti a ridurre le emissioni dei gas a effetto serra da parte dei Paesi industrializzati e delle economie in transizione che vi hanno aderito.

L'obiettivo del Protocollo Kyoto era quello di ridurre le emissioni di almeno il 5% rispetto a quelle del 1990 nell'arco temporale che andava dal 2008 e al 2012. Il protocollo è stato ratificato dall'Italia con la Legge n.120 del 1 giugno 2002, entrata in vigore il 16 febbraio 2005.

Allo scadere del primo periodo di impegno previsto dal protocollo e grazie l'accordo di Doha, emanato in occasione della XVII Conferenza quadro delle Nazioni Unite sui cambiamenti climatici tenutasi nel 2012, è stata prolungata l'estensione del protocollo dal 2012 al 2020, con l'introduzione di ulteriori obiettivi di riduzione dei gas climalteranti.

Il Protocollo Kyoto è stato il precursore del più recente accordo sul clima di Parigi

del 2015, in cui l'Unione Europea ha presentato la sua strategia a lungo termine per la riduzione delle emissioni e i nuovi piani in materia di clima prima della fine del 2020, impegnandosi a ridurre le emissioni di almeno il 55% rispetto ai livelli del 1990 entro il 2030.

Le direttive europee successive al Protocollo Kyoto si caratterizzano per un forte impulso verso la coesistenza e l'armonizzazione tra la riduzione dell'inquinamento, la liberalizzazione dei mercati e la competitività, aspetti chiave per la realizzazione di uno "sviluppo sostenibile".

Nei paragrafi seguenti sono riportate le principali direttive relative all'utilizzo della cogenerazione come tecnologia necessaria per il raggiungimento degli obiettivi di efficientamento energetico e in merito alla riduzione dei gas climalteranti.

2.1 La Direttiva 11 febbraio 2004 del Parlamento Europeo e del Consiglio, n.2004/8/CE

"L'uso crescente della cogenerazione orientato verso il risparmio di energia primaria potrebbe costituire un elemento importante del pacchetto di misure necessarie per rispettare il protocollo di Kyoto della Convenzione quadro delle Nazioni unite sul cambiamento climatico, e di qualsiasi altro pacchetto politico per onorare ulteriori impegni" [22].

La direttiva 11 febbraio 2004 del Parlamento Europeo e del Consiglio n. 2004/8/CE riconosce nella cogenerazione una soluzione valida per accrescere l'efficienza energetica e la sicurezza nell'approvvigionamento dei combustibili.

La normativa introduce una serie di definizioni, tra le quali quella di calore utile, inteso come il calore prodotto in un processo di cogenerazione per soddisfare una domanda economicamente giustificabile di calore o di raffreddamento, altrimenti soddisfatta da un impianto tradizionale.

Il provvedimento armonizza a livello europeo la definizione di CAR ("Cogenerazione ad Alto Rendimento") e la definizione di energia elettrica da cogenerazione, ovvero l'elettricità generata in un processo abbinato alla produzione di calore utile e calcolata secondo la metodologia riportata nell'allegato II del medesimo.

2.2 Decreto legislativo n.20 dell'8 febbraio 2007

L'elemento innovativo introdotto dal D.L n. 20/2007 è rappresentato dall'indice PES ("*Primary Energy Saving*") il quale valuta il risparmio di energia primaria ottenibile con la cogenerazione rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica ed energia termica. Il PES rappresenta uno degli strumenti fondamentali per l'acquisizione della certificazione CAR e per il calcolo dei Certificati Bianchi ("CB"). Il meccanismo dei certificati bianchi, entrato in vigore nel 2005, è il principale strumento di promozione dell'efficienza energetica in Italia.

Il provvedimento di cui sopra ha introdotto anche il concetto di Garanzia di Origine (GOc) per l'energia elettrica prodotta dagli impianti funzionanti in Cogenerazione ad Alto Rendimento [19].

La GOc è rilasciata dal GSE su richiesta del produttore attraverso un'apposita procedura, al fine di dimostrare che l'elettricità da essi venduta è prodotta da Cogenerazione ad Alto Rendimento ai sensi del presente decreto. Suddetta garanzia specifica: l'ubicazione, la tecnologia, il combustibile e il suo potere calorifico, la quantità di combustibile utilizzata e l'elettricità da cogenerazione prodotta mensilmente, l'uso del calore cogenerato e il risparmio di energia primaria (PES) [23].

2.3 Decreto legislativo n.28 del 3 marzo 2011

Il D.L 28/2011 ha attuato la direttiva 2009/28/CE e definito gli strumenti, gli incentivi e il quadro istituzionale, finanziario e giuridico necessari per il raggiungimento degli obiettivi in materia di quota complessiva di energia da fonti rinnovabili sul consumo finale lordo di energia e di quota di energia da fonti rinnovabili nei trasporti fino al 2020. In particolare, l'art. 4 prevede le procedure amministrative semplificate e accelerate per la costruzione di impianti di produzione di energia da fonti rinnovabili [19].

L'art. 20 comma 4 ("Certificati Bianchi") specifica che gli impianti cogenerativi entrati in esercizio dopo il 1° aprile 1999 e prima della data di entrata in vigore

del D.l.vo 20/2007, hanno diritto, qualora non accedano ai certificati verdi né agli incentivi definiti dalla Legge n. 23 del 2009, a un incentivo pari al 30% di quello definito ai sensi della legge stessa e per un periodo di cinque anni a decorrere dall'entrata in vigore del decreto citato, purché continuino a essere cogenerativi ai sensi delle norme in vigore alla data di entrata in esercizio [24].

2.4 Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 4 agosto 2011

Il decreto ministeriale del 4 agosto 2011 recepisce la direttiva 2004/8/CE e stabilisce i nuovi criteri per il riconoscimento della condizione di CAR e in particolare dispone che la produzione dell'energia elettrica è qualificabile come cogenerativa se:

- le unità di produzione combinata di energia elettrica e calore con turbina a vapore a contropressione, turbina a gas con recupero termico, motore a combustione interna, microturbine, motori Stirling e celle a combustibile presentano un rendimento globale annuo almeno pari al 75%;
- le unità di produzione combinata di energia elettrica e calore a ciclo combinato con recupero di calore e con turbina a condensazione con estrazione di vapore presentano un rendimento globale annuo almeno pari all'80%.

Nel caso in cui non venissero raggiunti i valori dei rendimenti indicati, l'energia elettrica prodotta verrebbe divisa in due parti virtuali: una qualificabile come cogenerativa, l'altra qualificabile come non cogenerativa. La quantità di energia elettrica qualificabile come cogenerativa verrebbe quindi calcolata utilizzando un rendimento di primo principio caratteristico della tecnologia in esame [25].

Per ottenere il riconoscimento CAR è necessario che l'impianto risponda ai seguenti criteri:

- la produzione mediante cogenerazione fornisce un risparmio di energia primaria pari almeno al 10%;

- la produzione combinata di energia elettrica e calore utile mediante unità di piccola cogenerazione e di microcogenerazione, di potenza rispettivamente inferiore a 1 MW e inferiore a 50 kW, forniscono un risparmio di energia primaria.

Per il calcolo del risparmio di energia primaria PES si faccia riferimento al paragrafo 2.10.

2.5 Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 5 settembre 2011

Il provvedimento in oggetto definisce, in applicazione dell'art. 6 del Decreto legislativo n.20 del 2007, il regime di sostegno per le unità di cogenerazione di "nuova costruzione" o in "rifacimento", riconoscendo un numero di Titoli di Efficienza Energetica (o Certificati Bianchi) di tipologia II in numero commisurato al risparmio positivo di energia primaria realizzato nell'anno in questione.

I certificati bianchi sono titoli negoziabili che attestano il conseguimento di risparmi negli usi finali di energia attraverso interventi e progetti di incremento dell'efficienza energetica.

Esistono tre diverse tipologie di Certificati Bianchi:

- titoli di tipo I: attestano i risparmi conseguiti attraverso interventi volti a ridurre i consumi finali di energia elettrica;
- titoli di tipo II: attestano i risparmi conseguiti attraverso interventi volti a ridurre i consumi finali di gas naturale;
- titoli di tipo III: attestano i risparmi conseguiti attraverso interventi che comportano la riduzione del consumo finale di altri combustibili.

Un certificato equivale al risparmio di una Tonnellata Equivalente di Petrolio (TEP) ed è misurato in €/tep [3]. Il numero annuo dei Certificati Bianchi ai quali un produttore ha diritto è calcolato sulla base di quanto previsto all'art. 4 del Decreto ministeriale del 5 settembre 2011.

In base a quanto stabilito dall'art.8, gli operatori devono trasmettere al GSE la domanda di riconoscimento di CAR per poter accedere al regime di sostegno; se la richiesta di riconoscimento in qualità di CAR e' accolta il GSE rilascia all'operatore un numero di certificati bianchi calcolato in base all'art.4, comma 1.

Il Ministero dello Sviluppo Economico, con lo scopo di semplificare la metodologia di calcolo delle grandezze relative al riconoscimento CAR e all'accesso dei Certificati Bianchi, ha redatto il documento "Linee Guida per l'applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR)", d'ora in poi denominate "Linee Guida".

Il documento è stato diviso in due parti distinte, denominate: "Procedura per ottenere la qualifica di CAR e calcolo delle relative grandezze" e "Individuazione dei parametri di un impianto di cogenerazione che concorrono nella definizione di CAR" [19].

- prima parte: vengono analizzati i criteri di calcolo delle grandezze che intervengono nella definizione di CAR ponendo l'accento sugli aspetti più complessi. Sono proposti, inoltre, esempi di calcolo di differenti configurazioni impiantistiche al fine di chiarire le definizioni delle grandezze che concorrono al calcolo del PES e degli eventuali Certificati Bianchi.
- seconda parte: viene affrontata la definizione puntuale delle possibili configurazioni di unità, l'individuazione dei limiti di batteria e, di conseguenza, la scelta dei parametri da assumere per procedere nel calcolo delle grandezze.

2.6 Regolamento delegato (UE) 2015/2402 del 12 ottobre 2015

Il Regolamento delegato (UE) 2015/2402 ha rivisto i valori di rendimento di riferimento armonizzati per la produzione separata di energia elettrica e di calore ai fini del calcolo e della verifica dell'indice PES, differenziandoli in base alla tipologia di combustibile utilizzato e in base alla data di entrata in esercizio della stessa [27].

Ulteriori aggiornamenti rispetto al Decreto Ministeriale del 4 agosto 2011 sono

rappresentati da:

- una nuova classificazione dei combustibili utilizzati nell'unità cogenerativa e l'introduzione del rendimento armonizzato anche per il biometano e per il gas di sintesi;
- nel caso di utilizzo del vapore presso il sito di consumo vengono individuati due differenti valori di rendimento armonizzato a seconda che nella metodologia di calcolo utilizzata si tenga conto o meno del riflusso della condensa;
- l'aggiornamento dei fattori di correzione legati alle perdite evitate sulla rete che costituiranno gli unici fattori di correzione per il calcolo del risparmio di energia realizzato dall'unità di cogenerazione ("RISP");
- il fattore di correzione relativo alle condizioni climatiche verrà applicato solo nel caso di utilizzo di combustibili gassosi, mentre la metodologia di calcolo rimane invariata rispetto a quanto riportato nell'Allegato VI del D.M. 4 agosto 2011.

2.7 Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 4 agosto 2016

Il Decreto del Ministero dello sviluppo economico del 4 agosto 2016 stabilisce le condizioni e le modalità per il riconoscimento di una maggiore valorizzazione dell'energia da CAR, ottenuta a seguito della riconversione di esistenti impianti a bioliquidi sostenibili che alimentano siti industriali o artigianali [28].

Il decreto prevede tre tipologie di interventi di conversione:

- interventi su impianti a bioliquidi già cogenerativi, la cui conversione consiste nella sostituzione del bioliquido con altro combustibile di alimentazione;
- interventi su impianti a bioliquidi non cogenerativi, la cui conversione consiste nella sostituzione dei bioliquidi con altro combustibile di alimentazione

e nella trasformazione dell'assetto in cogenerativo;

- interventi di completo smantellamento di esistenti impianti a bioliquidi, fatte salve infrastrutture eventualmente riutilizzabili, con installazione di un nuovo impianto cogenerativo, alimentato da altro combustibile.

Inoltre, è richiesto che l'impianto riconvertito non presenti una capacità di generazione maggiore rispetto a quella dell'impianto a bioliquidi prima della riconversione.

La misura degli incentivi previsti è determinata considerando l'impianto riconvertito come una nuova unità di cogenerazione e moltiplicando l'incentivo conseguentemente individuato per i coefficienti individuati all'art.4.

2.8 Decreto del Ministero dello sviluppo economico 16 marzo 2017

Il provvedimento in oggetto si applica agli impianti di microcogenerazione ad alto rendimento, così come definiti dal Decreto legislativo n.20 del 2007, e gli impianti di microcogenerazione alimentati da fonti rinnovabili. La finalità della normativa è quella di semplificare la procedura per la realizzazione, costruzione e esercizio degli impianti al fine di minimizzare l'onere a carico dei produttori e razionalizzare lo scambio di informazioni tra Comuni, gestori di rete e GSE [29].

2.9 Decreto del Ministero dello sviluppo economico 30 aprile 2019

Il provvedimento in esame approva la "Guida operativa" per promuovere l'individuazione, la definizione e la presentazione di progetti nell'ambito del meccanismo dei Certificati Bianchi.

L'articolo 15 del D.MISE. 11 gennaio 2017, così come modificato dal D.MISE. 10 maggio 2018 dispone che il GSE sottoponga al Ministero dello sviluppo economi-

co e al Ministero dell'ambiente e della tutela del territorio e del mare una guida operativa che contenga le informazioni necessarie per la richiesta di accesso agli incentivi e una descrizione delle migliori tecnologie disponibili e degli interventi di efficienza energetica [6]. Inoltre, il decreto aggiorna la tabella relativa alle tipologie progettuali ammissibili al meccanismo dei Certificati Bianchi.

La guida è suddivisa in tre parti:

- prima parte, "Chiarimenti operativi per la presentazione dei progetti";
- seconda parte, "Guide Settoriali";
- terza parte, "Interventi di efficienza energetica non ammissibili".

La Guida è stata successivamente aggiornata e approvata con il decreto direttoriale del 3 maggio 2022 e successivamente con il decreto direttoriale del 13 ottobre 2023, il quale modifica le tabelle relative alle tipologie progettuali ammissibili e non ammissibili nell'ambito dei meccanismi dei Certificati Bianchi [7].

2.10 Calcolo del risparmio di energia primaria e certificazione del riconoscimento CAR

I metodi di calcolo delle grandezze rilevanti ai fini del riconoscimento CAR, quali F_{chp} , E_{chp} e H_{chp} , necessari inoltre per accedere al meccanismo dei Titoli di Efficienza Energetica, sono illustrati nell'Allegato II del D.MISE del 4 agosto 2011, "Calcolo della produzione da cogenerazione".

In figura 23 è rappresentato un diagramma di sintesi di calcolo della procedura del calcolo PES, in cui:

- con il pedice "unit" si fa riferimento all'energia elettrica e di alimentazione complessiva dell'unità reale di cogenerazione necessaria per il calcolo del rendimento globale $\eta_{globale}$;
- con il pedice "chp" si fa riferimento all'energia elettrica e di alimentazione complessiva dell'unità virtuale di cogenerazione necessaria per il calcolo del

PES e del RISP.

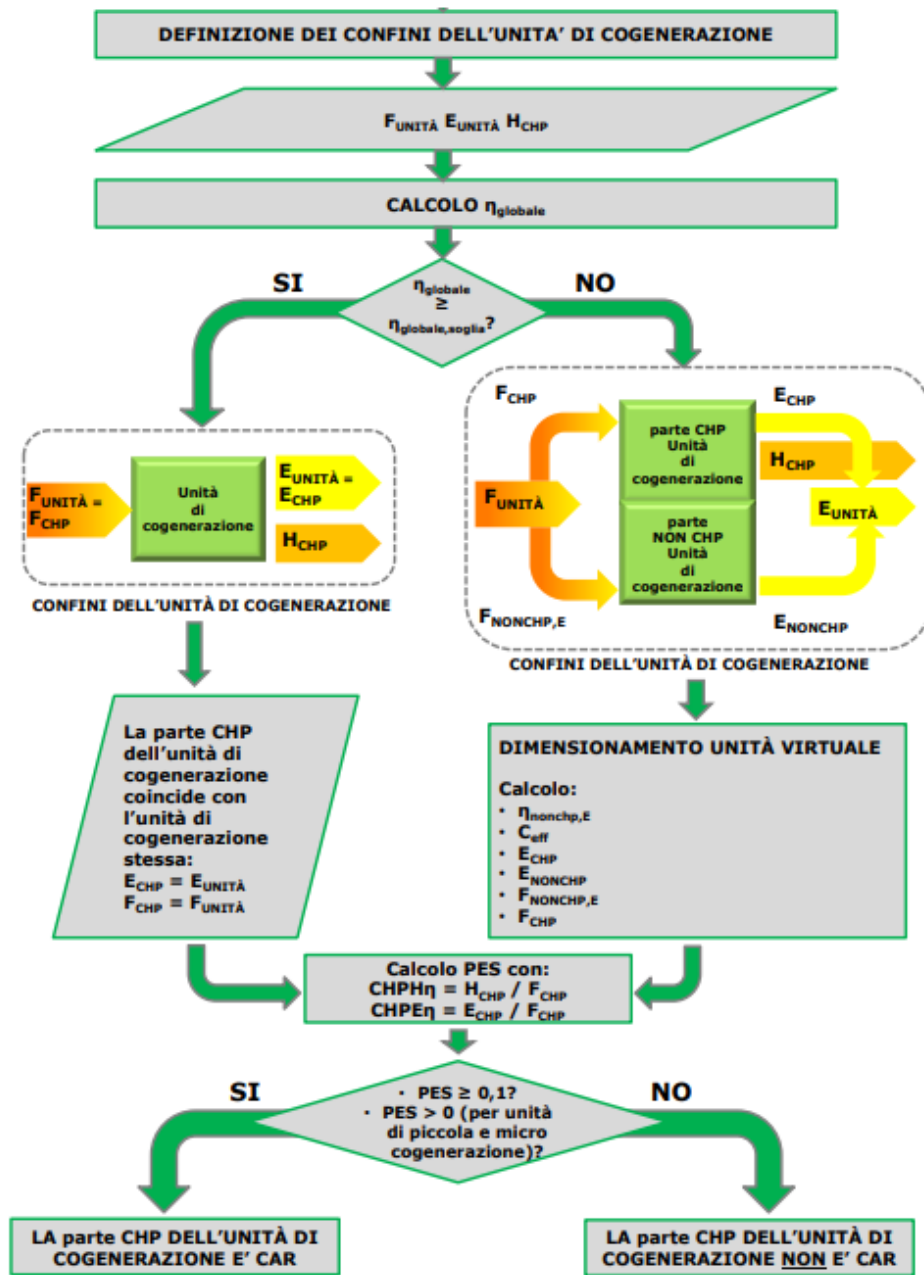


Figura 23: Diagramma di sintesi della procedura di calcolo del PES [19]

L'unità di cogenerazione è definita nel D.MISE del 5 settembre 2011 come: "parte di un impianto di cogenerazione che, in condizioni ordinarie di esercizio, funziona indipendentemente da ogni altra parte dell'impianto di cogenerazione stesso". La corretta determinazione dei suoi confini è indispensabile per la valutazione delle grandezze necessarie al calcolo del rendimento globale.

Tali grandezze sono:

- energia di alimentazione consumata dall'unità di cogenerazione durante il periodo di rendicontazione (F_{unit}), al netto degli eventuali apporti di energia di combustibile provenienti da fonti esterne all'unità [W];
- energia elettrica/meccanica prodotta dall'unità di cogenerazione durante il medesimo periodo di rendicontazione (E_{unit}), ovvero quella lorda misurata ai morsetti del generatore, senza sottrarre quella usata internamente dall'unità [W];
- calore utile prodotto dall'unità di cogenerazione durante il medesimo periodo di rendicontazione (H_{CHP}), che deve essere effettivamente fornita a un'utenza o a un processo industriale per scopi utili.

A partire da tali grandezze è possibile calcolare il rendimento globale con la formula che segue:

$$\eta_{globale,unit} = \frac{E_{unit} + H_{chp}}{F_{unit}} \quad (2)$$

Il risultato ottenuto deve essere confrontato con i valori di soglia, pari a 75% e 80%, indicati nelle Linee Guida del 5 settembre 2011 a seconda della particolare tipologia di unità.

η globale $\geq 0,80$	η globale $\geq 0,75$
Turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore	Turbina a gas con recupero di calore
	Turbina a vapore a contropressione
	Motore a combustione interna
Turbina condensazione con estrazione di vapore	Motori Stirling
	Pile a combustibile
	Motore a vapore
	Cicli Rankine a fluido organico

Tabella 3: Valori di soglia del rendimento globale per tipologia di unità

Nel caso in cui non venisse raggiunto il valore limite di soglia la normativa prevede l'introduzione del concetto di "unità virtuale", ovvero l'unità che a parità di calore utile cogenerato (H_{chp}), produce una quantità di energia elettrica E_{chp} e consuma una quantità di energia di alimentazione F_{chp} , tali da conseguire un rendimento globale pari al valore di soglia previsto dalla normativa.

Per l'acquisizione del certificato CAR, come detto in precedenza, è necessario effettuare il calcolo del risparmio dell'energia primaria la cui formula, indicata nell'Allegato III del D.MISE del 4 agosto 2011, è riproposta di seguito:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHPH\eta}{RefH\eta} + \frac{CHPE\eta}{RefE\eta}} \right) \cdot 100\% \quad (3)$$

In cui:

- $CHPH\eta$: rendimento termico del cogeneratore, definito come il rapporto tra il calore utile (H_{chp}) e il combustibile utilizzato dall'unità di cogenerazione (F_{chp});
- $CHPE\eta$: rendimento elettrico del cogeneratore, definito come il rapporto tra l'energia elettrica prodotta mediante cogenerazione (E_{chp}) e il combustibile utilizzato dall'unità di cogenerazione (F_{chp});
- $RefH\eta$: valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di calore;
- $RefE\eta$: valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica.

Come stabilito dal Regolamento delegato (UE) 2015/2402, i nuovi valori dei rendimenti di riferimento per la produzione separata sono da applicare, a partire dalla produzione dell'anno 2016, per tutte le unità di cogenerazione e si differenziano in base alla data di entrata in esercizio (precedente o antecedente al 2016). A partire dai valori minimi definiti dall'Allegato III del D.MISE del 4 agosto 2011, riportati in tabella 4, si determina la possibilità di riconoscere il funzionamento in Cogenerazione ad Alto Rendimento.

Taglia unità	PES
$\geq 1MWe$	$\geq 10 \%$
Unità di piccola cogenerazione (> 50 kWWe e < 1 MWe)	$>0 \%$
Unità di micro cogenerazione (≤ 50 kWWe)	$> 0 \%$

Tabella 4: Valori minimi di PES per la qualifica CAR

Dopo la verifica del soddisfacimento dei requisiti CAR, l'art.4 del D.MISE del 5 settembre 2011 stabilisce che le unità di cogenerazione abbiano diritto per l'anno solare di riferimento a un numero di Certificati Bianchi proporzionali al risparmio di energia primaria conseguito nel medesimo anno, calcolato come segue:

$$RISP = \frac{E_{chp}}{\eta_{E,rif}} + \frac{H_{chp}}{\eta_{T,rif}} - F_{chp} \quad (4)$$

In cui:

- RISP: risparmio di energia primaria realizzato nell'anno solare in cui è stato richiesto il regime di sostegno [MWh];
- F_{chp} : energia di alimentazione consumata dalla parte cogenerativa dell'unità nel medesimo anno solare [MWh];
- E_{chp} : energia elettrica prodotta dalla parte cogenerativa dell'unità nel medesimo anno solare [MWh];
- H_{chp} : calore utile prodotto dall'unità di cogenerazione nel medesimo anno solare [MWh];
- $\eta_{T,rif}$: rendimento medio convenzionale del parco di produzione termico italiano, pari a 0,82 nel caso di utilizzo diretto dei gas di scarico o 0,90 nel caso di produzione di acqua calda/vapore;
- $\eta_{E,rif}$: rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari a 0,46.

In base al risparmio di energia primaria conseguito è possibile calcolare il numero

di Certificati Bianchi ("CB") relativi allo specifico anno solare come:

$$CB = RISP \cdot 0,086 \cdot K \quad (5)$$

in cui K è il coefficiente di armonizzazione che varia in base alla potenza dell'unità di cogenerazione presa in esame, la cui valutazione è descritta nella Parte 1° delle Linee Guida in base alle ore di marcia dell'unità o, nel caso non fosse possibile contabilizzarle, in base alle ore equivalenti.

3 Descrizione dell'impianto

Il caso studio fa riferimento ad un impianto di cogenerazione in stato di costruzione per la fornitura di elettricità, vapore e acqua calda presso lo stabilimento produttivo MICHELIN in Provincia di Cuneo (CN).

L'impianto sarà di proprietà di FENICE, società del gruppo EDISON e sarà realizzato all'interno dello stabilimento industriale MICHELIN e sostituirà l'impianto di cogenerazione esistente.

Attualmente il fabbisogno termico di stabilimento viene garantito dall'impianto a ciclo combinato cogenerativo composto da una turbina a gas e due generatori di vapore a media e alta pressione, ma la taglia risulta essere significativamente superiore alle richieste dello stabilimento.

Con la costruzione del nuovo impianto di cogenerazione i principali obiettivi prefissati da FENICE e MICHELIN sono:

- riduzione dell'impatto ambientale mediante l'ottimizzazione della fonte energetica primaria e il dimensionamento dell'impianto basato sugli effettivi fabbisogni.
- L'utilizzo di fonti rinnovabili di integrazione per riduzione emissioni di CO₂ in atmosfera.

Con la nuova configurazione l'energia termica sarà prodotta da:

- due generatori di vapore a recupero (GVR) per la produzione di 5 t/h di vapore ciascuno;
- un generatore vapore alimentato a biomassa (GVB) per la produzione di 8 t/h di vapore;
- tre generatori ausiliari alimentati a gas naturale (GVA) per la produzione 30 t/h di vapore ciascuno.

Durante il normale funzionamento del nuovo impianto la priorità sarà assegnata

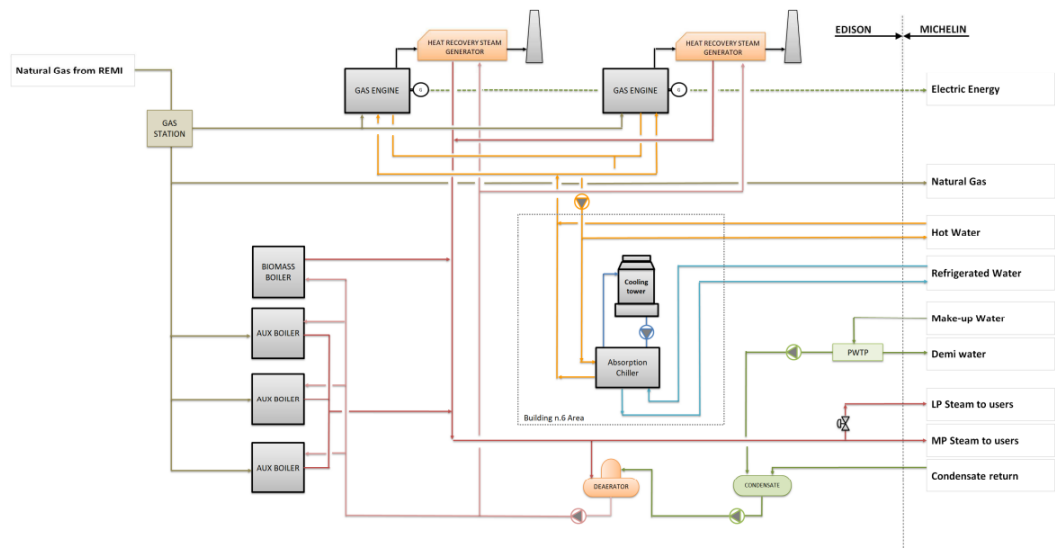


Figura 24: Schema di flusso dell'impianto

alle unità di cogenerazione e alla caldaia a biomassa, così da privilegiare le fonti di produzione di energia più efficienti e rinnovabili per coprire il fabbisogno base di vapore di MICHELIN. Le caldaie ausiliarie a gas consentiranno l'integrazione e il back-up della produzione vapore. Nei periodi di maggior richiesta di vapore (tipicamente durante l'inverno), sarà messa in funzione anche un'altra caldaia ausiliaria per aumentare la produzione di energia termica. La terza caldaia ausiliaria sarà messa in funzione in caso di necessità per picchi di richiesta.

La caldaia a biomassa sarà alimentata con biomassa legnosa (cippato) costituita esclusivamente da legno vergine e sarà fornita attraverso una "filiera corta", con l'obiettivo di massimizzare l'utilizzo della biomassa proveniente da aree limitrofe al sito MICHELIN (distanza media inferiore ai 30 km) e secondo piani di gestione sviluppati da agronomi accreditati. Il cippato utilizzato dovrà derivare dalla gestione e manutenzione di boschi e foreste, come le parti secche di alberi, rami, piante in pericolo di collasso, potature che limitano la crescita eccessiva, etc. È quindi esclusa la fornitura di legname e/o biomassa da legno lavorato, come il legno strutturale.

L'installazione del nuovo impianto di cogenerazione è prevista nella parte nord-ovest dello stabilimento esistente e prevede un Polo freddo costituito da un gruppo frigo ad assorbimento per la produzione di circa 4 MW di acqua refrigerata a 7°C. Il gruppo frigorifero, equipaggiato con una torre di raffreddamento di circa 9.5

MW, sarà alimentato con l'acqua calda prodotta dal recupero del calore dei motori a gas naturale. Il nuovo gruppo frigorifero ad assorbimento a bromuro di litio verrà allacciato al circuito acqua refrigerata esistente e avrà priorità di funzionamento rispetto ai chiller del precedente impianto, che lavoreranno solo ad integrazione e in caso di manutenzione o fuori servizio della nuova unità. Il nuovo Polo freddo non influenzerà il funzionamento del gruppo ad assorbimento esistente per consentire in futuro l'utilizzo del calore recuperato da processo produttivo MICHELIN.

Dal recupero termico del circuito di raffreddamento ad alta temperatura HT dei motori cogenerativi verrà anche prodotta acqua calda per garantire il riscaldamento nella stagione invernale.

Nella zona dei parcheggi a nord-ovest, sud-ovest e sud-est dello stabilimento è previsto l'installazione di un impianto fotovoltaico, per una potenza complessiva di 2.05 MW di picco.

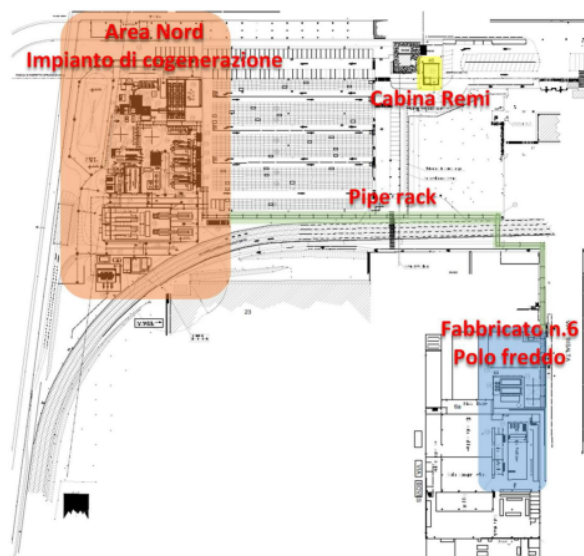


Figura 25: Planimetria generale

Come anticipato, l'impianto di cogenerazione è costituito da due motori a gas naturale collegati ai generatori sincroni trifase per la produzione di energia elettrica 10÷12 MW ciascuno, posizionati in due locali separati dell'edificio denominato di Centrale.

Il tipo di motore utilizzato è quello a combustione interna , alternativo ad accen-

sione comandata. Il ciclo di funzionamento sarà a quattro tempi Otto, sovralimentato mediante turbocompressore alimentato dai gas di scarico. Il compressore di sovralimentazione sarà equipaggiato con adeguato intercooler. Ogni motore sarà equipaggiato con opportuno sistema di controllo integrato tale da garantire la regolazione ottimale della dosatura e dell'anticipo di accensione per ogni singolo cilindro tale da ottimizzare il ciclo di combustione limitando all'origine l'emissione di inquinanti e prevenendo l'insorgere dei fenomeni di detonazione.

Il nuovo impianto sarà dotato di una propria stazione di ricezione gas naturale che sarà installata accanto a quella esistente. Nelle condizioni a pieno carico ciascun motore consumerà una portata di gas naturale pari a $2700 \text{ Sm}^3/h$.

Il prefabbricato in cui sono posizionati i due motori e i relativi sistemi ausiliari è realizzato in calcestruzzo armato, con dimensioni indicative di circa 36x17 metri. L'edificio in questione è dotato di un apposito sistema di ventilazione per l'aria di immissione nei locali in cui sono inseriti i motori, comprensivo del sistema di filtrazione e di una batteria di preriscaldamento dell'aria di ventilazione e dell'aria comburente. La batteria di riscaldamento è alimentata con il vapore prelevato dalle linee in uscita dai due generatori di vapore al fine di garantire le condizioni di temperatura minima di aria in ingresso richiesta dal motore (maggiore di 5°C), in qualsiasi condizione ambientale ed in caso di avviamento a freddo degli stessi motori.

La dissipazione del calore generato dai due motori è garantito dai circuiti di raffreddamento a bassa e alta temperatura, rispettivamente denominati circuiti LT e HT, provvisti di due air coolers posizionati sulla copertura della Centrale per dissipare il calore residuo a valle del recupero termico.

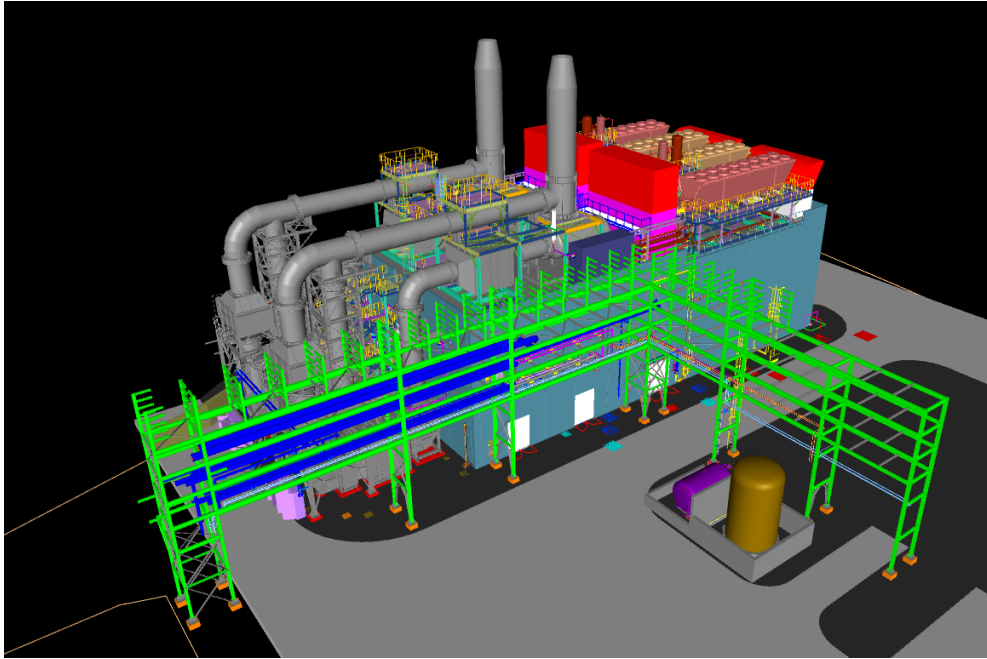
La cogenerazione è realizzata con un sistema di recupero di calore dai fumi di scarico dei due motori endotermici mediante l'installazione di due generatori di vapore a recupero ("GVR") per la produzione di circa 5 t/h ciascuno.

Per l'abbattimento delle emissioni dei fumi di scarico sono previsti un catalizzatore CO e un SCR ("*Selective catalytic reduction*"), con relativo sistema di stoccaggio e dosaggio urea.

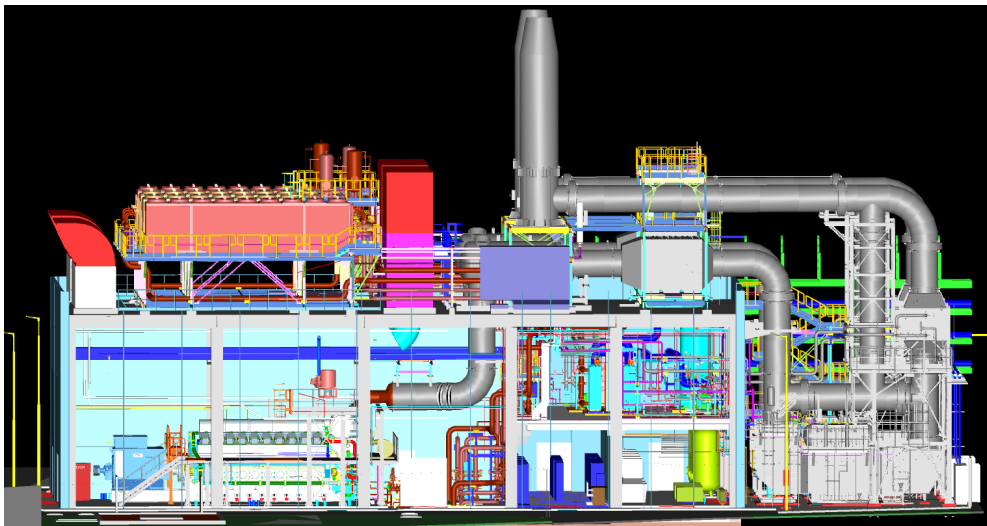
In sintesi i vettori termici prodotti dal recupero dai motori sono:

- vapore a media pressione (22/23 bar) con temperatura 250 °C, prodotto dai generatori GVR sfruttando il recupero termico dei fumi di combustione, dalla caldaia a biomassa e dalle caldaie gas naturale di integrazione;
- vapore bassa pressione (5,5/6,5 bar) con temperatura 175 °C, ricavato da una parte del vapore a media pressione;
- condense preriscaldate per mezzo del recupero termico dai fumi dei motori attraverso un economizzatore dedicato installato a valle del generatore di vapore;
- acqua calda a 90-75°C prodotta tramite il recupero di calore dal circuito di raffreddamento HT dei motori per l'utilizzo dalle utenze di stabilimento nella stagione invernale o per la produzione di acqua refrigerata 7-12°C tramite un gruppo frigo ad assorbimento nella stagione estiva.

Il rendimento globale di cogenerazione si attesta a circa il 71%, con Primary Energy Saving (P.E.S) di 19,9%. In accordo al DM 5 del settembre 2011 sono soddisfatte le condizioni per la definizione di cogenerazione ad alto rendimento (PES > 10%) per l'intera durata di funzionamento dell'impianto di cogenerazione.



(a) Edificio di Centrale



(b) Vista delle sale

Figura 26: Modello 3D dell'impianto realizzato dalla società Reia

Di seguito è riportata la descrizione delle linee principali a carico della Delta-Ti Impianti S.p.A, facendo riferimento alla specifica tecnica di fornitura Edison.

3.1 Circuito vapore

Il *circuito vapore* è costituito da due linee complementari, una per ogni generatore di vapore.

All'uscita del generatore di vapore a recupero (GVR), prima dell'inizio delle linee di competenza di Edison, il vapore surriscaldato viene raffreddato mediante un attemperatore posto nella Sala Scambiatori.

All'uscita dell'edificio le linee si collegano a quelle di competenza di Edison che manda il vapore verso la sede Michelin per le produzioni industriali.

Il circuito serve anche la batteria di riscaldamento dell'aria di immissione nel locale motori, al fine di garantire una temperatura di immissione minima pari a 5°C in qualsiasi condizione ambiente e in caso di avviamento a freddo dei motori.

Il generatore di vapore a recupero, coibentato esternamente, è disposto in assetto orizzontale e prevede la circolazione naturale con un recupero del calore a bassa temperatura tramite l'ECO2 per massimizzare il recupero energetico e preriscaldare le condense.

Il generatore di vapore è composto da:

- l'economizzatore (ECO) che consente di preriscaldare l'acqua in ingresso alla caldaia recuperando il calore dai fumi di scarico;
- l'evaporatore (EVA) che permette di portare il fluido dalla fase liquida alla fase vapore;
- il surriscaldatore (SH) necessario per portare il fluido nelle condizioni di vapore surriscaldato.

Per tale linea è prevista la coibentazione con materiale idoneo con spessore di 80 mm. Secondo la Direttiva PED il fluido di lavoro rientra nella tipologia 2 e nella categoria I. Le principali caratteristiche della linea sono riassunte in tabella 5.

CIRCUITO VAPORE	
Portata [t/h]	5
Temperatura di design [°C]	0 ÷ 300
Pressione di design [bar]	26
Diametro nominale max [DN]	100
Materiale	Acciaio al carbonio

Tabella 5: Circuito vapore

3.2 Circuito condense e acqua alimento

Il *circuito condense* a monte del degasatore è costituito da un serbatoio fornito da Edison in cui il vapore ricondensato è miscelato con acqua demineralizzata in percentuale che varia tra il 25% ed il 100% a seconda dei diversi assetti dell'impianto.

Il sistema è completo di un gruppo pompe per garantire la circolazione della miscela condense e acqua demineralizzata. All'uscita del serbatoio il fluido è inviato all'economizzatore ECO2, installato a valle del GVR, utilizzato per il preriscaldamento delle condense tramite il recupero termico del calore dalla coda dei fumi dei motori.

La temperatura in ingresso all'economizzatore fumi è compresa tra 15 °C ÷ 102°C con una portata che varia tra 3 t/h e 78 t/h.

Il pre-riscaldatore deve essere dotato di un sistema di ricircolo per garantire una temperatura di ingresso delle condense superiore a 55°C e di un sistema di bypass per regolare la portata.

In uscita al degasatore, escluso dalla fornitura, inizia il *circuito 'acqua alimento* che manda il fluido in ingresso ai generatori a recupero per la produzione di vapore. Le due linee dell'acqua alimento sono utilizzate, inoltre, per raffreddare le linee del circuito vapore mediante un attemperatore posto nella sala al piano intermedio.

Per entrambi i circuiti è prevista la coibentazione con materiale idoneo, il cui spessore minimo varia tra 30 mm, 40 mm e 50 mm a seconda della dimensione nominale della tubazione.

Secondo la Direttiva PED il fluido di lavoro del *circuito condense* rientra nella tipologia 2 e nella categoria relativa all'Art.4.3, mentre il fluido di lavoro del *circuito acqua alimento* rientra nella tipologia 2 e nella categoria I.

In tabella sono riportati i valori di progetto in condizioni nominali del *circuito condense* e del *circuito acqua alimento*. In figura 27 è riportato uno schema esemplificativo del circuito delle condense e dell'acqua alimento.

CIRCUITO CONDENSE NON DEGASATE E CIRCUITO ACQUA ALIMENTO	
Portata nominale condense non degasate [kg/h]	40
Pressione nominale condense non degasate [bar]	7,5
Temperatura operativa in ingresso ECO2 condense non degasate [°C]	55
Temperatura operativa in uscita ECO2 condense non degasate [°C]	95
Potenza termica ECO2 condense non degasate [kW]	1863
Temperatura operativa acqua alimento in uscita dal degasatore [°C]	105
Pressione operativa acqua alimento in uscita dal degasatore [bar]	36
Materiale tubazione	Acciaio al carbonio

Tabella 6: Circuito condense non degasate e del circuito acqua alimento

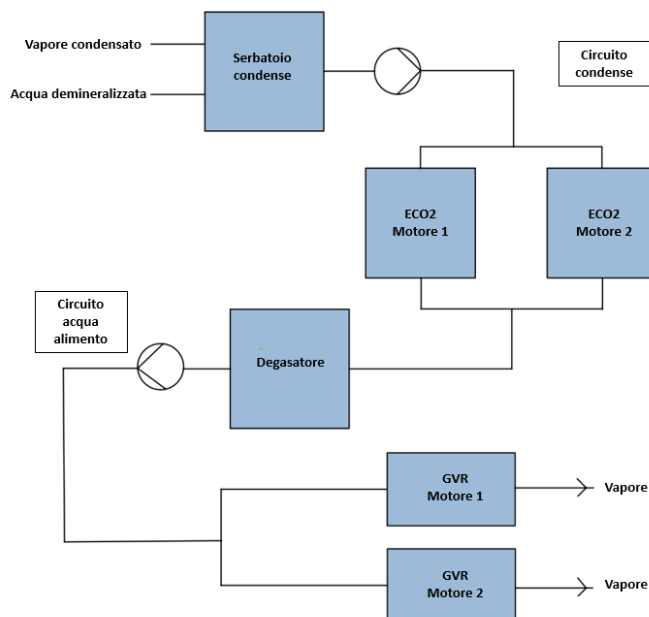


Figura 27: Schema circuito condense e acqua alimento

3.3 Circuito aria compressa

Il *circuito aria compressa* svolge due diverse funzioni:

- l'alimentazione della strumentazione presente nell'impianto;
- l'avviamento per i due motori endotermici.

Il sistema dell'aria compressa per l'aria avviamento si trova nella parte inferiore dell'edificio, nella zona denominata Sala Compressori, ed è composta da quattro compressori e quattro serbatoi da 5000 l ciascuno.

All'uscita del serbatoio una parte dell'aria compressa viene inviata al componente CAM ("*Control Air Module*") per collegarsi alla linea di EDISON proveniente dal piperack che serve la strumentazione; la parte restante è inviata ai motori in fase di avviamento.

Per entrambe le linee non è prevista la coibentazione.

Secondo la Direttiva PED il fluido di lavoro del *circuito aria compressa strumenti* rientra nella tipologia 2 e nella categoria relativa all'Art.4.3, mentre il fluido del *circuito aria compressa avviamento* rientra nella tipologia 2 e nella categoria I.

Le principali caratteristiche della linea sono riassunte in tabella 7.

CIRCUITO ARIA STRUMENTI	
Temperatura di design [°C]	0÷65
Pressione di design [bar]	10
Diametro nominale max [DN]	50
Materiale	Acciaio zincato
CIRCUITO ARIA AVVIAMENTO	
Temperatura di design [°C]	0÷55
Pressione di design [bar]	33
Diametro nominale max [DN]	50
Materiale	Acciaio Inox/carbonio

Tabella 7: Linea aria compressa

3.4 Circuito urea

Il *circuito urea* è formato da una linea di pompaggio che collega il serbatoio di stoccaggio al componente SCR ("*Selective Catalitic Reactor*") per il trattamento dei fumi dei due motori di cogenerazione. Il serbatoio di stoccaggio dell'urea diluita al 40% è posizionato verticalmente in una vasca di contenimento di pari volume posta all'esterno dell'edificio di Centrale. Il serbatoio è di tipo atmosferico con una capacità pari a 30 m³ ed è coibentato e tracciato elettricamente. Nei pressi del serbatoio è presente la valvola di sicurezza contro le sovra pressioni che possono nascere nel circuito: in caso di superamento del valore massimo di pressione in uscita delle pompe la valvola si apre per effetto della propria taratura, scaricando urea nella vasca per abbassare la pressione.

I sistemi SCR richiedono la disponibilità di urea ad un valore di pressione costante, per tale motivo sono presenti una valvola di regolazione della pressione e due smorzatori di pressione. I due smorzatori sono posti uno in prossimità delle pompe e uno a valle dei sistemi SCR e consentono di assorbire le oscillazioni di pressione dovute alle pulsazioni delle pompe e alla variazione della richiesta.

Secondo la Direttiva PED il fluido di lavoro rientra nella tipologia 2 e nella categoria I. Le principali caratteristiche della linea sono riassunte in tabella 8.

CIRCUITO UREA	
Temperatura di design [°C]	0÷50
Pressione di design [bar]	7
Diametro nominale max [DN]	80
Materiale	Acciaio inox

Tabella 8: Circuito urea

3.5 Circuito fumi

Il *circuito fumi* si sviluppa a partire dal Y-pipe di ogni motore, che rappresenta il limite di batteria con il fornitore dei motori, fino alla caldaia a recupero GVR e al camino.

Sono previste due linee fumi, una per motore, che si compongono di:

- Y-pipe e disco di rottura per ogni motore;
- silenziatore reattivo e silenziatore assorbitivo per abbattere il rumore dei due motori e rientrare nei valori di pressione sonora da garantire in ogni condizione di esercizio;
- catalizzatore CO per avere emissioni di CO inferiori a 50 mg/Nm^3 facendo riferimento ai fumi secchi al 15% di O_2 ;
- sistema di iniezione e miscelamento urea con controllo retroazionato per gli NO_x residui;
- sistema SCR (reattore e catalizzatori) al fine di garantire emissioni di NO_x inferiori a 25 mg/Nm^3 e di ammoniac slip minore di 3 NO_x , facendo riferimento ai fumi secchi al 15% di O_2 .

I sistemi di analisi dei fumi installati su ognuno dei due camini sono esclusi dallo scopo di fornitura della Delta-ti Impianti.

Il circuito è inoltre provvisto di un sistema di by-pass fumi che, attraverso i camini di espulsione, ha la funzione di mandare in atmosfera i gas di scarico dei motori nel caso in cui non si voglia far transitare i fumi in caldaia o nell'economizzatore di coda ECO2.

Nella linea è previsto un diverter composto da una coppia di serrande pneumatiche ad azione contrapposta montate a monte della caldaia, e due serrande di regolazione installate a monte dell'ECO2 e della sua linea di by-pass, in grado di regolare la portata di fumi tra 0% e 100%.

Per il *circuito fumi* è prevista la coibentazione con un rivestimento di isolante composto da fibra di vetro e lana di roccia, nonché un rivestimento superficiale esterno in lamierino di alluminio sagomato.

CIRCUITO FUMI	
Portata nominale [t/h]	65,40
Temperatura operativa [°C]	366
Materiale	Acciaio al carbonio

Tabella 9: Circuito fumi

3.6 Circuito olio lubrificante

Il *circuito olio lubrificante* serve i due motori di cogenerazione e svolge la funzione di reintegro manuale dell'olio che viene consumato nel normale funzionamento degli stessi. A servizio del circuito sono previsti un serbatoio di stoccaggio di olio fresco e un gruppo pompe che pesca dal serbatoio e invia la portata a temperatura ambiente necessaria ai motori.

Il serbatoio dell'olio è atmosferico con una capacità di 10 m^3 posto sotto ad una tettoia e all'interno di una vasca di contenimento. Quando si registra un livello basso di olio all'interno del serbatoio è necessario il reintegro mediante un'auto-cisterna dotata di pompa.

Uno degli scopi principali dell'olio di lubrificazione è quello di neutralizzare gli

acidi generati nel processo di combustione dal combustibile al fine di minimizzare l'usura corrosiva. Questa funzione viene svolta aggiungendo all'olio di lubrificazione degli additivi alcalini. Il Numero di Base (BN) di un olio è una misura dell'alcalinità dell'olio ed è espresso in milligrammi di idrossido di potassio per grammo di olio (mg KOH/g). Il BN varia a seconda dei motori ed è determinato dal consumo di additivi alcalini combinato con il rabbocco di olio nuovo.

Per tale linea non è prevista la coibentazione.

Secondo la Direttiva PED il fluido di lavoro rientra nella tipologia 2 e nella categoria relativa all'Art.4.3.

Le principali caratteristiche della linea sono riassunte in tabella 10.

CIRCUITO OLIO DI LUBRIFICAZIONE	
Portata [m^3/h]	2
Temperatura di design [$^{\circ}C$]	0÷50
Pressione di design [bar]	6
Diametro nominale max [DN]	50
Materiale	Acciaio al carbonio

Tabella 10: Circuito olio di lubrificazione

3.7 Circuito metano

Il circuito di alimentazione del gas naturale a cura della Delta-ti si collega alla turbazione di Edison proveniente dal pipe-rack nella parte esterna dell'edificio di Centrale.

CIRCUITO METANO	
Temperatura di design [$^{\circ}C$]	-15÷65
Pressione di design [bar]	10
Materiale	Acciaio al carbonio

Tabella 11: Circuito metano

Il *circuito metano* si compone di un tratto principale che si divide nei due rami per alimentare i due motori a combustione equipaggiate entrambe con una rampa gas, esclusa dallo scopo di fornitura.

La rampa gas del metano è un componente fondamentale nei sistemi di alimentazione a gas per impianti quali caldaie, motori e turbine a gas. La sua funzione principale è garantire una distribuzione sicura, controllata ed efficiente del gas metano al dispositivo di combustione. A questo componente sono affidate le seguenti funzioni:

- regolazione della pressione: la rampa gas è dotata di valvole che regolano la pressione del metano, assicurando che il gas venga fornito alla pressione corretta per il dispositivo di combustione. Questo è cruciale per la sicurezza e l'efficienza del sistema.
- Filtraggio: i filtri incorporati nella rampa gas rimuovono impurità e particelle dal metano, proteggendo il sistema di combustione e migliorando l'efficienza e la durata del dispositivo.
- Misurazione e controllo del flusso: è provvista di strumenti di misurazione, come i flussometri, che monitorano e controllano il flusso del gas garantendo che il dispositivo riceva la quantità necessaria di metano per una combustione ottimale.
- Valvole di sicurezza: la rampa gas include valvole di sicurezza che interrompono il flusso di gas in caso di anomalie o malfunzionamenti, prevenendo situazioni pericolose come fughe di gas o esplosioni.
- Gestione del ritorno di fiamma: la rampa gas è dotata di dispositivi anti-ritorno che impediscono il ritorno di fiamma, proteggendo il sistema di alimentazione del gas e il personale.
- Accensione e spegnimento: la rampa gas può includere dispositivi di accensione e spegnimento automatici per gestire l'erogazione del gas durante il ciclo operativo del dispositivo di combustione.

I sistemi di adduzione ed utilizzo del gas sono realizzati a regola d'arte secondo quanto previsto dal DM 22 Gennaio 2008, n.37.

Il tratto esterno al cabinato è tracciato e coibentato per mantenere la temperatura del gas maggiore di 8°C anche in caso si raggiunga la minima temperatura esterna o in caso di fermo prolungato.

Secondo la Direttiva PED il fluido di lavoro del circuito di alimentazione del metano rientra nella tipologia 1 e nella categoria I per i diametri DN 100 e nella categoria relativa all'Art.4.3 per i diametri DN 20 e DN 15.

3.8 Circuito di raffreddamento HT

Il *circuito di raffreddamento HT* è costituito da due linee rispettivamente per il motore 1 e per il motore 2 che svolgono lo stesso lavoro e si diramano seguendo un percorso simile.

Il fluido di lavoro utilizzato è acqua demineralizzata miscelata con un anticorrosivo e il 30% di glicole, per evitare il congelamento fino -15°C.

Il *circuito HT* è progettato per il raffreddamento delle camicie dei motori e del Charge Air Cooler (CAC) del motore nella zona ad alta temperatura. Il calore viene recuperato da uno scambiatore a piastre per la produzione di acqua calda da inviare alle utenze dello stabilimento e per la produzione del freddo tramite l'assorbitore.

Nella zona ad alta temperatura del CAC l'acqua glicolata si trova ad una temperatura di circa 80 °C e opera un primo raffreddamento dell'aria comburente che esce dal compressore a circa 100 °C. Il secondo raffreddamento viene operato dal *circuito LT* che porta la temperatura dell'aria a 55 °C, valore necessario affinché non si verifichino fenomeni di autocombustione o ignizione incontrollata del gas. Il calore in eccesso viene dissipato in ambiente attraverso un dry-cooler che è stato progettato per poter dissipare l'intera potenza termica anche nelle condizioni di massima temperatura ambiente, pari a 35 °C. Il dry-cooler è dotato al suo interno di un sistema di regolazione dei ventilatori dell'aria al fine di mantenere la temperatura di set point dell'acqua in uscita imposta dall'utenza. Nel caso si verifichi una dissipazione eccessiva del calore, che porterebbe ad avere una temperatura

dell'acqua di mandata inferiore a quella desiderata, si opera una regolazione mediante una valvola a tre vie che permette di deviare una parte della portata verso il by-pass dello scambiatore.

Nel circuito sono inserite tre pompe differenti:

- pompa 30HT per garantire la normale circolazione;
- pompa 31HT per la circolazione durante il post-raffreddamento del motore;
- pompa 90-1 per la circolazione e il pre-riscaldamento durante il periodo antecedente all'accensione del motore.

Il sistema è inoltre completo di un vaso di espansione posto in copertura per garantire la pressione idrostatica minima in ogni punto del circuito e gestirne l'espansione termica.

Per le linee HT è prevista la coibentazione con materiale idoneo, il cui spessore varia tra 30 mm, 50 mm e 60 mm a seconda della dimensione nominale della tubazione.

Secondo la Direttiva PED il fluido di lavoro rientra nella tipologia 2 e nella categoria relativa all'Art.4.3.

Le principali caratteristiche della linea sono riassunte in tabella 12.

CIRCUITO HT	
Portata [t/h]	240
Temperatura di design [°C]	0÷110
Pressione di design [bar]	6
Diametro nominale max [DN]	250
Materiale	Acciaio al carbonio

Tabella 12: Circuito HT

Per una visione dettagliata del circuito di raffreddamento HT è possibile consultare il PID nella sezione Appendix A.

3.9 Circuito di raffreddamento LT

Il circuito di raffreddamento a bassa temperatura è costituito da due linee, rispettivamente per il motore 1 e per il motore 2, che svolgono lo stesso lavoro e si diramano seguendo un percorso simile.

Il fluido di lavoro utilizzato è acqua demineralizzata miscelata con un anticorrosivo e il 30% di glicole per evitare il congelamento fino -15°C .

Il *circuito LT* ad acqua glicolata è progettato per il raffreddamento del Charge Air Cooler (CAC 52LT) del motore nella zona a bassa temperatura e del circuito dell'olio di lubrificazione mediante ad uno scambiatore (50LO). Il sistema è stato dimensionato al fine di smaltire una potenza termica di 1901 kW nel caso di massima portata dei fumi.

Il calore è interamente dissipato in ambiente attraverso un dry-cooler posto in copertura, che presenta lo stesso funzionamento del dry-cooler al servizio del *circuito HT* descritto precedentemente.

Il sistema è inoltre completo di due pompe in parallelo, una di riserva all'altra, per garantire la circolazione. Tra le pompe e il Charge Air Cooler è stata prevista una valvola di bilanciamento per garantire che il circuito lavori sempre alla portata desiderata, mantenendo la pressione all'interno del CAC al disotto di 6 bar e una differenza di temperatura nello scambiatore dell'olio di 6°C . Le pompe, infatti, sono state scelte operando un sovradimensionamento che porterebbe a lavorare con portate maggiori di quelle di progetto. Grazie alla parziale chiusura della valvola si aumentano le perdite di carico, determinando uno spostamento lungo la curva caratteristica della pompa verso portate inferiori. Dopo la valvola di bilanciamento è inserita una valvola a tre vie affinché parte dell'acqua di raffreddamento by-passy il Charge Air Cooler, che può lavorare con una portata minima di $85\text{ m}^3/\text{h}$ per garantire il secondo raffreddamento dell'aria comburente a 55°C .

In copertura è posto un un vaso di espansione per assorbire la dilatazione termica del circuito. Il vaso di espansione, come nel caso del *circuito HT*, è collegato al circuito di raffreddamento mediante un tubing di piccole dimensioni posto nella sezione all'uscita del dry-cooler. Questo accorgimento nasce dalla necessità di garantire sempre una certa circolazione all'interno del vaso di espansione per evitare

di avere acqua stagnante in cui potrebbero proliferare i batteri della legionella. La legionella è un batterio gram-negativo che può causare un'infezione polmonare nota come legionellosi, che comprende la malattia del legionario e la febbre di Pontiac. Questo batterio prolifera in ambienti acquatici caldi in cui trova condizioni ideali per la crescita, quali temperature comprese tra 20°C e 45°C e stagnazione dell'acqua che favorisce la formazione di biofilm, ovvero una pellicola che protegge i batteri e fornisce nutrienti. L'acqua contaminata potrebbe entrare in contatto con l'aria attraverso il vaso di espansione atmosferico o in caso di rottura del dry-cooler, creando degli aerosol che, se inalati, possono trasmettere il batterio agli esseri umani.

CIRCUITO LT	
Portata [t/h]	160
Temperatura di design [°C]	0÷100
Pressione di design [bar]	6
Diametro nominale max [DN]	200
Materiale	Acciaio al carbonio

Tabella 13: Circuito LT

Per tale linea è prevista la coibentazione con materiale idoneo, il cui spessore varia tra 30 mm e 50 mm a seconda della dimensione nominale della tubazione. Secondo la Direttiva PED il fluido di lavoro rientra nella tipologia 2 e nella categoria relativa all'Art.4.3.

Le principali caratteristiche della linea sono riassunte in tabella 13.

In figura 28 è riportato uno schema esemplificativo del circuito del fluido di raffreddamento a bassa temperatura; è possibile consultare il PID nella sezione Appendix A.

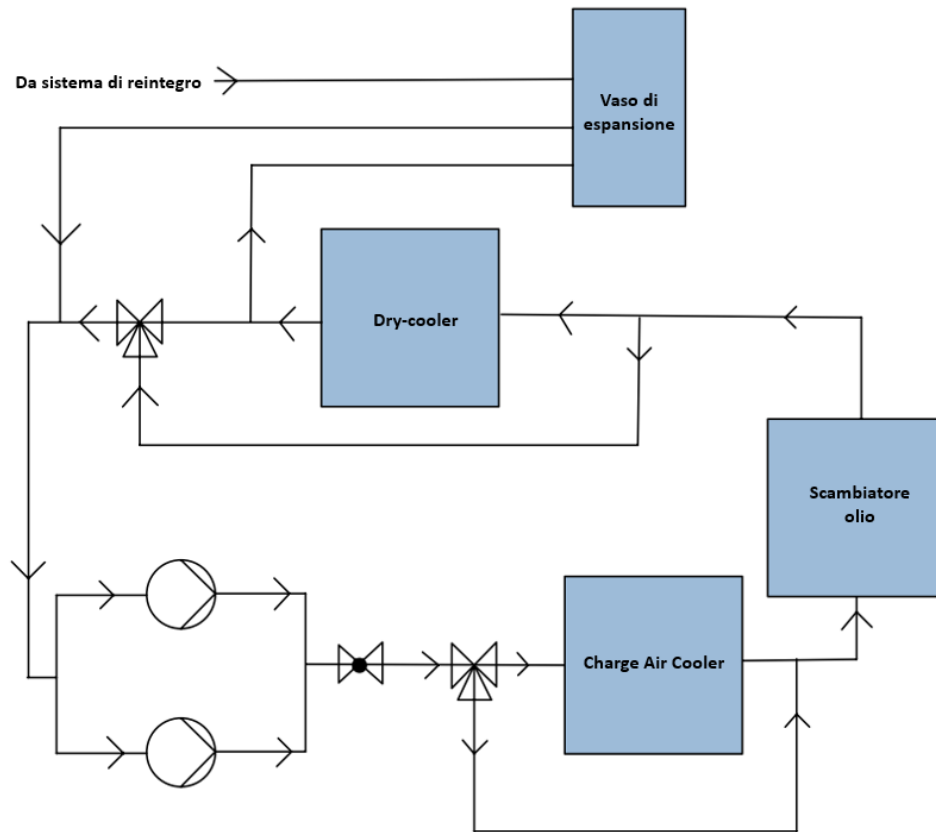


Figura 28: Schema circuito LT

Per una trattazione più completa e chiara si procede con una breve descrizione degli elementi che compongono il *circuito LT* per comprenderne il funzionamento e il loro impatto sulle perdite di carico, calcolo che verrà svolto nel capitolo seguente.

- La valvola a globo: questa tipologia è utilizzata per regolare il flusso all'interno delle condotte idrauliche variando la sezione di passaggio mediante il movimento di un otturatore. Quando l'otturatore è aderente alla sede la valvola è completamente chiusa, viceversa quando è alla massima distanza la valvola è completamente aperta; tutte le posizioni intermedie dell'otturatore permettono di parzializzare il flusso. L'otturatore può essere di forme differenti, come ad esempio a tappo, a disco o a pistone. Le valvole a globo trovano ampio riscontro negli impianti poiché possono essere utilizzate sia come valvole di regolazione che come valvole di intercettazione, cioè con il funzionamento on/off. Possono essere azionate manualmente tramite un

volantino o mediante attuatori pneumatici o elettrici. Le valvole a globo sono caratterizzate da una bassa frizione durante l'apertura e la chiusura, tuttavia tendono a trattenere delle particelle all'interno della sede che porta all'aumento della resistenza del flusso [12].

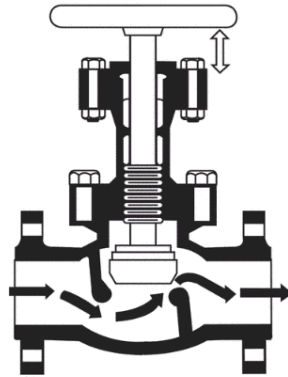


Figura 29: Valvola a globo

- La valvola a farfalla: è formata da un disco circolare o da un' aletta con un diametro pari o inferiore a quello del tubo, che può ruotare fino a 90° per modificare il passaggio del fluido. In posizione completamente aperta il disco è parallelo al flusso che lo lambisce da entrambi i lati, mentre in posizione completamente chiusa il disco è perpendicolare al flusso e arresta il flusso. Affinché la valvola si riapra la pressione esercitata del fluido deve superare il valore di pressione di esercizio imposta dal produttore, al di sotto di questo valore la sede della valvola mantiene la tenuta. La funzione della valvola a farfalla è di regolare il flusso del fluido di passaggio variando l'angolo di apertura del disco. Possono svolgere anche la funzione di strozzatura, ma non per lunghi periodi. Uno dei principali svantaggi di questa valvola è che in posizione completamente aperta la riduzione del flusso è maggiore rispetto ad altre tipologie di valvole, perché il disco occupa parte della sezione di passaggio, che determina una perdita di carico maggiore all'interno della valvola. Se vengono utilizzate un gran numero di queste valvole all'interno di un sistema di tubazione la perdita di pressione può risultare significativa [12].
- La valvola a sfera: questa tipologia di valvola è utilizzata per intercettare

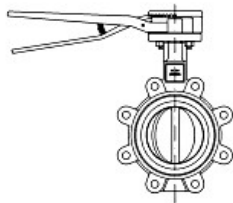


Figura 30: Valvola a farfalla [12]

e regolare il flusso di fluidi mediante la rotazione di un otturatore sferico forato che consente di aprire, chiudere o ridurre l'apertura della valvola. Quando il foro è allineato con il flusso del fluido la valvola è aperta, mentre si chiude quando la sfera ruota di 90° bloccando il passaggio. Le valvole a sfera consentono il passaggio totale del fluido minimizzando le perdite di carico. Sono economiche, si chiudono facilmente con una semplice manovra di un quarto di giro e non richiedono un'eccessiva manutenzione [8].

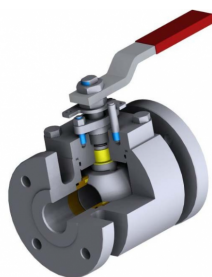


Figura 31: Valvola a sfera

- La valvola di non ritorno: questa tipologia di valvola permette di controllare la direzione del flusso impedendo il ritorno dello stesso nella direzione non consentita. La valvola di non ritorno è composta da un corpo, un disco o una valvola a farfalla, una molla di chiusura e guarnizioni per garantire la tenuta stagna. La valvola si apre sotto l'influenza della pressione lasciando scorrere liberamente il flusso nella direzione corretta. Quando, invece, il flusso si blocca o cerca di tornare indietro, il disco o la valvola a farfalla si chiude automaticamente impedendone il passaggio. Questa tipologia di valvola è ampiamente utilizzata quando è fondamentale bloccare l'inversione di marcia del fluido, come in prossimità degli elementi di pompaggio [12].
- La valvola a tre vie: questa tipologia di valvola garantisce la possibilità di

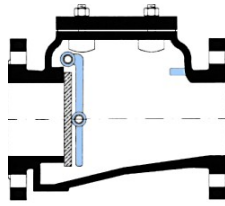


Figura 32: Valvola di non ritorno

deviare, miscelare e interrompere completamente il passaggio del fluido. La valvola può essere fornita con un otturatore a soffietto che espandendosi e contraendosi regola il flusso nei sistemi idraulici. Il movimento dell'otturatore è regolato dalla pressione del fluido: quando la pressione aumenta il soffietto si espande e permette il passaggio, quando diminuisce il soffietto si contrae bloccando il flusso. Tale meccanismo permette di regolare in maniera precisa il flusso del fluido in una delle tre direzioni possibili in una valvola a tre vie [12].

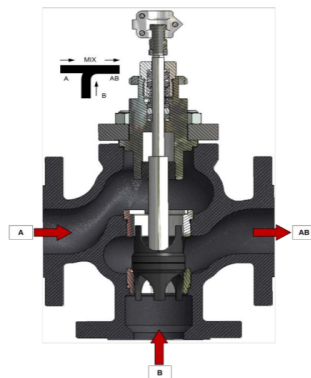


Figura 33: Valvola miscelatrice a tre vie

- Filtro a Y: lo scopo principale di questo componente è quello di filtrare il fluido in modo tale da eliminare le particelle e le impurità presenti nelle tubazioni. Il principio base che regola questo processo è la forza di gravità: le particelle vengono intrappolate nella derivazione posta verso il basso, affinché non entrino nuovamente in ricircolo nel fluido. Per una cattura più efficace è possibile utilizzare un cestello a maglia fine per poter intrappolare anche le particelle più piccole. Uno degli aspetti principali è la pulizia del filtro che è possibile effettuare posizionando degli organi di interruzione o un bypass che interrompono il flusso nella direzione del componente.

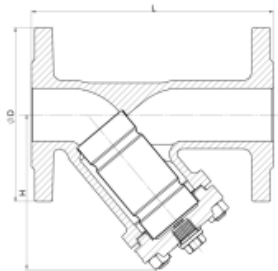


Figura 34: Filtro a Y

- Giunto antivibrante: il loro impiego è molto ampio nel settore industriale perché permettono di smorzare gli effetti delle vibrazioni degli ingranaggi, organi di trasmissione e tubazioni. L'elemento principale è il corpo in gomma che determina il massimo livello di pressione a cui l'antivibrante può essere sottoposto. I giunti in gomma antivibranti vengono installati nelle tubazioni in prossimità di pompe, compressori, valvole e macchine operatrici per interrompere la propagazione delle onde sonore assorbendo piccole vibrazioni.

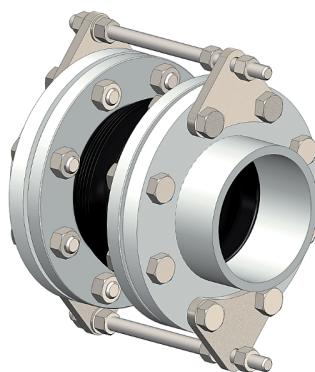


Figura 35: Giunto antivibrante

4 Circuito di raffreddamento a bassa temperatura

L'obiettivo del presente capitolo è calcolare la perdita di carico totale del circuito di raffreddamento a bassa temperatura LT, per poter scegliere la pompa di circolazione necessaria a garantire il passaggio del fluido all'interno della tubazione. In particolar modo verranno analizzati i parametri caratteristici del fenomeno, ovvero il diametro della tubazione, il materiale e la portata circolante per poter valutare la loro influenza sulla resistenza offerta dal circuito.

Verrà inoltre analizzata una problematica emersa durante le prove di circolazione della linea che ha portato alla modifica della portata di progetto per far fronte all'errata valutazione delle perdite di carico del circuito.

Prima di iniziare lo studio del processo è bene riprendere alcuni aspetti teorici del fenomeno.

4.1 Richiami teorici

Le condizioni del moto delle correnti nelle tubazioni dipendono dal numero di Reynolds che permette di distinguere tre differenti tipologie di moto: laminare, di transizione e turbolento. Per definire in quale di questi tre gruppi ricada il regime delle correnti di fluido in condotta non è possibile fissare degli intervalli rigidi del numero di Reynolds, ma per gli scopi ingegneristici si può considerare che se tale valore è minore di 2100 le correnti si trovano in moto laminare, mentre se è maggiore di 4000 è sicuramente turbolento [14]. Il moto del fluido è generato dalla forza peso e dalle forze di pressione e può essere studiato tramite l'equazione dell'energia, valida per le correnti di fluido incompressibile in moto permanente o permanente in media:

$$\frac{p_1}{\gamma_1} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_p = \frac{p_2}{\gamma_2} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L \quad (6)$$

in cui:

- z : quota geodetica, ovvero la quota alla quale si trova la particella e rappresenta la sua energia potenziale [m];
- p/ρ : altezza piezometrica, rappresenta l'altezza della colonna di fluido necessaria per produrre una pressione p [m];
- $V^2/(2g)$: altezza cinetica, rappresenta l'altezza necessaria affinché la particella in caduta libera raggiunga la velocità V , trascurando l'attrito [m];
- α : coefficiente di ragguglio della potenza cinetica per considerare l'effettivo profilo di velocità nel caso di moto non uniforme;
- h_L : rappresenta le perdite di carico e comprende qualsiasi dissipazione di energia associata al moto del fluido. È una conseguenza diretta degli effetti delle resistenze che il fluido deve vincere durante il percorso [m];
- h_p : rappresenta il carico assorbito dalla corrente del fluido [m].

Il regime di moto turbolento è caratterizzato da fluttuazioni casuali delle grandezze caratteristiche del moto, quali la caduta di pressione, lo scambio di calore ecc. In queste condizioni i processi di scambio di massa e di calore avvengono a livello macroscopico che favorisce un trasferimento migliore rispetto al moto laminare, caratterizzato da un rimescolamento casuale che avviene a livello molecolare.

Anche il valore della perdita di carico in una tubazione dipende dal regime di moto, che risulta essere nettamente inferiore nel caso laminare.

Per risolvere l'equazione 6 è necessario determinare il valore della perdita di carico complessiva h_L , che è possibile scindere in due contributi:

- la perdita di carico distribuita dovuta alle dissipazioni lungo i tratti rettilinei della tubazione $h_{L,dis}$;
- la perdita di carico localizzata/concentrata dovuta ai componenti e alle variazioni geometriche della tubazione $h_{L,loc}$.

La perdita di carico distribuita di una corrente in una tubazione è causata dagli

sforzi tangenziali alla parete τ_w .

In generale è possibile distinguere due contributi dello sforzo tangenziale: quello laminare dipendente dalla viscosità μ e quello turbolento dipendente dalla densità ρ del fluido.

Per effetto della componente di agitazione gli sforzi tangenziali che si sviluppano nelle correnti in moto turbolento sono maggiori di quelli delle correnti in moto laminare.

$$\tau = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} - \rho \bar{u}'v' = \tau_{lam} + \tau_{turb} \quad (7)$$

In cui u' e v' sono rispettivamente la componente assiale e normale della velocità di agitazione.

L'equazione 8 permette di determinare l'entità della perdita di carico distribuita nel caso di moto completamente sviluppato.

$$h_{L,dis} = \lambda \frac{l}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (8)$$

In cui:

- $h_{L,dis}$: la perdita di carico distribuita [m];
- λ : l'indice di resistenza;
- l : la lunghezza del condotto [m];
- D : il diametro del condotto [m];
- V : il valore della velocità media della corrente [m/s].

Nel caso delle correnti laminari completamente sviluppate l'indice di resistenza si calcola semplicemente come $\lambda = 64/Re$, mentre nel caso di correnti in moto turbolenti il valore della resistenza dipende dal rapporto della scabrezza relativa ϵ/D e non è possibile determinarlo analiticamente.

Nel caso dello studio di correnti in moto turbolento è necessario ricorrere a dati sperimentali e formule semi-empiriche: per il calcolo dell'indice di resistenza è

possibile sfruttare la formula implicita di Colebrook (eq. 9), oppure l'equazione di Halland che esplicita il valore di λ (eq.10).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (9)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{\epsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \quad (10)$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (11)$$

In cui:

- λ : l'indice di resistenza;
- D : il diametro del condotto [m];
- V : il valore della velocità media della corrente [m/s];
- ϵ : scabrezza della tubazione [m];
- ρ : densità del fluido [kg/m^3];
- μ : viscosità dinamica del fluido [Ns/m^2].

Graficamente si può ricorrere all'abaco di Moody valido per tutte le correnti stazionarie di fluidi incomprimibili in moto completamente sviluppato all'interno delle tubazioni.

A partire dal valore del numero di Reynolds e della scabrezza relativa ϵ/D è possibile determinare λ per qualsiasi regime di moto.

Nel caso del coefficiente di perdita localizzata $h_{L,loc}$, causate dalla presenza dei componenti idraulici nelle condotte, si introduce il coefficiente di perdita adimen-

sionale K_L dipendente dalla geometria del sistema.

$$h_{L,loc} = K_L \frac{V^2}{2g} \quad (12)$$

In cui:

- $h_{L,loc}$: perdita di carico concentrata [m];
- K_L : coefficiente di perdita localizzata;
- V : il valore della velocità media della corrente [m/s].

In generale qualsiasi variazione della sezione di passaggio del fluido incrementa il valore della perdita di carico nella condotta. Per ovviare a questo problema sono stati sviluppati vari profili e geometrie dei componenti tali da minimizzare la caduta.

I valori del coefficiente K_L sono ottenuti sperimentalmente e vengono normalmente forniti dai produttori dei componenti stessi.

Più frequentemente nelle schede tecniche degli organi di intercettazione e regolazione viene fornito il coefficiente di portata K_V espresso in m^3/h che permette di determinare la caduta di pressione tramite la formula:

$$\Delta p = \frac{Q^2}{K_V^2} \cdot \rho \quad (13)$$

in cui:

- Δp : perdita di carico espressa in bar;
- Q : portata espressa in m^3/h ;
- K_V : coefficiente di portata espresso in m^3/h ;
- ρ : densità del fluido in rapporto alla densità dell'acqua.

Al paragrafo 4.2.5 saranno analizzate le principali differenze tra i due coefficienti per la valutazione della perdita concentrata e le metodologie sperimentali che hanno portato alla loro determinazione.

Per la progettazione di tubazioni degli impianti di generazione di energia la normativa americana di riferimento è ASME B31.1 nota come "*Piping Code for Power Piping*". Tale guida fornisce le regole per la progettazione, la costruzione, la verifica, la manutenzione e l'ispezione delle tubazioni per le applicazioni relative alla produzione di energia, come nel caso delle centrali elettriche e degli impianti industriali.

4.2 Valutazione delle perdite di carico del circuito di raffreddamento LT

Si procede con il calcolo delle perdite di carico del circuito di raffreddamento a bassa temperatura LT facendo uso degli sketch isometrici realizzati dalla società *Reia*, a cui è stata affidata la progettazione delle opere impiantistiche.

Tale calcolo è necessario per determinare la prevalenza della pompa a servizio del circuito per garantire la corretta circolazione del fluido di lavoro.

Il circuito di raffreddamento LT è composto da tratti di tubazione con diametri differenti e una serie di elementi quali valvole, curve, riduzioni e scambiatori che hanno un peso importante nella valutazione delle perdite di carico.

Si procede calcolando il numero degli elementi caratteristici che compongono il circuito e misurando la lunghezza di tubazione relativa ad uno specifico diametro. Inizialmente era stato deciso di categorizzare la linea di tubazione in base al diametro nominale e alla temperatura operativa del fluido, poiché tale parametro serve per determinare i valori caratteristici del fluido come la densità e la viscosità dinamica, necessari per determinare il regime di moto tramite il numero di Reynolds.

Al paragrafo 4.2.6 è stata svolta un'analisi di tali parametri al variare della temperatura, da cui è emerso che una suddivisione così specifica risulta non necessaria. Si è dunque deciso di procedere con una suddivisione che prende in considerazione come unico discriminante il valore del diametro nominale.

4.2.1 Perdita di carico distribuita

La perdita di carico distribuita, come richiamato al paragrafo 4.1, corrisponde alla perdita di pressione lungo una tubazione a causa delle resistenze incontrate dal fluido durante il suo passaggio.

Riprendendo le equazioni 8 e 10, i fattori che influenzano la caduta di pressione sono la dimensione e la lunghezza della tubazione, la scabrezza del materiale, la velocità e la viscosità del fluido.

In tabella 14 sono riportati i dati utilizzati per la valutazione della perdita di carico distribuita, considerando solamente il tratto che costituisce il circuito chiuso. Per la dimensione del diametro esterno e dello spessore della tubazione si fa riferimento alla normativa UNI EN 10255, che fornisce i suddetti valori per ogni diametro nominale DN.

DATI			
Portata [m ³ /h]	160		
ϵ [mm]	0,08		
ρ [kg/m ³]	990,99		
μ [N · s/m ²]	0,00057		
Diametro nominale DN [mm]	Diametro esterno [mm]	Spessore [mm]	Lunghezza [m]
200	219,1	6,3	69,74
150	168,3	2,0	10,48

Tabella 14: Dati delle tubazioni

I valori della densità e della viscosità sono quelli relativi all'acqua a 43,6 °C, calcolati come descritto al paragrafo 4.2.6. Si è scelto di considerare la temperatura minore a cui si trova a lavorare il fluido per una ragione cautelativa, in quanto le perdite aumentano al diminuire di tale parametro.

Il fluido di lavoro, però, è una miscela di acqua con glicole propilenico al 30%, aggiunto per abbassare il punto di congelamento del fluido.

Tale miscela presenta valori più elevati di densità e viscosità che determina una

spinta maggiore della pompa di circolazione a parità di portata. Per far fronte a questo aumento si utilizza un fattore di maggiorazione da moltiplicare alle perdite di carico distribuite.

In tabella 15 sono riportati i fattori di maggiorazione nel caso si utilizzi acqua miscelata a diverse percentuali con il glicole [10].

Concentrazione volumetrica di glicole [%]	Temperatura di protezione [°C]	Fattore di maggiorazione tubi in acciaio
15	-5	1,06
20	-8	1,08
25	-12	1,10
30	-15	1,12

Tabella 15: Fattore di correzione miscela con glicole

4.2.2 Perdita di carico localizzata

Come richiamato al paragrafo 4.1 i componenti idraulici causano una perdita di carico lungo la tubazione a seguito della variazione della geometria del sistema. Tale perdita è correlata al coefficiente adimensionale K_L i cui valori sono tabulati e disponibili in rete. Per le curve, variazioni di sezione e diramazioni sono stati utilizzati i valori forniti da Caleffi [10] riportati in figura 36.

Nel caso delle valvole, dei filtri e dei giunti è stato utilizzato il coefficiente di portata K_V fornito dai produttori, rispettivamente Ghibson, Gestra, Interap, Mival, Bradondi e KSB.

Nel circuito è presente una valvola a tre vie DN 125 fornita dall'azienda produttrice dei motori, necessaria bilanciare la portata in ingresso al charge air cooler. Questa valvola presenta un K_V pari a $300 \text{ m}^3/h$.

Per gli altri componenti, quali lo scambiatore con l'olio di lubrificazione, lo scambiatore CAC e il dry-cooler presente in copertura, sono stati utilizzati i valori delle cadute di pressione forniti dai produttori e riportati in tabella 17.

Diametro interno tubi rame, PEad, PEX		8-16 mm	18-28 mm	30-54 mm	>54 mm
Diametro esterno tubi acciaio		3/8"+1/2"	3/4"+1"	1 1/4"+2"	>2"
Tipo di resistenza localizzata	Simbolo				
Curva stretta a 90° $r/d = 1,5$		2,0	1,5	1,0	0,8
Curva normale a 90° $r/d = 2,5$		1,5	1,0	0,5	0,4
Curva larga a 90° $r/d > 3,5$		1,0	0,5	0,3	0,3
Curva stretta a U $r/d = 1,5$		2,5	2,0	1,5	1,0
Curva normale a U $r/d = 2,5$		2,0	1,5	0,8	0,5
Curva larga a U $r/d > 3,5$		1,5	0,8	0,4	0,4
Allargamento		1,0			
Restringimento		0,5			
Diramazione semplice con T a squadra		1,0			
Confluenza semplice con T a squadra		1,0			
Diramazione doppia con T a squadra		3,0			
Confluenza doppia con T a squadra		3,0			
Diramazione semplice con angolo inclinato (45°- 60°)		0,5			
Confluenza semplice con angolo inclinato (45°- 60°)		0,5			
Diramazione con curve d'invito		2,0			
Confluenza con curve d'invito		2,0			

Figura 36: Valore del coefficiente di perdita adimensionale K_L

	Valvola a farfalla	Valvola a tre vie	Valvola di ritegno	Valvola di bilanciamento	Giunto antivibrante	Filtro a mesh standard
DN	Kv [m ³ /h]	Kv [m ³ /h]	Kv [m ³ /h]	Kv [m ³ /h]	Kv [m ³ /h]	Kv [m ³ /h]
125	1492	195	183	182	2633	347
150	2168	310	258	286	4261	480
200	3838	450	410	446	5957	853

Tabella 16: Valore del coefficiente di portata

In tabella 18 sono riportati i componenti che sono stati inseriti nel circuito e il relativo numero, differenziati per diametro.

ALTRI COMPONENTI	
	Δp [Pa]
Dry-cooler	85500
Lubr.oil cooler	60000
CAC	54000

Tabella 17: Valore della perdita di carico

Componente	Diametro [DN]		
	200	150	125
Valvola a farfalla	9	4	0
Valvola di bilanciamento	0	1	0
Valvola di ritegno	1	0	0
Valvola a tre vie di regolazione	0	1	1
Filtro mesh standard	1	0	0
Giunto antivibrante	2	0	4
Curva a 90° larga	38	8	0
Curva a 45° larga	6	0	0
Riduzione	6	1	0
Allargamento	5	0	0
Diramazione semplice Tee a squadra	5	0	0
Diramazione doppia Tee a squadra	4	0	0

Tabella 18: Numero di componenti

4.2.3 Risultati ottenuti

Dopo aver definito gli elementi caratteristici del circuito di raffreddamento LT è possibile procedere con il calcolo della perdita di carico distribuita e localizzata mediante le formule 8, 12 e 13, tenendo in considerazione il fattore di correzione dell'acqua glicolata pari a 1,12.

In fase di progettazione il risultato ottenuto è stato maggiorato prima dell'8% per una questione cautelativa, poi del 10% per sovradimensionare la prevalenza della pompa e scegliere quella che possa garantire la corretta circolazione in ogni

situazione.

Perdita di carico localizzata (valvole, filtri, giunti) [bar]	0,811
Perdita di carico localizzata (curve, restringimenti) [bar]	0,316
Perdita di carico altri componenti [bar]	1,995
Perdita di carico valvola a tre vie DN 125 [bar]	0,640
Perdita di carico distribuita [bar]	0,062
Perdita totale [bar]	3,824
Perdita maggiorata 8% [bar]	4,130
Sovradimensionamento 10% [bar]	4,543
Prevalenza della pompa [m]	46,968

Tabella 19: Risultati perdita di carico

È stato necessario valutare che la pressione all'ingresso del motore rispettasse il vincolo di 6 bar imposto dall'azienda produttrice degli stessi. La portata all'uscita della pompa, oltre alla spinta fornita dalla macchina, vede anche la pressione statica esercitata dal fluido contenuto all'interno del vaso di espansione calcolata con la legge di Stevino (eq.14), che risulta essere pari a 1,7 bar.

$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad (14)$$

All'uscita dalla pompa il fluido è caratterizzato quindi da una pressione pari a 6,24 bar. Per valutare la pressione all'ingresso del motore bisogna sottrarre la resistenza offerta dagli elementi montati nel tratto di tubazione che collega la pompa alla macchina, che risulta essere pari a 0,8 bar.

Il vincolo di pressione all'ingresso del motore è così rispettato, perché il valore calcolato è pari a 5,44 bar, minore di 6 bar indicato dall'azienda produttrice dei motori.

Come si evince dalla figura 37 le perdite localizzate rappresentano il 98% della perdita complessiva, il contributo di quella distribuita è modesto poiché il circuito

risulta essere compatto e poco esteso, con una lunghezza di tubazione complessiva pari a 84 m circa.

Tra gli elementi che contribuiscono al calcolo della perdita di carico localizzata gli scambiatori costituiscono il peso maggiore, come era ragionevole supporre. A seguire spicca il contributo delle valvole, giunti e filtri, ma di notevole importanza è la valvola a tre vie DN 125 che da sola pesa il 17%. Il contributo inferiore è rappresentato dalla raccorderia, quali curve, restringimenti e diramazioni a tee.

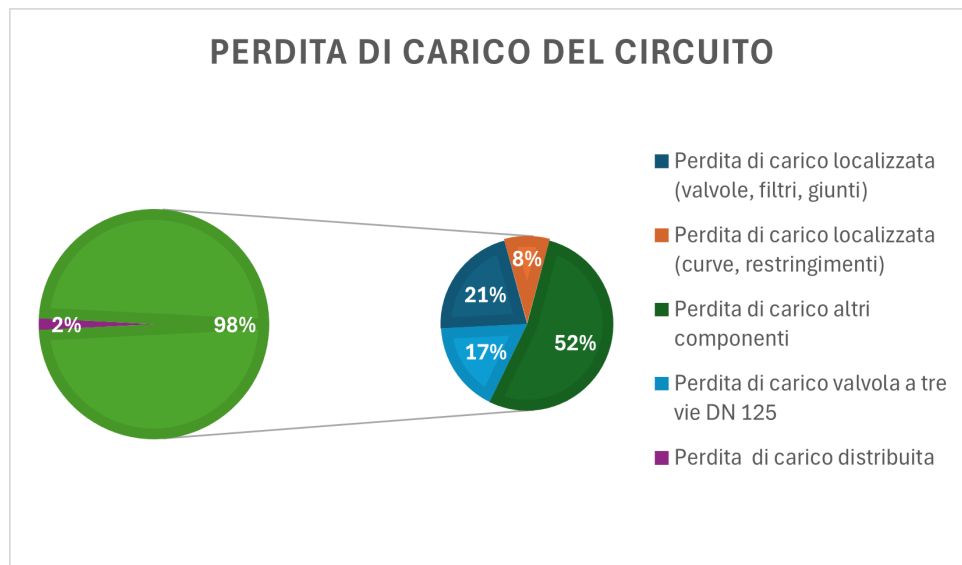


Figura 37: Confronto tra perdita localizzata e perdita distribuita

4.2.4 Scelta della pompa di circolazione

La pompa è una macchina operatrice idraulica in grado di fornire ad un fluido l'energia necessaria per fluire all'interno delle tubazioni. Esistono tre diverse tipologie di pompe: assiali, volumetriche e centrifughe. Le ultime sono quelle maggiormente impiegate nei campi industriali poiché lavorano con fluidi caratterizzati da bassa viscosità e portate e prevalenza basse/medie [16].

Durante il processo decisionale è bene tenere in considerazione diversi aspetti:

- le esigenze e il tipo di esercizio;
- la natura del fluido di lavoro;
- la tipologia di impianto e le perdite di carico lungo il circuito;

- la possibilità di installazione;
- il rumore e le vibrazioni trasmesse alle tubazioni e agli elementi di supporto;
- le condizioni di aspirazione;
- il costo di acquisto, installazione, esercizio e manutenzione.

Per la scelta della pompa centrifuga è bene considerare i parametri che ne influenzano il funzionamento, quali:

- la portata volumetrica del fluido Q [m^3/h];
- la prevalenza sviluppata dalla pompa H [m];
- NPSH ("Net Positive Suction Head") che esprime il valore minimo di pressione all'aspirazione al di sotto del quale non è possibile garantire il corretto funzionamento della pompa, sia dal punto di vista idraulico che meccanico, senza incorrere nella cavitazione.

La cavitazione è un fenomeno che si verifica quando la pressione scende al di sotto del valore della tensione di vapore e all'interno del liquido pompato si formano bolle. Quando spostandosi verso zone a pressione maggiore implodono improvvisamente, provocando danni significativi alle componenti interne della pompa;

- la potenza assorbita P_a [kW] calcolata come segue [16]:

$$P_a = \frac{Q \cdot \rho \cdot H}{367,2 \cdot \eta} \quad (15)$$

in cui:

- ρ : densità del liquido convogliato [kg/m^3];
- η : rendimento della pompa.

Per garantire la corretta circolazione della portata Q e vincere le perdite di carico H del circuito è necessario determinare il punto di funzionamento della pompa, individuato dall'intersezione tra la curva caratteristica della pompa e la curva caratteristica del circuito, come mostrato in figura 38.

I produttori forniscono la curva caratteristica della pompa che lega la portata con la prevalenza. Per avere una descrizione più completa sono inseriti anche i grafici che illustrano l'andamento del rendimento e la potenza assorbita della pompa al variare della portata.

Uno degli elementi che caratterizzano le curve caratteristiche delle pompe è la *rapidità*, ovvero la pendenza calcolata come il rapporto tra la prevalenza alla portata nulla e la prevalenza alla portata massima. Nel caso delle pompe a servizio dei circuiti di alimentazione dei generatori di vapore è preferibile utilizzare una pompa con una curva caratteristica piatta poiché consente di operare grandi variazioni di portata con ridotte variazioni di prevalenza, utile nel funzionamento a carico parziale.

Negli impianti termici, invece, è preferibile scegliere una curva caratteristica ripida affinché ad una grande variazione di prevalenza corrisponda una piccola variazione di portata. Questo accorgimento permette di gestire eventuali errori nel calcolo della perdita di carico del circuito: nel caso in cui la resistenza del sistema risultasse sottostimata, la pompa si porterebbe a lavorare con una portata leggermente inferiore rispetto a quella di progetto. Se si fosse optato per una pompa caratterizzata da una marcata rapidità, invece, la portata sarebbe diminuita sensibilmente [16].

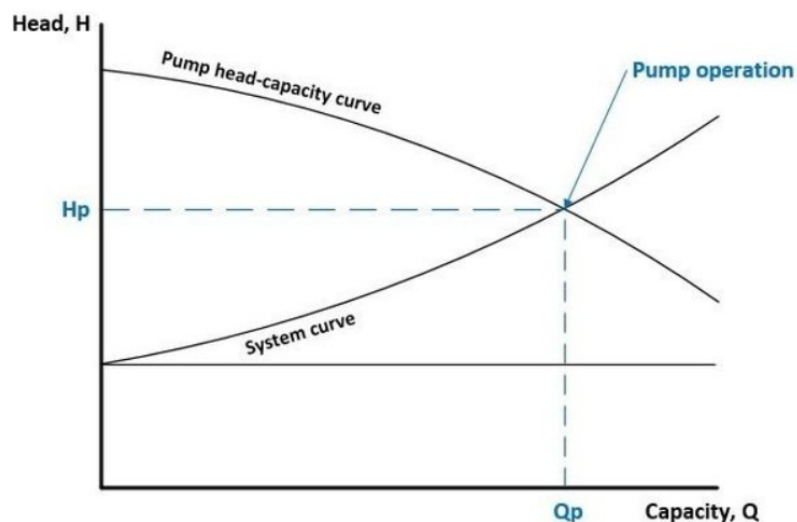


Figura 38: Individuazione del punto di funzionamento della pompa

Il calcolo delle perdite di carico che si sviluppano lungo il circuito rappresenta

quindi il passo iniziale per la scelta della pompa. A partire dai risultati ottenuti al paragrafo 4.2.3 è possibile selezionare la pompa di circolazione adeguata con le caratteristiche riportate in tabella 20.

DESCRIZIONE:	Pompa centrifuga monostadio con aspirazione assiale e mandata radiale, albero orizzontale, monoblocco
TEMPERATURA DI PROGETTO (TS):	-10°C/+110°C
PRESSIONE DI PROGETTO (PS):	10 barg
CORPO E GIRANTE:	Ghisa grigia
ALBERO :	Acciaio dalle caratteristiche meccaniche idonee alle condizioni di progetto
PRESSIONE SONORA MASSIMA:	80 dB(A) a 1 m (in campo libero)
FLUIDO POMPATO:	Acqua calda con glicole propilenico (30%)
TEMPERATURA DI ESERCIZIO:	50°C
PORTATA DI PROGETTO:	160 m ³ /h
PREVALENZA ALLA PORTATA DI PROGETTO:	47 m
PRESSIONE DISPONIBILE IN ASPIRAZIONE:	Tra 12 e 16 mH ₂ O a seconda delle condizioni di esercizio

Tabella 20: Pompa di circolazione

La pompa selezionata è il modello ALFABLOC 80-20 della FIP, la cui scheda tecnica è riportata nella sezione Appendix A.

4.2.5 Confronto tra i coefficienti di perdita di carico localizzata

Si vuole ora porre l'attenzione sul coefficiente utilizzato nel calcolo della perdita di carico localizzata che, come menzionato al paragrafo 4.1, può essere il coefficiente adimensionale K_L o il coefficiente di portata K_V .

Nel caso specifico delle valvole è possibile trovare in letteratura entrambi i valori: Caleffi fornisce il valore adimensionale a seconda del diametro nominale espresso in pollici, mentre il coefficiente di portata è riportato nelle schede tecniche fornite dai produttori.

Nel caso specifico della valvola a farfalla, Caleffi [10] riporta che il valore del coefficiente di perdita localizzata è pari a 1 per diametri maggiori del DN 50, mentre se si fa riferimento alla scheda tecnica di Gibson, riportata nella sezione Appendix A, i valori del coefficiente di portata variano da 116 a 3838 m³/h.

Si è deciso di operare un confronto per valutare lo scostamento che si otterrebbe nel calcolo della perdita di carico localizzata utilizzando entrambi i coefficienti, imponendo una portata di $160 \text{ m}^3/\text{h}$ di acqua glicolata.

Per calcolare la perdita concentrata con il coefficiente K_L è stata utilizzata l'equazione 12, mentre nel caso del coefficiente K_V è stata utilizzata l'equazione 13.

Valvola a farfalla					
DN	K_L [-]	K_V [m^3/h]	Perdita con K_L [bar]	Perdita con K_V [bar]	Variazione %
50	1	116	1.194	1.902	-59%
65	1	257	0.471	0.388	18%
80	1	508	0.253	0.099	61%
100	1	925	0.093	0.030	68%
125	1	1492	0.041	0.012	72%
150	1	2168	0.019	0.005	71%
200	1	3838	0.007	0.002	75%

Tabella 21: Variazione della perdita localizzata al variare del coefficiente utilizzato

Dalla tabella 21 si apprezza come la scelta del coefficiente da utilizzare abbia un impatto significativo nel calcolo della perdita generata all'interno della valvola: per i diametri inferiori è relativamente contenuta, mentre per i diametri DN 150 e DN 200 la caduta di carico con il coefficiente adimensionale è maggiore rispettivamente del 71% e 75% rispetto al risultato ottenuto con il coefficiente di portata. Si è dunque deciso di consultare i produttori Caleffi e Ghibson per poter avere un riscontro sulle procedure effettuate per ottenere i valori dei coefficienti e per interrogarli su quale sia preferibile utilizzare durante la fase di calcolo.

Il produttore Ghibson ha ottenuto i valori K_V eseguendo dei test di laboratorio confrontandoli con i risultati ottenuti tramite il software di simulazione fluidodinamica computazionale Ansys Fluids. In caso di confronto positivo tra il dato ottenuto in laboratorio e quello ottenuto sperimentalmente, proseguono a caratterizzare tutte le curve K_V mediante l'analisi CFD ("*Computational Fluid Dynamics*") sulle geometrie 3D di tutte i diametri delle valvole.

Gli strumenti utilizzati per l'analisi sperimentali sono i seguenti:

- sensore di pressione;
- misuratore di pressione;
- fonometro per l'acquisizione SPL;
- accelerometro per l'acquisizione delle vibrazioni;
- attuatore elettrico per movimentazione della valvola e acquisizione della coppia di manovra.



Figura 39: Banco di prova sperimentale per la valutazione del coefficiente di portata Gibson

I valori del coefficiente di portata sono proposti sia in relazione al diametro e all'apertura della valvola, sia in relazione alla portata del fluido che la attraversa come mostrato in figura 40. Il grafico è stato ottenuto a partire dai valori sperimentali del coefficiente K_V facendo variare la portata circolante.

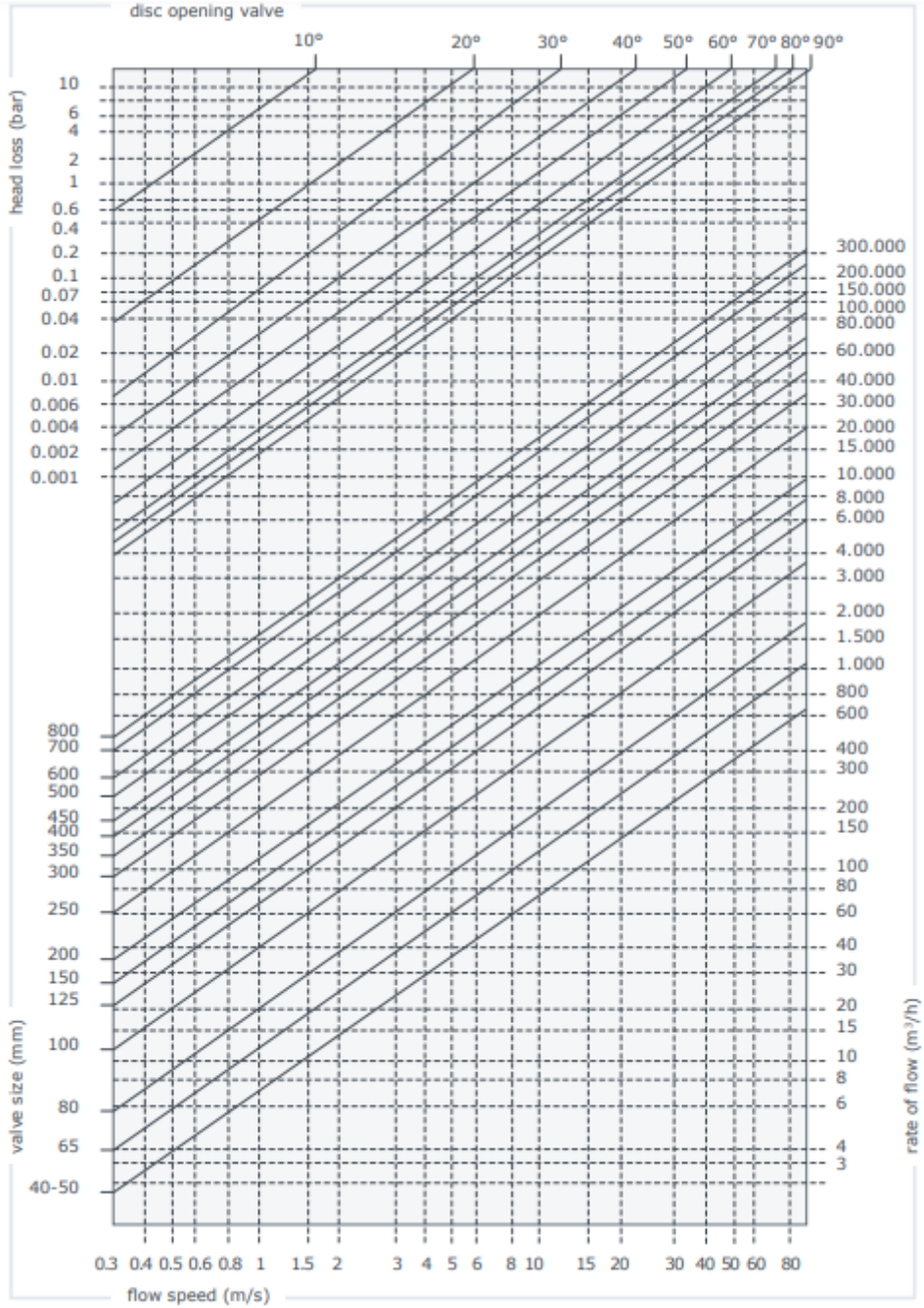


Figura 40: Valori del coefficiente di portata della valvola a farfalla a sede morbida Gibson [2]

Una procedura analoga è stata riportata dal produttore Caleffi per calcolare sperimentalmente il valore del coefficiente di portata. In aggiunta Caleffi fornisce il valore del coefficiente di perdita concentrata adimensionale K_L , ma specifica che l'utilizzo di un coefficiente piuttosto che l'altro risiede nell'approccio che il progettista intende seguire.

- Grafici di perdita di carico: questi grafici illustrano la relazione tra la portata attraverso un componente (ad esempio una valvola o un collettore) e la perdita di carico risultante. Essi sono utili per visualizzare rapidamente come varia la perdita di pressione con cambiamenti nella portata. Questi grafici sono tipicamente basati su misurazioni sperimentali e forniscono un modo diretto per prevedere la perdita di carico in condizioni operative reali. Rappresentano il sistema più utilizzato.
- Coefficiente di perdita di carico localizzata (K_L): i coefficienti di perdita di carico localizzata sono utilizzati per quantificare le perdite di carico specifiche causate da discontinuità nel flusso, come curve, raccordi, espansioni, contrazioni, e altri componenti che disturbano il flusso laminare. Questi coefficienti sono spesso utilizzati nelle formule di calcolo per determinare le perdite di carico complessive in un sistema di tubazioni. È il sistema più scomodo in fase di progettazione e infatti sulla documentazione è usato raramente.

Si è deciso, dunque, di non modificare la metodologia di calcolo utilizzata per la valutazione delle perdite di carico del circuito di raffreddamento LT e procedere con la distinzione tra la raccorderia, valutata con il coefficiente K_L , e gli organi di intercettazione, valutati con il coefficiente K_V . Questa scelta ha permesso, inoltre, di non sovradimensionare le perdite e valutare il comportamento reale delle valvole, utilizzando il coefficiente ottenuto sperimentalmente e fornito dai produttori.

4.2.6 Dipendenza dalla temperatura

In questo paragrafo si vuole evidenziare la dipendenza dei parametri caratteristici dal valore della temperatura per valutare la variazione delle perdite di carico concentrate e distribuite.

Come è noto nei liquidi la densità varia limitatamente con la temperatura, nel caso specifico dell'acqua è possibile calcolarne il valore mediante la formula [10]:

$$\rho = 1000,18576 + 0,007136 \cdot T - 0,005718 \cdot T^2 + 0,00001468 \cdot T^3 \quad (16)$$

In cui:

- ρ : densità dell'acqua [kg/m^3];
- T: temperatura dell'acqua [$^{\circ}C$]

Per valutare il valore della viscosità dinamica al variare della temperatura si utilizza la formula di Andrade:

$$\mu = Ae^{\frac{B}{T}} \quad (17)$$

in cui:

- A e B: costanti empiriche ricavate conoscendo il valore della viscosità dinamica per due differenti temperature;
- T: temperatura espressa in K.

In tabella 22 sono riportati i valori della viscosità dinamica al variare della temperatura, considerando la costante A pari a 5,36E-07 e la costante B pari a 2208,33.

Al fine di semplificare la procedura di calcolo delle perdite di carico è stata valutata la variazione percentuale della perdita di carico distribuita e concentrata considerando che la temperatura vari da 20 $^{\circ}C$ a 100 $^{\circ}C$.

In tabella 23 sono riportate le variazioni del numero di Reynolds e dell'indice di

T [°C]	ρ [kg/m ³]	μ [Ns/m ²]
4	1000	0,00155
10	999,7	0,001309193
20	998,21	0,00100337
30	995,65	0,000782602
40	992,22	0,000620174
50	988,03	0,000498585
60	983,2	0,000406119
70	977,76	0,000334781
80	971,79	0,000279009
90	971,79	0,000234874
100	971,79	0,000199554

Tabella 22: Variazione delle densità e della viscosità dinamica al variare della temperatura

resistenza al variare della temperatura, considerando una tubazione DN 200 e una rugosità pari a 0.08 mm con una portata di 160 t/h.

Per svincolare il risultato dalla lunghezza della tubazione, nel calcolo della perdita di carico distribuita si è utilizzata la seguente formula:

$$r_{distr} = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2 \cdot \rho} \quad (18)$$

in cui:

- r_{distr} : perdita di carico distribuita [Pa/m];
- D: diametro della tubazione [m];
- ρ : densità del fluido [kg/m³];
- v: velocità di passaggio del fluido [m/s].

Il parametro λ è stata valutata secondo la formula 10.

Per il calcolo della perdita di carico localizzata si è invece fatto riferimento alla formula:

$$r_{curva} = K_L \frac{v^2}{2 \cdot \rho} \quad (19)$$

in cui si è preso ad esempio un K_L pari a 2 relativo ad una curva stretta a U riportata da Caleffi.

Nel caso delle valvole, in particolare della valvola a farfalla prodotta da Ghibson, si calcola la portata equivalente mediante la formula riportata sulla scheda tecnica:

$$Q_{eq} = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{1000}} \quad (20)$$

La nuova portata viene utilizzata nella formula 13 per calcolare la perdita concentrata utilizzando con K_V pari a $3838 \text{ m}^3/h$.

In tabella 23 sono riportati i risultati ottenuti, mentre in tabella 24 sono illustrate le variazioni percentuali delle grandezze di interesse.

L'incremento della perdita di carico distribuita è giustificabile dall'aumento del fattore di attrito λ , che varia del 9% passando dalla massima temperatura alla minima, e della densità che varia del 4%.

T [°C]	Re	$\lambda_{turbolento}$	r_{distr} [Pa/m]	r_{curva} [Pa]	$r_{valvola}$ [Pa]
4	166630,13	0,0182	57,8716	1389,587	173,792
10	197220,06	0,0179	56,8071	1389,170	173,740
20	256948,50	0,0175	55,3004	1387,099	173,481
30	328587,35	0,0171	54,0567	1383,542	173,036
40	413218,29	0,0168	53,0128	1378,776	172,440
50	511819,06	0,0166	52,1177	1372,953	171,712
60	625278,27	0,0165	51,3343	1366,242	170,872
70	754321,84	0,0163	50,6313	1358,682	169,927
80	899577,66	0,0162	49,9877	1350,387	168,889
90	1061026,76	0,0161	49,3647	1340,796	167,690
100	1257757,28	0,0160	48,7510	1330,001	166,339

Tabella 23: Valutazione dei principali parametri al variare della temperatura

20-100 °C $\Delta T=80$ °C					
$\Delta\mu$ %	$\Delta\rho$ %	ΔRe %	$\Delta\lambda$ %	Δr_{distr} %	Δr_{conc} %
403%	4%	80%	9%	13%	4%

Tabella 24: Valutazione della variazione percentuale

Le perdite di carico concentrate risultano non essere sensibilmente influenzate dalla variazione della temperatura del fluido. I coefficienti K_L e K_V dipendono solamente dalla geometria del componente e quindi rimangono costanti, l'unico parametro che varia è la densità dell'acqua. Dunque, sia la perdita relativa alla curva sia quella della valvola variano ugualmente del 4% passando dalla temperatura minima a quella massima considerate.

Per una valutazione più completa si è deciso di calcolare la variazione percentuale della perdita di carico complessiva del circuito LT al variare della temperatura, mantenendo costanti i contributi degli scambiatori. La differenza che si otterrebbe nel lavorare o con una temperatura di 30 °C o con 60 °C è dell'1%, come riportato in tabella 25.

T [°C]	perdita distribuita [bar]	perdita concentrata [bar]	perdita totale [bar]
30	0.05863574	3.760	3.82
40	0.057555892	3.754	3.81
50	0.056627877	3.746	3.80
60	0.055812979	3.738	3.79

Tabella 25: Valutazione della variazione percentuale della perdita di carico totale

A valle dei risultati ottenuti è possibile semplificare la metodologia di calcolo precedentemente effettuata senza suddividere i tratti che compongono il circuito di raffreddamento LT in base alla temperatura del fluido circolante, ma considerando solamente la dimensione della tubazione e i componenti che la costituiscono. In fase di progettazione si è deciso di considerare la temperatura minima del fluido, così da operare anche una scelta cautelativa ottenendo una perdita lievemente maggiore.

4.3 Variazione delle perdite di carico al variare del diametro

Nel seguente paragrafo si vuole porre l'attenzione sull'influenza del diametro nel calcolo delle perdite di carico distribuite e localizzate per cercare di giustificare le scelte progettuali effettuate.

Come si evince dalle equazioni 8 e 10, il valore del diametro è un parametro fondamentale per determinare l'indice di resistenza e conseguentemente il valore della perdita distribuita. Il valore dell'indice di resistenza diminuisce all'aumentare del diametro e del numero di Reynolds, che assume valori maggiori al crescere del valore di D , come evidenziato dall'equazione 11.

Anche nel caso della perdita di carico localizzata il valore del diametro gioca un ruolo importante, in particolar modo per quanto riguarda le valvole: come si evince dalla tabella 16 all'aumentare del diametro nominale aumenta il coefficiente di portata K_V , a cui corrisponde una perdita inferiore a parità di portata.

Nel caso della raccorderia il valore del coefficiente di perdita adimensionale diminuisce all'aumentare del diametro, come è possibile apprezzare in figura 36, causando una diminuzione della perdita di carico concentrata. È bene evidenziare, però, che per le dimensioni delle tubazioni maggiori del DN 50 il valore di K_L rimane invariato nella tabella riportata da Caleffi, quindi l'influenza del diametro impatta solamente tramite il valore della velocità del fluido. All'aumentare del diametro diminuisce la velocità e conseguentemente si riduce la perdita di carico localizzata, come si evince dall'equazione 12.

A partire dal caso progettuale si è ipotizzato di modificare il circuito lavorando solamente con un singolo valore di diametro, che è stato fatto variare tra DN 200, DN 150 e DN 125.

Per effettuare un confronto più efficace si è scelto di inserire nelle perdite di carico localizzate solamente i seguenti componenti: le valvole, i filtri, i giunti e la raccorderia. Non sono stati inseriti i contributi degli scambiatori e della valvola a tre vie dei motori in quanto questi risultano non modificabili e quindi comuni a tutti i casi studio.

Nei seguenti calcoli si fa sempre riferimento alla portata progettuale di $160 \text{ m}^3/\text{h}$,

con le caratteristiche riportate in tabella 14.

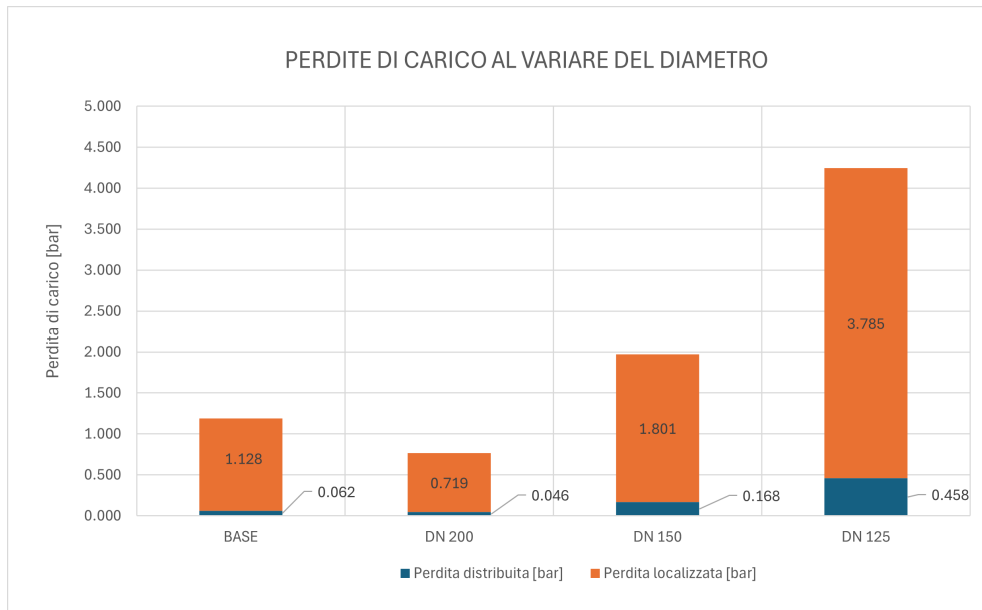


Figura 41: Variazione delle perdite al variare del diametro

Come si evince dalla figura 41 il caso più sfavorevole è rappresentato dal diametro più piccolo DN 125, al quale corrisponde un aumento del 644% della perdita di carico concentrata e del 236% della perdita distribuita rispetto al caso progettuale.

Tale incremento è giustificabile dall'aumento della velocità all'interno della tubazione e dalla riduzione del valore del coefficiente di portata K_V . Entrambi questi valori compaiono elevati al quadrato, rispettivamente nelle perdite distribuite e concentrate per la raccorderia e per le perdite concentrate nelle valvole, quindi una loro variazione comporta un grande scostamento dal valore della perdita del caso base.

Un ulteriore aspetto da considerare è il rumore generato dal fluido che scorre all'interno della tubazione: all'aumentare della velocità aumentano le vibrazioni e conseguentemente il valore di pressione sonora.

Per limitare questi due parametri la velocità massima ammissibile indicata dal produttore dei motori è di 3 m/s nelle tubazioni in pressione e 2 m/s nelle tubazioni in aspirazione.

Bensì, è bene far notar che molto spesso il rumore connesso alle tubazioni non

deriva dalla velocità del fluido che vi scorre all'interno, ma è causato dall'aria libera di muoversi, dalla turbolenza e dall'improvvisa riduzione di pressione che può portare al fenomeno della cavitazione e alla formazione del vapor d'acqua [16]. Lungo il circuito è bene prevedere nei punti alti degli sfiati o dei separatori per permettere l'espulsione dell'aria e dei gas contenuti nel fluido che circola; nel caso studio sono stati predisposti lungo le tubazioni degli sfiati con diametro DN20.

Il tema della rumorosità all'interno degli impianti è alquanto rilevante poiché è strettamente connesso alla protezione degli operai contro i rischi per la salute e la sicurezza derivanti dall'esposizione al rumore durante il lavoro.

In accordo alla legge 81/2008 si deve garantire che all'interno dell'edificio, in qualsiasi condizione di esercizio, la pressione sonora rilevata a 1,5m da terra sia sempre inferiore a 85 dB(A).

L'analisi prosegue con lo studio dei costi associati alla tubazione, alla raccorderia e al valvolame, svolta dalla collega di tirocinio Ilaria Cipollina, per valutare la convenienza a livello economico di un diametro rispetto ad un altro. Dall'analisi svolta risulta che sarebbe stato più conveniente a livello economico scegliere il diametro DN 150, ma l'aumento delle perdite di carico avrebbero portato al raggiungimento della pressione all'ingresso del motore maggiore di 6 bar; la scelta del diametro pari a DN 200 risulta quindi obbligata.

Diametro DN 150	
Perdita concentrata [bar]	4,44
Perdita distribuita [bar]	0,17
Perdita totale [bar]	4,61
Perdita maggiorata 8% [bar]	4,97
Sovradimensionamento 10% [bar]	5,47
Spinta statica dovuta al vaso di espansione [bar]	1,7
Pressione uscita pompa [bar]	7,17
Pressione ingresso motore [bar]	6,27

Tabella 26: Valutazione della pressione all'ingresso del motore

4.4 Variazione delle perdite di carico al variare del materiale

Un'ulteriore analisi è stata svolta in merito all'influenza del materiale scelto per la realizzazione del circuito di raffreddamento LT.

La scelta del materiale influisce direttamente sulle perdite di carico distribuite mediante il parametro della scabrezza ε : maggiore è la rugosità della tubazione maggiore è la resistenza incontrata dal fluido. La rugosità è una grandezza che indica il valore medio delle irregolarità di una superficie, si esprime in μm o mm e serve a determinare le perdite di carico continue nei condotti attraversati da fluidi in moto turbolento.

Il rapporto ε/D è utilizzato, infatti, per valutare il valore dell'indice di resistenza nel diagramma di Moody e nella formula 10: al crescere del valore di ε cresce la scabrezza relativa e conseguentemente il valore di λ .

Tale influenza non è invece riscontrata nelle perdite di carico localizzate, in quanto il valore della resistenza offerta al fluido dipende unicamente dalle variazioni di sezione e di direzione che incontra lungo il percorso. Ciò è in accordo con le

informazioni ottenute dall'azienda Ghibson: il coefficiente K_V delle valvole non riscontra nessuna variazione utilizzando materiali differenti.

Si procede, dunque, con l'analisi delle perdite di carico distribuite al variare del materiale. Sono stati presi in considerazione i seguenti: acciaio inox, acciaio al carbonio, ghisa, PPR ("*Polipropilene Copolimero Casuale*") e PVC ("*Polivinil-cloruro*").

Materiale	ϵ [mm]	$h_{L,dis}$ [m]
Acc. Inox	0.02	0.798
Acc. Carbonio	0.08	0.992
Ghisa	0.04	0.878
PVC	0.01	0.745
PPR	0.01	0.745

Tabella 27: Variazione della perdita di carico distribuita la variare del materiale

Il materiale che offre la resistenza inferiore è il PVC, ma tale riduzione risulta ininfluenza se si considera il basso peso del contributo delle perdite distribuite rispetto al risultato totale, come mostrato in figura 37.

La scelta del materiale, invece, ha un'influenza diretta sulla spesa economica tramite il costo delle tubazioni, del valvolame e della raccorderia: questa analisi è rimandata alla Tesi svolta dalla collega Ilaria Cipollina.

4.5 Variazione delle perdite di carico al variare della portata

La portata gioca un ruolo importante nel calcolo delle perdite di carico in quanto, a parità degli altri parametri, un suo aumento determina un incremento della velocità e conseguentemente della resistenza offerta al passaggio del fluido. Sia la perdita di carico distribuita sia quella concentrata variano con il quadrato della velocità, come evidenziano le equazioni 8 e 12 e 13. Nel caso delle valvole

è interessante notare come, a parità di variazione di portata ΔG , la perdita di pressione risulti maggiore per coefficienti di portata K_V minori, come mostrato in figura 42.

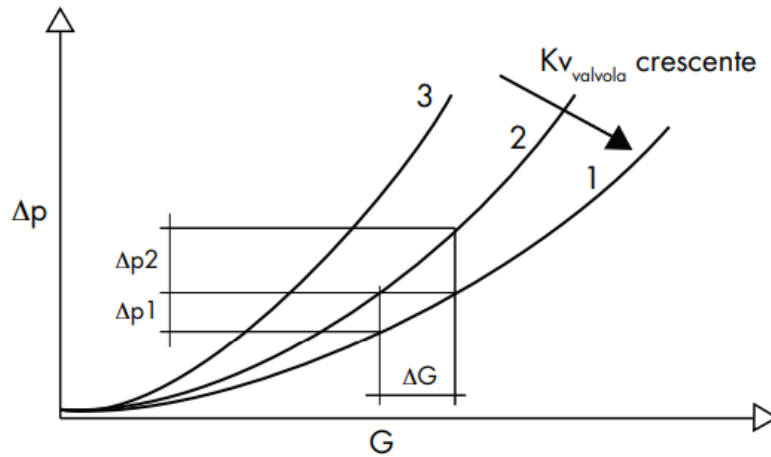


Figura 42: Andamento del coefficiente di portata al variare della portata [11]

Questo significa che, per una valvola caratterizzata già da una maggiore resistenza, la variazione della portata può comportare un significativo aumento della caduta di pressione.

Nel caso studio, però, si è deciso di non variare la tipologia dei componenti presenti nel circuito e valutare l'influenza della sola portata sul calcolo delle perdite di carico concentrate e distribuite. Come per l'analisi della variazione delle perdite al variare del diametro, non sono stati considerati i contributi degli scambiatori nel calcolo della perdita localizzata.

Si è scelto di far variare il flusso da un valore minimo di $100 \text{ m}^3/\text{h}$ a un valore massimo di $200 \text{ m}^3/\text{h}$, analizzando il comportamento delle perdite: quelle concentrate aumentano del 300% passando dal valore minimo al valore massimo, mentre le perdite distribuite aumentano del 286%, com'è riportato in tabella 28.

Nel caso delle perdite concentrate l'aumento della portata influenza solamente il valore della velocità, mentre nel caso delle perdite distribuite influenza anche il valore dell'indice di resistenza λ , che diminuisce al crescere del flusso. In tabella 29 sono riportati i valori della velocità al quadrato e dell'indice di resistenza al variare della portata, considerando un tratto di tubazione DN 200. Dai risultati ottenuti si può apprezzare che al crescere della portata è più preponderante

l'aumento del contributo della velocità rispetto alla diminuzione dell'indice di resistenza nel calcolo della perdita distribuita.

Q [m ³ /h]	Perdita di carico localizzata [bar]	Perdita di carico distribuita [bar]
100	0.691	0.025
110	0.836	0.030
120	0.950	0.035
130	1.168	0.041
140	1.353	0.047
150	1.554	0.054
160	1.768	0.062
170	1.996	0.069
180	2.237	0.078
190	2.493	0.086
200	2.763	0.095
Variazione	300%	286%

Tabella 28: Variazione delle perdite di carico al variare della portata

Q[m ³ /h]	V ² [m ² /s ²]	$\lambda_{\text{turbolento}}$
100	0.53	0.01703
110	0.65	0.01692
120	0.77	0.01682
130	0.90	0.01674
140	1.05	0.01666
150	1.20	0.01660
160	1.37	0.01655
170	1.54	0.01650
180	1.73	0.01645
190	1.93	0.01641
200	2.14	0.01637
Variazione	300%	-4%

Tabella 29: Variazione della velocità e dell'indice di resistenza con la portata

È bene sottolineare che una variazione della portata determina una variazione della velocità di passaggio che potrebbe far mutare il tipo di moto all'interno delle tubazioni. Considerando la portata minima presa in esame il numero di Reynolds è sempre ampiamente superiore al limite di 4000 individuato per rientrare nella categoria di moto turbolento.

La diminuzione della portata, sebbene comporti una riduzione delle perdite di carico, non può essere eccessiva perché si devono rispettare determinati vincoli, come la velocità minima di passaggio del fluido nella tubazione e garantire che gli scambiatori riescano a lavorare nelle condizioni ideali al fine di raffreddare correttamente il motore.

La portata di progetto, pari a $160 \text{ m}^3/\text{h}$, è stata scelta in base alle richieste dell'azienda produttrice dei motori a combustione utilizzati nell'impianto di cogenerazione, per raffreddare l'aria comburente e l'olio di lubrificazione.

4.5.1 Caso reale: aumento delle perdite di carico del circuito

Durante le prove di circolazione dell'impianto è emerso che in fase progettuale è stato commesso un errore nel calcolo delle perdite di carico del circuito LT: i valori del coefficiente di portata della valvola a tre vie DN 125 e la caduta di pressione del dry-cooler posto in copertura forniti dalle case produttrici risultano diversi dai valori reali misurati in campo.

Questa differenza ha generato una perdita di carico maggiore rispetto a quella prevista in fase progettuale di circa 2 metri, determinando contestualmente un aumento della prevalenza della pompa di circolazione che durante il test non è stata in grado di garantire una portata di $160 \text{ m}^3/\text{h}$.

Come riportato al paragrafo 4.2.4, i produttori forniscono insieme alla pompa la relativa curva caratteristica che lega la prevalenza alla portata spinta: un aumento della resistenza del circuito determina una riduzione della portata circolante. A partire dai dati forniti dall'azienda produttrice dei motori è stato verificato che la nuova portata, di circa $152 \text{ m}^3/\text{h}$, fosse sufficiente a garantire il corretto raffreddamento dell'olio di lubrificazione e dell'aria comburente.

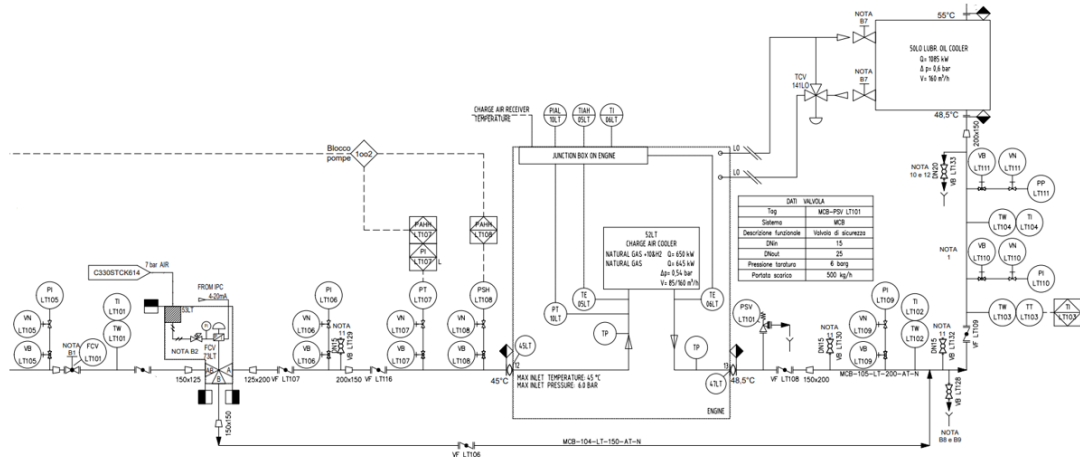


Figura 43: Estratto del PID circuito di raffreddamento a bassa temperatura zona CAC e scambiatore olio

In figura 43 è mostrato uno zoom del circuito di raffreddamento in corrispondenza degli scambiatori. I valori massimi di temperatura e pressione all'ingresso del charge air cooler per il circuito LT sono pari rispettivamente a 45 °C e 6 bar, con una portata che può variare da 85 m³/h fino al massimo di 160 m³/h. Prima del CAC è posta una valvola a tre vie che permette di bypassare parte del fluido per indirizzarlo direttamente allo scambiatore dell'olio, garantendo una temperatura di ingresso pari a 48,8 °C.

La potenza da dissipare nel charge air cooler è di 650 kW, mentre nello scambiatore dell'olio lubrificante è 1085 kW, per poter raffreddare l'olio da una temperatura di 76 °C a 65 °C.

Per valutare se la nuova portata è sufficiente a garantire il corretto funzionamento degli scambiatori senza modificarne le caratteristiche costruttive, si mantengono costanti i valori delle potenze scambiate e la portata da inviare al CAC, pari a 85 m³/h. Si fa variare, invece, la portata totale di passaggio e si valutano come cambiano le temperature dell'acqua glicolata in uscita dagli scambiatori.

Come si nota in tabella 30, la temperatura del fluido refrigerante in uscita dal charge air cooler non varia poiché rimangono inalterati i valori di portata, potenza scambiata e temperatura in ingresso, posta al valore massimo accettabile. Questi sono i valori che compaiono nella formula per il calcolo della potenza:

$$Q = G \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (21)$$

in cui:

- Q : potenza scambiata [kW];
- G : portata massica [kg/s];
- c_p : calore specifico [kJ/(kgK)];
- ΔT : variazione di temperatura tra uscita e ingresso [K].

Calore specifico dell'acqua glicolata [J/(kgK)]	3,9			
Potenza scambiatore CAC [kW]	650			
Potenza scambiatore olio [kW]	1085			
Temperatura ingresso CAC [°C]	45			
Portata refrigerante CAC [m ³ /h]	85			
Portata totale [m ³ /h]	Portata bypass CAC [m ³ /h]	T refrigerante uscita CAC [°C]	T refrigerante ingresso scambiatore olio [°C]	T refrigerante uscita scambiatore olio [°C]
150	65	51,58	48,73	55,28
152	67	51,58	48,68	55,15
160	75	51,58	48,49	54,64

Tabella 30: Variazione della portata del fluido refrigerante

La temperatura di ingresso dell'acqua glicolata nello scambiatore olio si calcola mediante l'equazione di bilancio:

$$T_{in,2} = \frac{G_c \cdot T_{out,1} + G_f \cdot T_{in,1}}{G_{tot}} \quad (22)$$

in cui:

- G_c : portata circolante nel CAC [kg/s];
- G_f : portata circolante nel bypass [kg/s];
- G_{tot} : portata totale circolante [kg/s];
- $T_{in,1}$: temperatura dell'acqua glicolata in ingresso al CAC [°C];
- $T_{out,1}$: temperatura dell'acqua glicolata in uscita al CAC [°C];
- $T_{in,2}$: temperatura dell'acqua glicolata in ingresso allo scambiatore dell'olio [°C].

A partire dall'equazione 21, si ricava il valore della temperatura dell'acqua glicolata in uscita dallo scambiatore dell'olio:

$$T_{out,2} = T_{in,2} + \frac{Q}{G_{tot} \cdot c_p} \quad (23)$$

Nel caso dello scambiatore dell'olio variano le temperature lato acqua glicolata, che causano contestualmente una variazione della differenza media logaritmica, calcolata secondo l'equazione:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (24)$$

in cui:

- LMTD: differenza media logaritmica di temperatura [K];
- ΔT_1 : differenza tra la temperatura in ingresso dell'olio e la temperatura in uscita dell'acqua glicolata [K];
- ΔT_2 : differenza tra la temperatura in uscita dell'olio e la temperatura in ingresso dell'acqua glicolata [K];

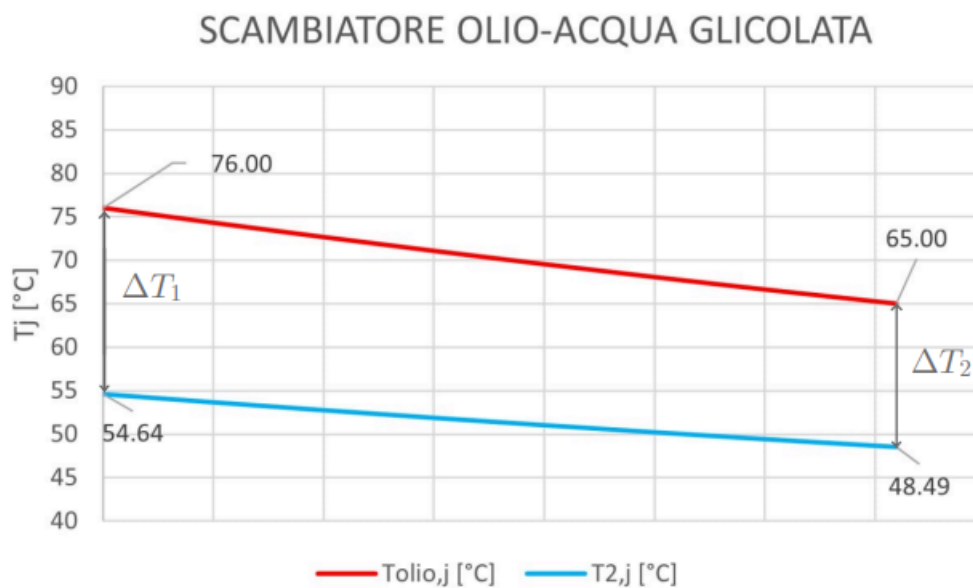


Figura 44: Differenze di temperature

A parità di potenza, il valore del LMTD influenza la superficie di area di scambio secondo la formula:

$$Q = A \cdot U \cdot LMTD \quad (25)$$

in cui:

- Q: potenza scambiata [kW];
- A: superficie di scambio [m^2];
- U: coefficiente globale di scambio termico [$kW/(m^2K)$];
- LMTD: differenza media logaritmica di temperatura [K].

A partire dai risultati ottenuti in tabella 30 si valuta la variazione della superficie di scambio termico al variare della portata dell'acqua glicolata e la si confronta con quella dello scambiatore a piastre montato in cantiere (95,90 m^2), di cui si riporta la scheda tecnica nella sezione Appendix A.

Si mantengono costanti le temperature dell'olio di ingresso e uscita dallo scambiatore, rispettivamente pari a 76 °C e 65 °C e il valore del coefficiente globale di scambio termico disponibile pari a 686 $kW/(m^2K)$. Quest'ultimo termine è stato ottenuto maggiorando del 15 % il valore richiesto per operare un sovradimensionamento cautelativo dello scambiatore.

Portata totale [m^3/h]	LMTD [K]	A [m^2]
150	18.41	85.93
152	18.50	85.52
160	18.83	84.00

Tabella 31: Variazione della superficie di scambio termico

Utilizzando il coefficiente di scambio termico disponibile risulta che, anche con la nuova portata ridotta, lo scambiatore dell'olio lavora correttamente, senza la necessità di aggiungere una piastra per aumentare la superficie di scambio termico.

5 Procedura di lavaggio del circuito

Uno dei compiti svolti durante il tirocinio presso la Delta-ti è stato redigere la documentazione relativa alla procedura di pulizia dei circuiti. Nel presente capitolo si vuole approfondire l'aspetto relativo alla pulizia delle tubazioni e al trattamento del fluido di lavoro, illustrando le motivazioni e i ragionamenti che hanno portato alla definizione delle fasi per il circuito di raffreddamento a bassa temperatura LT.

La pulizia del circuito si colloca temporalmente dopo la procedura di collaudo, ovvero le prove effettuate per verificare la corretta tenuta delle saldature e la presenza di eventuali perdite nelle tubazioni o nella raccorderia. Una descrizione più dettagliata e completa è rimandata alla Tesi della collega Ilaria Cipollina, che illustra i test effettuati e i documenti richiesti da EDISON e redatti durante il tirocinio, necessari per certificare la corretta costruzione del circuito.

La procedura di pulizia e l'utilizzo dei prodotti chimici derivano dalla necessità di garantire che il sistema di raffreddamento ad acqua glicolata rimanga efficiente e privo di contaminanti, per prolungare la vita dei componenti del circuito e per migliorare le prestazioni complessive del sistema.

Per la pulizia della linea LT sono previste due fasi separate e distinte: una prima fase di circolazione con acqua industriale e pulizia filtri ed una seconda fase di circolazione con prodotti chimici diluiti in acqua demineralizzata.

Prima di procedere con le fasi della pulizia è stato necessario illustrare nel PID del circuito gli elementi da escludere dalla procedura, per evitare un eventuale danneggiamento e intasamento degli stessi. Di seguito si riportano i commenti relativi ai componenti evidenziati nel PID:

- i cestelli standard dei filtri a monte delle pompe vanno sostituiti con cestelli a maglia fine (50 micron) per operare una pulizia più accurata.
- le due valvole a tre vie vanno sostituite con un tronchetto di tubazione.

- si inserisce un bypass per escludere il charge air cooler, lo scambiatore olio e il dry cooler dalla pulizia.

È possibile visualizzare il PID evidenziato nella sezione Appendix A.

Nella seguente descrizione si prendono ad esempio il circuito LT del motore 1, ma la stessa procedura è applicabile per il circuito LT del motore 2.

5.1 Prima fase: circolazione con acqua industriale e pulizia filtri

A seguito del collaudo del circuito LT, operato con acqua industriale, si svuotano i tratti di tubazione a monte e a valle delle pompe di circolazione raccogliendola in un contenitore apposito e verificando che l'acqua drenata sia pulita.

Dopo aver ripristinato le tubazioni collegate alle pompe di circolazione, si reintegra l'acqua del circuito utilizzando come punto di immissione la valvola DN 25 situata in sala motore, in prossimità della valvola VF-LT107, monitorando la pressione sul manometro adiacente e sul vaso di espansione in copertura.

Dopo aver riempito e sfiatato il circuito si verifica che tutte le valvole manuali siano correttamente aperte e che le valvole di bilanciamento FCV-LT101 e FCV-LT102 siano aperte circa al 30%.

Si aziona una pompa del circuito LT monitorando la pressione a monte e a valle della stessa, verificandone il corretto funzionamento. Quando si monitora un calo di pressione a monte della pompa (a valle del filtro F-LT101), si interrompe la circolazione per sfilare il cestello a maglia fine, monitorarne la condizione e pulirlo. A mano a mano che il cestello è trovato pulito si può regolare l'apertura della valvola FCV-LT101 per aumentare la portata di flussaggio, fino a portarsi al punto nominale di funzionamento della pompa.

Le valvole di intercettazione VF-LT111, VF-LT112 e VF-LT113 congiuntamente con la valvola di bilanciamento FCV-LT102 sono utilizzate per deviare la portata rispettivamente verso il ramo di by-pass al piano intermedio e verso i dry coolers in copertura.

Se il cestello del filtro F-LT101 a monte della pompa è trovato pulito dopo 10 minuti di circolazione a portata nominale in copertura (sul by-pass dei dry cooler) e 5 minuti di circolazione a portata nominale sul ramo di by-pass al piano intermedio, la fase di pulizia del circuito LT con acqua industriale è terminata. Si aziona quindi la seconda pompa per il tempo necessario a pulire i tratti a monte e a valle della pompa stessa.

5.2 Seconda fase: circolazione con acqua demineralizzata e prodotti chimici

La seconda fase viene svolta contemporaneamente per i circuiti LT e HT installando dei rami di interconnessione tra i due e chiudendo le valvole di intercettazione VF-LT116 e VF-LT108. Si svuota il ramo di by-pass LT in sala motore utilizzando il punto di scarico DN 50, per poterlo rimuovere. Si smontano i dischi ciechi presenti sui limiti di batteria di connessione al motore del circuito HT, avendo precedentemente chiuso le valvole VF-HT101 e VF-HT114, e si montano i rami di interconnessione.

Per la pulizia delle linee LT e HT in sala scambiatori e sale motori viene utilizzata acqua demineralizzata con prodotti chimici come fluido di prova, seguendo 8 fasi distinte.

Per questa procedura è stata contattata un'azienda specializzata per la fornitura dei prodotti chimici e per l'assistenza tecnica durante l'iniezione dei prodotti, il lavaggio e l'analisi dell'acqua per valutare l'efficacia della pulizia alla conclusione della stessa.

- Fase A

Si inietta il prodotto di lavaggio anticorrosivo (diluito al 5% in acqua demineralizzata) e si procede con la circolazione per circa 8-10 ore. L'acqua demineralizzata necessaria corrisponde a circa $13 m^3$ per ogni circuito, per un totale di $26 m^3$. L'acqua demineralizzata è prelevata dalla rete EDISON.

- Fase B

Si procede con lo scarico e lo smaltimento dell'acqua con ossidi di ferro (da 1 a 10 ppm circa) e con il prodotto. Lo scarico è effettuato per gravità in una vasca di raccolta di capienza 1000 litri, da cui l'acqua viene aspirata per mezzo di un autobotte per poter effettuare lo svuotamento.

- Fase C

I circuiti vengono nuovamente riempiti con acqua demineralizzata e il prodotto alcalinizzante (150 kg per ogni circuito) per operare la circolazione di primo risciacquo.

- Fase D

Si procede con lo scarico e lo smaltimento dell'acqua ad elevata alcalinità, con ossidi di ferro (da 1 a 5 ppm circa) e possibili residui di tensioattivi del prodotto anticorrosivo. Lo smaltimento è effettuato come precedentemente descritto, mediante autobotte.

- Fase E

Si effettuano un secondo e un terzo risciacquo, come descritto alla fase C.

- Fase F

Si procede con lo scarico e lo smaltimento dell'acqua demineralizzata con minimi residui di ferro e minimi residui di tensioattivi. Con il supporto dei tecnici dei prodotti chimici presenti in campo, sono stati forniti a EDISON i parametri necessari per ottenere l'autorizzazione a scaricare nella rete dello stabilimento.

Ai tecnici è stata affidata la valutazione delle analisi dell'acqua scaricata. A seguito dello svuotamento dei circuiti sono stati effettuati i ripristini e le connessioni definitive ai componenti. L'acqua presenta caratteristiche accettabili, con un tenore di ferro ridotto che dovrà essere recuperato con spurghi parziali del circuito o filtrazione in linea in esercizio.

- Fase G

In ultimo, si procede con il riempimento del circuito con acqua deminera-

Parametro	Unità di misura	Motore 1	Motore 2
pH	-	11,29	11,38
Conducibilità	µsiem/cm	217	290
Ferro	ppm Fe	3,6	5

Tabella 32: Caratteristiche delle acque dopo il terzo risciacquo

lizzata e prodotto anticorrosivo Drewgard 315.

L'acquisto dei prodotti chimici è giustificato dalla necessità di utilizzare come fluido di lavoro una miscela antigelo che risulta più aggressiva rispetto alla semplice acqua demineralizzata. Nel paragrafo seguente viene riportata una breve trattazione del perché negli impianti industriali si utilizza una miscela di acqua e glicole e i problemi che ne derivano.

5.3 Fluido di lavoro

Uno dei principali fluidi tecnologici utilizzati in ambito industriale è l'acqua: economica e facilmente reperibile, presenta anche delle proprietà notevoli, quali elevato calore specifico, elevata conduttività termica, eccellenti proprietà di scambio termico e una bassa viscosità dinamica che determinano consumi di pompaggio minori rispetto ad altri fluidi.

A fronte di questi aspetti positivi possiede però un grande limite applicativo, ovvero la temperatura di congelamento che non permette l'utilizzo in ambienti in cui si raggiungono temperature inferiori a 0 °C.

Per far fronte a questo problema ed evitare che l'acqua congeli nelle tubazioni causandone la rottura, normalmente negli impianti industriali sono utilizzati i liquidi antigelo, come la miscela acqua-glicole etilenico o propilenico.

In generale le proprietà richieste ad un liquido antigelo sono:

- capacità di abbassare il punto di congelamento;
- mantenere buone capacità di scambio termico e trasporto di calore;

- alto punto di ebollizione;
- bassa attività corrosiva.

La miscela di acqua e liquido antigelo è normalmente composta da acqua e glicole etilenico o glicole propilenico ed è caratterizzata da un punto di congelamento inferiore a 0 °C , ma presenta proprietà di scambio termico e trasporto di energia peggiori rispetto a quelle dell'acqua. La diminuzione delle proprietà termofisiche del liquido aumenta al diminuire della temperatura della miscela.

Inoltre, entrambe le miscele presentano un valore di densità maggiore rispetto a quello dell'acqua, determinando un aumento di potenza di pompaggio a parità di circuito considerato. Questo aspetto è stato considerato nella fase di calcolo delle perdite di carico, al paragrafo 4.2.1.

Sia il glicole etilenico sia quello propilenico sono liquidi incolore, inodore, igroscopici e miscibili con l'acqua; mentre il primo è tossico per l'uomo, il secondo presenta una bassa tossicità ed è biodegradabile. Cambia anche la protezione antigelo offerta dalle due miscele: considerando un dosaggio pari al 25%, il glicole propilenico garantisce una funzione antigelo fino a -10°C mentre l'etilenico arriva a -12°C.

Nell'impianto di Cuneo si è scelto di operare con una miscela di glicole propilenico al 30% inibito a base di nitriti che garantisce una protezione antigelo fino a 14 °C e presenta una tossicità contenuta. In particolare, i nitriti lavorano in maniera sinergica con i molibdati del prodotto anticorrosivo utilizzato in fase di pulizia, per compensare la tendenza alla corrosione del prodotto a base glicole.

Sia il glicole etilenico che quello propilenico presentano caratteristiche aggressive nei confronti dei materiali delle tubazioni alle condizioni operative alle quali si trova la miscela antigelo. Il glicole, se ossidato, può dar luogo alla formazione di acidi organici che a loro volta causano le corrosioni. Inoltre, è bene fare attenzione allo sviluppo biologico favorito dai glicoli e dai loro prodotti di degradazione che determinano la comparsa di batteri, ad esempio fenobatteri e solfobatteri, che riducono lo scambio termico, ostacolano la circolazione del fluido e possono dar luogo a fenomeni di corrosione.

L'aggiunta di specifici prodotti chimici servono a ridurre e contenere tali fenomeni

generati dall'utilizzo della miscela glicolata, affinché l'impianto lavori sempre alle condizioni ideali di efficienza. Nella sala compressori si trovano, infatti, i serbatoi dei prodotti chimici, necessari per garantire la corretta diluizione nel tempo di questi ultimi nel fluido di lavoro.

I prodotti utilizzati per la pulizia del circuito sono:

- Drewclean B530: detergente industriale polivalente, altamente efficace per trattamenti di pulizia che coinvolgono la rimozione contemporanea di depositi minerali, ossidi metallici e depositi di tipo organico in tutti i tipi di impianti industriali.
- Adjunk ALK: alcalinizzante per il risciacquo dei circuiti motore.
- Drewgard 315: inibitore di corrosione a base molibdati per la passivazione del motore.

In generale gli impianti che utilizzano l'acqua glicolata come fluido termovettore necessitano di regolari controlli per garantire il corretto funzionamento. Un parametro importante da monitorare è la diluizione del liquido antigelo che, a causa dei reintegri dell'acqua nel circuito, può risultare eccessiva. Ciò comporta non solo un' aumento della temperatura di congelamento, ma determina anche una simultanea diluizione degli inibitori di corrosione, rendendo inefficace la loro azione di protezione.

Il secondo parametro da controllare è il pH della miscela da cui è possibile dedurre l'indice di degradazione dei glicoli: un abbassamento di oltre un'unità rispetto al valore iniziale è indice del loro degrado.

Un ultimo aspetto da considerare è il tenore di ferro dell'acqua, che può depositarsi come incrostazioni all'interno dei circuiti di raffreddamento o produrre acidi organici che possono accelerare la corrosione dei materiali.

5.4 Monitoraggio dei parametri

L'azienda produttrice dei prodotti chimici è ritornata successivamente per effettuare l'analisi dell'acqua dopo il collegamento dei circuiti con il motore. Dai risultati ottenuti, mostrati in tabella 33, è emerso che quando l'acqua è stata fatta passare attraverso le camicie dei motori il ferro è cresciuto di circa 25 volte. Le camicie dei motori non erano stati coinvolti nei lavaggi, è quindi corretto presupporre che vi fossero degli ossidi di ferro non rimossi.

Alla fine di Marzo sono state condotte delle nuove analisi in cui il tenore di ferro risulta essersi abbassato, probabilmente a causa della decantazione nelle parti basse del motore, ma che comunque è eccessivo per una corretta gestione del motore poiché potrebbero generarsi surriscaldamenti e corrosioni sotto ai depositi.

Parametro	Unità di misura	Motore 2	Motore 2
		LT	HT
pH	-	11,36	10,33
Conducibilità	µsiem/cm	775	521
Ferro	ppm Fe	94,5	62
Molibdati	ppm MoO_4	512	334

Tabella 33: Caratteristiche delle acque a inizio Marzo con camicie dei motori incluse

Parametro	Unità di misura	Motore 1	Motore 1	Motore 2	Motore 2
		LT	HT	LT	HT
pH	-	11,21	11,16	11,39	10,26
Conducibilità	µsiem/cm	528	983	783	598
Ferro	ppm Fe	23,5	23,8	26,2	38,3
Molibdati	ppm MoO_4	381	631	450	298

Tabella 34: Caratteristiche delle acque nella seconda metà di Marzo, con acqua non circolante da circa 8-10 ore

Le azioni correttive intraprese sono state:

- ricambio totale dell'acqua;

- riadditivazione dei motori col solo Drewgard 315.

Parametro	Unità di misura	Motore 1	Motore 1	Motore 2	Motore 2
		LT	HT	LT	HT
pH	-	11,20	11,03	11,12	10,95
Conducibilità	µsiem/cm	876	692	803	662
Ferro	ppm Fe	42,4	44,6	46,8	38,2
Molibdati	ppm MoO4	378	264	323	279

Tabella 35: Caratteristiche delle acque a inizio Aprile dopo lo svuotamento dei circuiti e ripristino DREWGARD 315

Parametro	Unità di misura	Motore 1	Motore 1	Motore 2	Motore 2
		LT	HT	LT	HT
pH	-	11,09	10,65	11,04	10,80
Conducibilità	µsiem/cm	861	469	804	646
Ferro	ppm Fe	31,0	21,5	37	39
Molibdati	ppm MoO4	387	199	358	284

Tabella 36: Caratteristiche delle acque a fine Aprile

Anche a seguito delle azioni correttive proposte le analisi svolte ad Aprile hanno riportato un tenore di ferro elevato, ma costante. Ciò significa che nei circuiti di raffreddamento non si verifica un fenomeno di corrosione, a cui corrisponderebbe invece un aumento progressivo nel tempo del valore del tenore di ferro. Per poter operare alle condizioni richieste dall'azienda produttrice dei motori è stato proposto l'inserimento di filtri fini sia nel circuito ad alta temperatura che bassa temperatura, per ridurre il tenore di ferro a 1 ppm nell'arco di qualche mese.

6 Conclusioni

La presente Tesi ha esplorato in dettaglio i sistemi di cogenerazione in Italia, analizzando sia gli aspetti normativi che tecnici di tali impianti.

Successivamente, è stato descritto un caso di studio reale affrontato durante il tirocinio presso l'impianto di cogenerazione di Cuneo. Questo impianto, costituito da due motori endotermici con generatore di vapore a recupero, rappresenta un esempio significativo di come le tecnologie di cogenerazione possano essere implementate in un contesto industriale. La descrizione dettagliata dell'impianto ha permesso di comprendere meglio le sue componenti e il funzionamento delle varie linee, con particolare attenzione al circuito di raffreddamento a bassa temperatura LT.

Uno degli aspetti tecnici su cui ci si è soffermati è stato il calcolo delle perdite di carico nel circuito di raffreddamento LT, essenziale per la scelta appropriata della pompa di circolazione. L'analisi ha evidenziato che le perdite di carico concentrate rappresentano la componente predominante. Questo risultato ha importanti implicazioni per la progettazione e l'ottimizzazione dei sistemi di pompaggio, suggerendo la necessità di un'accurata selezione e dimensionamento dei componenti per minimizzare le perdite energetiche e migliorare l'efficienza del sistema.

L'analisi di sensibilità condotta ha esaminato come le perdite di carico variano al variare del diametro delle tubazioni, del materiale e della portata circolante. I risultati hanno mostrato che aumentare il diametro delle tubazioni riduce significativamente le perdite di carico, mentre la scelta del materiale può influenzare sia le perdite che la resistenza alle incrostazioni. Inoltre, la portata circolante ha un impatto diretto sulle perdite di carico, indicando l'importanza di un dimensionamento ottimale in fase di progettazione.

Durante il tirocinio è stata condotta un'analisi di un'esperienza vissuta in campo che ha messo in luce un problema emerso a seguito dell'errata valutazione delle perdite di carico del circuito, a causa dell'incongruenza tra i dati forniti dai produttori e quelli misurati in cantiere. Le perdite misurate in campo sono risultate maggiori, rendendo la pompa incapace di garantire la portata di progetto. Que-

sta discrepanza ha richiesto una verifica approfondita del corretto funzionamento dello scambiatore charge air cooler e dello scambiatore olio, per assicurarsi che non fosse necessario modificare questi componenti.

L'ultimo capitolo della Tesi ha affrontato la problematica della pulizia del circuito di raffreddamento LT per evitare incrostazioni e depositi, che possono compromettere l'efficienza e la longevità dell'impianto. È stato discusso l'uso di acqua con glicole propilenico come fluido di raffreddamento e le azioni che sono state adottate per prevenire la formazione di incrostazioni e migliorare la stabilità termica del sistema. Questa soluzione si è rivelata efficace nel mantenere il circuito pulito e operativo, riducendo al minimo gli interventi di manutenzione e prolungando la vita utile dell'impianto.

In conclusione, il lavoro svolto ha evidenziato come i sistemi di cogenerazione rappresentino una soluzione sostenibile ed efficiente per la produzione di energia in Italia. La normativa di riferimento gioca un ruolo fondamentale nel promuovere l'adozione di tali impianti, mentre gli aspetti tecnici, come il calcolo delle perdite di carico e la manutenzione del circuito di raffreddamento, sono cruciali per garantire il loro funzionamento ottimale.

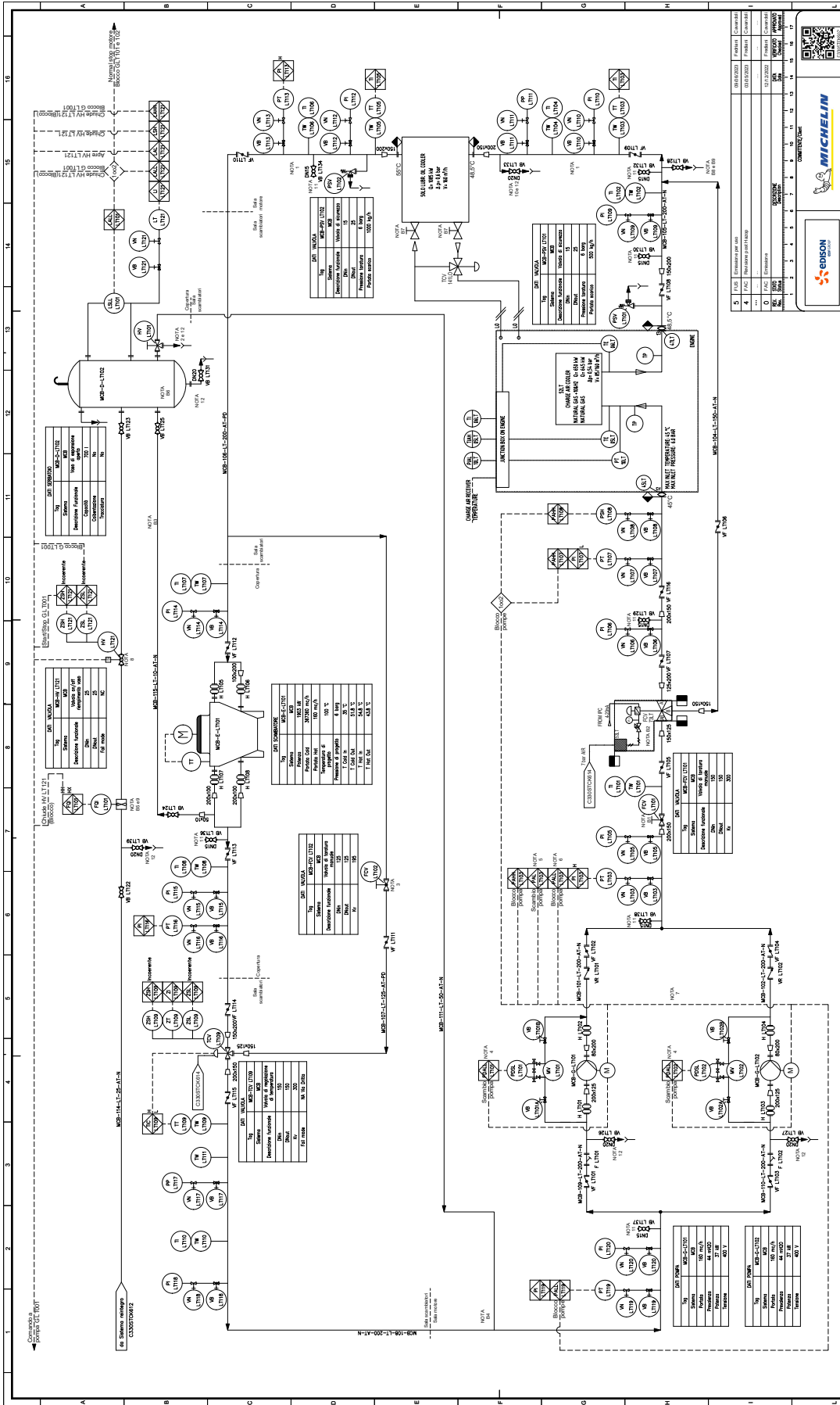
Il caso studio dell'impianto di Cuneo ha fornito un esempio concreto delle sfide e delle soluzioni tecniche adottate nella progettazione e gestione di un sistema di cogenerazione. Le analisi condotte hanno fornito spunti significativi per migliorare l'efficienza e la sostenibilità degli impianti, contribuendo a una maggiore diffusione delle tecnologie di cogenerazione in Italia.

Infine, l'esperienza di tirocinio ha permesso di applicare concretamente le conoscenze teoriche acquisite durante il percorso di studi, fornendo una visione pratica delle problematiche e delle soluzioni nel campo della cogenerazione. Questo lavoro, quindi, non solo contribuisce alla comprensione delle dinamiche dei sistemi di cogenerazione, ma fornisce anche un esempio tangibile di come tali impianti possano essere ottimizzati per rispondere alle esigenze energetiche attuali e future.

7 Appendix A

In appendice è possibile consultare i seguenti documenti:

- PID del circuito LT;
- PID del circuito HT;
- PID evidenziato per il processo di pulizia del circuito LT;
- curva caratteristica della pompa di circolazione;
- scheda tecnica della valvola a farfalla Gibson;
- scheda tecnica dello scambiatore olio.



NOTE GENERALI		NOTE BERGEN		ALTRE NOTE		LEGENDA LIMITI DI BATTERIA	
1. Tutti i componenti sono di tipo standard e di facile manutenzione.	2. I componenti sono di tipo standard e di facile manutenzione.	1. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	2. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	3. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	4. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	5. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	6. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.
3. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	4. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	5. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	6. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	7. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	8. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	9. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	10. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.
11. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	12. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	13. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	14. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	15. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	16. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	17. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.	18. Quando il sistema è in funzione, il livello dell'acqua deve essere mantenuto costante.

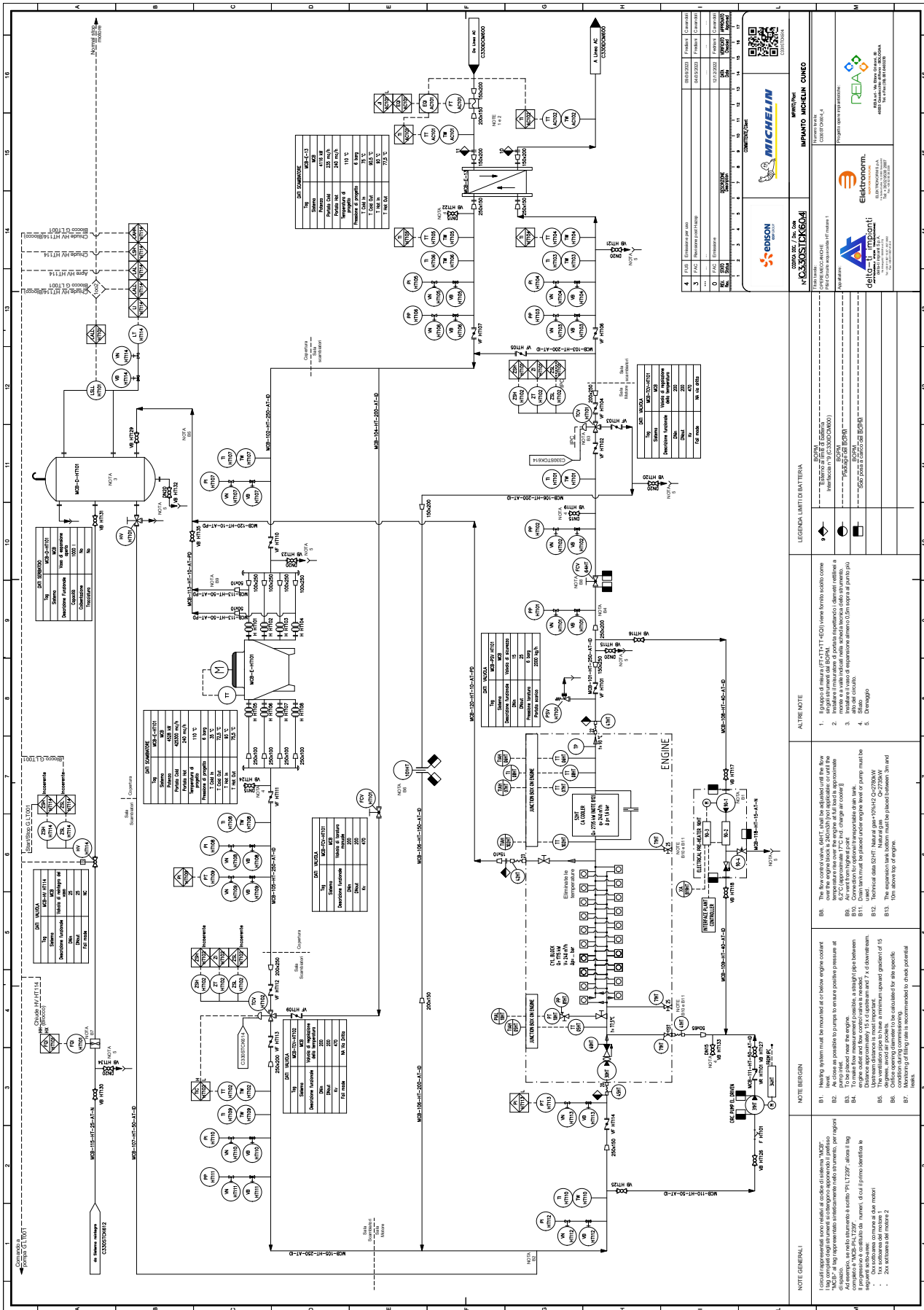
EDISON
S.p.A.

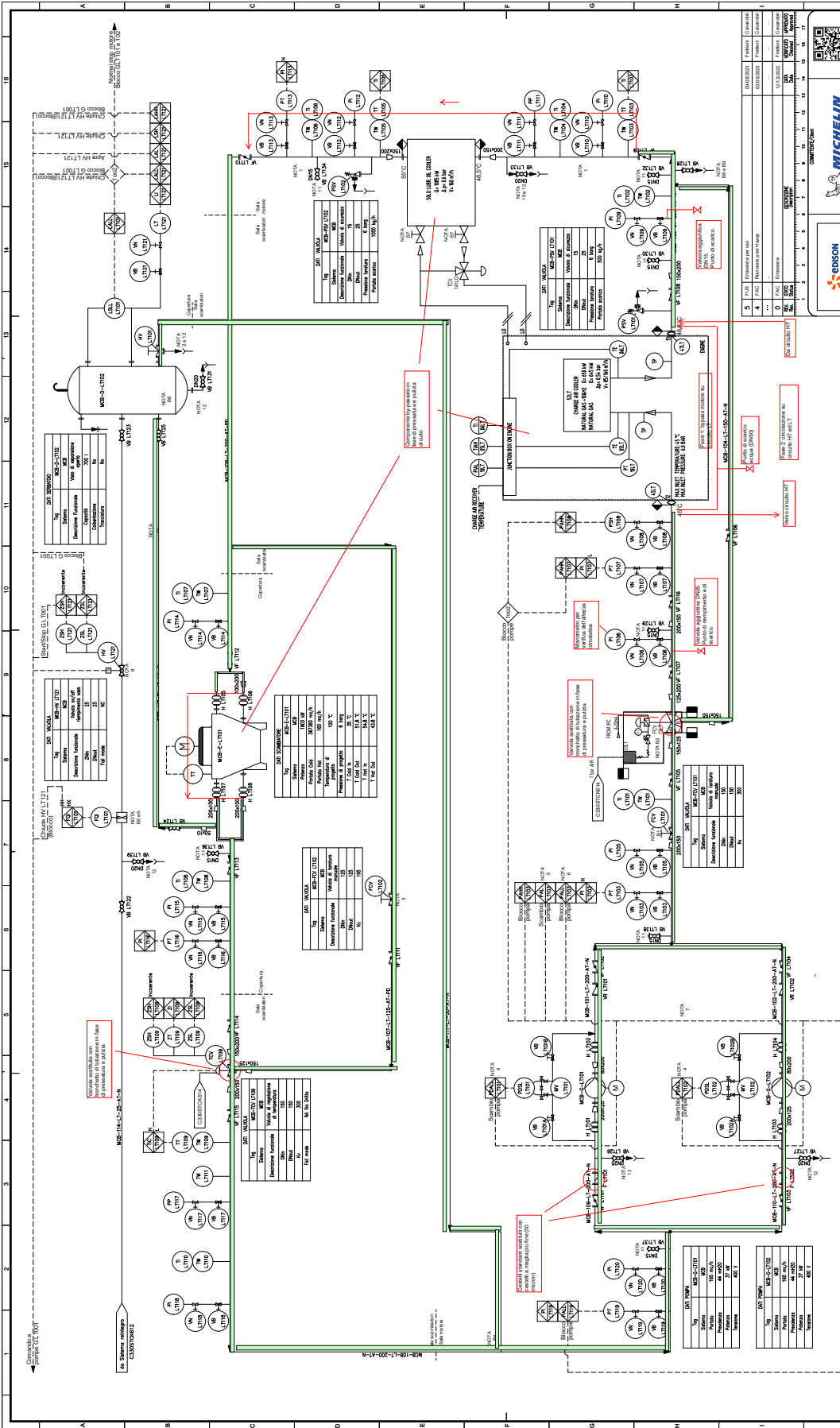
MICHELIN
S.p.A.

Elettronormi
S.p.A.

deloitte
S.p.A.

REA
S.p.A.



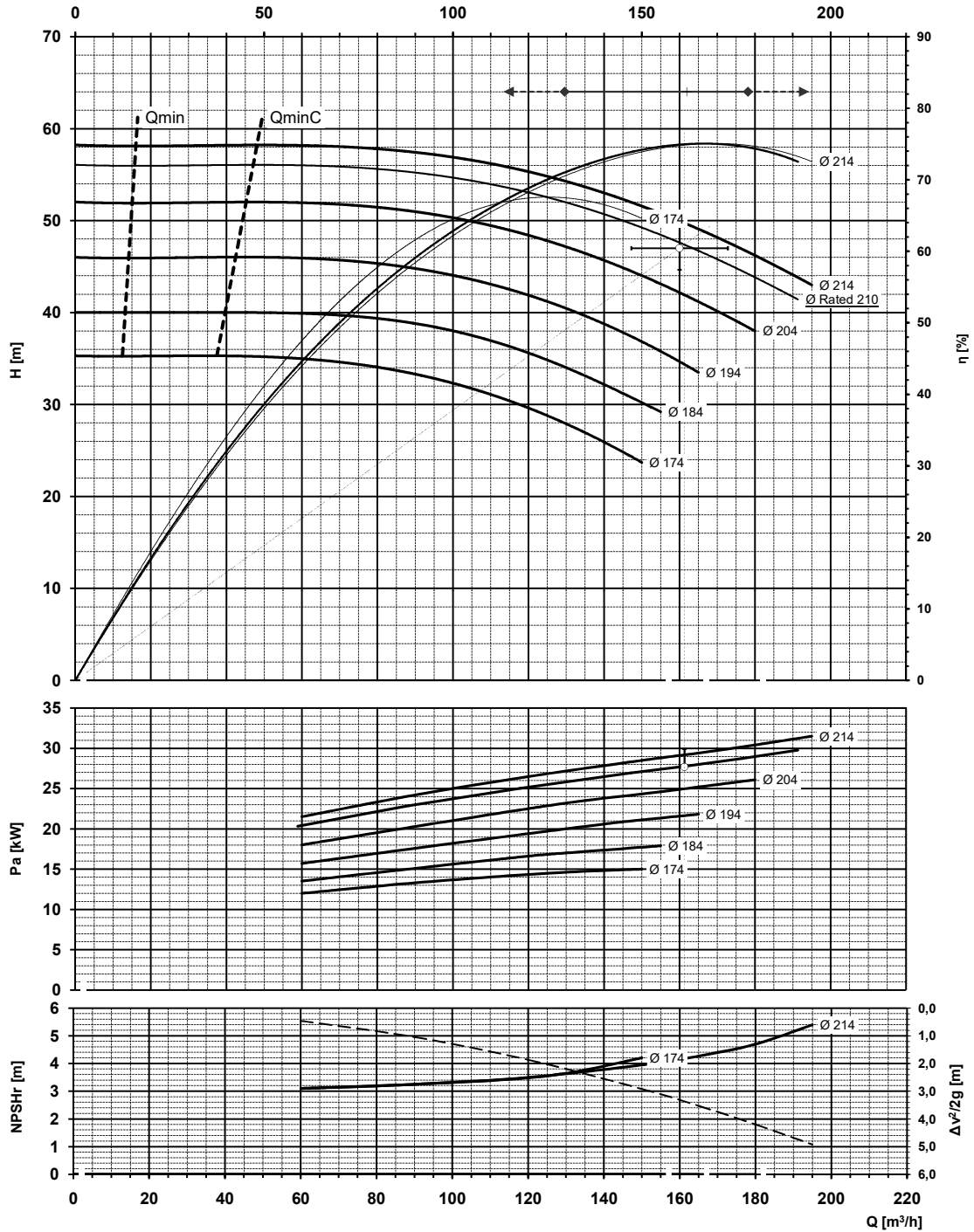


<p>NOTE GENERALI</p> <p>1. Tutti i componenti sono marchiati con il logo del produttore.</p> <p>2. I materiali sono conformi alle norme vigenti.</p> <p>3. Le pressioni di esercizio sono indicate in ogni punto del sistema.</p> <p>4. Il diagramma è da considerarsi come riferimento per la manutenzione.</p> <p>5. Sono ammessi solo i ricambi originali.</p> <p>6. Il sistema deve essere installato in un ambiente asciutto e ventilato.</p> <p>7. Evitare l'uso di olii minerali.</p> <p>8. Il sistema deve essere riempito con il refrigerante specificato.</p> <p>9. Il sistema deve essere testato a pressione prima dell'uso.</p> <p>10. Il sistema deve essere mantenuto pulito e libero da contaminanti.</p> <p>11. Il sistema deve essere ispezionato regolarmente.</p> <p>12. Il sistema deve essere smantellato e smaltito correttamente.</p>	
<p>NOTE BERGEN</p> <p>B1. Il sistema deve essere installato in un ambiente asciutto e ventilato.</p> <p>B2. Il sistema deve essere riempito con il refrigerante specificato.</p> <p>B3. Il sistema deve essere testato a pressione prima dell'uso.</p> <p>B4. Il sistema deve essere mantenuto pulito e libero da contaminanti.</p> <p>B5. Sono ammessi solo i ricambi originali.</p> <p>B6. Il sistema deve essere ispezionato regolarmente.</p> <p>B7. Evitare l'uso di olii minerali.</p> <p>B8. Il sistema deve essere smantellato e smaltito correttamente.</p>	
<p>ALTRIE NOTE</p> <p>1. Il sistema deve essere installato in un ambiente asciutto e ventilato.</p> <p>2. Il sistema deve essere riempito con il refrigerante specificato.</p> <p>3. Il sistema deve essere testato a pressione prima dell'uso.</p> <p>4. Il sistema deve essere mantenuto pulito e libero da contaminanti.</p> <p>5. Sono ammessi solo i ricambi originali.</p> <p>6. Il sistema deve essere ispezionato regolarmente.</p> <p>7. Evitare l'uso di olii minerali.</p> <p>8. Il sistema deve essere smantellato e smaltito correttamente.</p>	
<p>LEGENDA LIMITI DI BATTERIA</p> <p>1. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>2. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>3. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>4. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>5. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>6. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>7. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>8. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>9. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>10. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>11. Simbolo per il limite di batteria.</p> <p>12. Simbolo per il limite di batteria.</p>	
<p>IMPANTO MICHELIN CUNEO</p> <p>Progetto ingegneristico</p> <p>REACT</p> <p>deloitte</p> <p>Elektronorm</p> <p>edison</p> <p>micelin</p>	



Prevalenze e potenze indicate per liquidi con viscosità cinematica ν fino a max 20 mm²/s
Head and power ratings apply to media with a kinetic viscosity of max 20 mm²/s

Norma di rif. e accettabilità - Ref. and acceptance standard: ISO 9906 Gr. 2B
Derivazione da curva caratt. a giri/1' - Traslation of the perf. curve at RPM: 2900



NPSHa ≥ NPSHr + 0,5 m per sicurezza - for security
curve valide per fluidi con $\gamma=1$ - validity of curves with $\gamma=1$
Prestazioni corrette per liquidi viscosi secondo Hydraulic Institute - Pump performance corrected for viscous liquid as per Hydraulic Institute

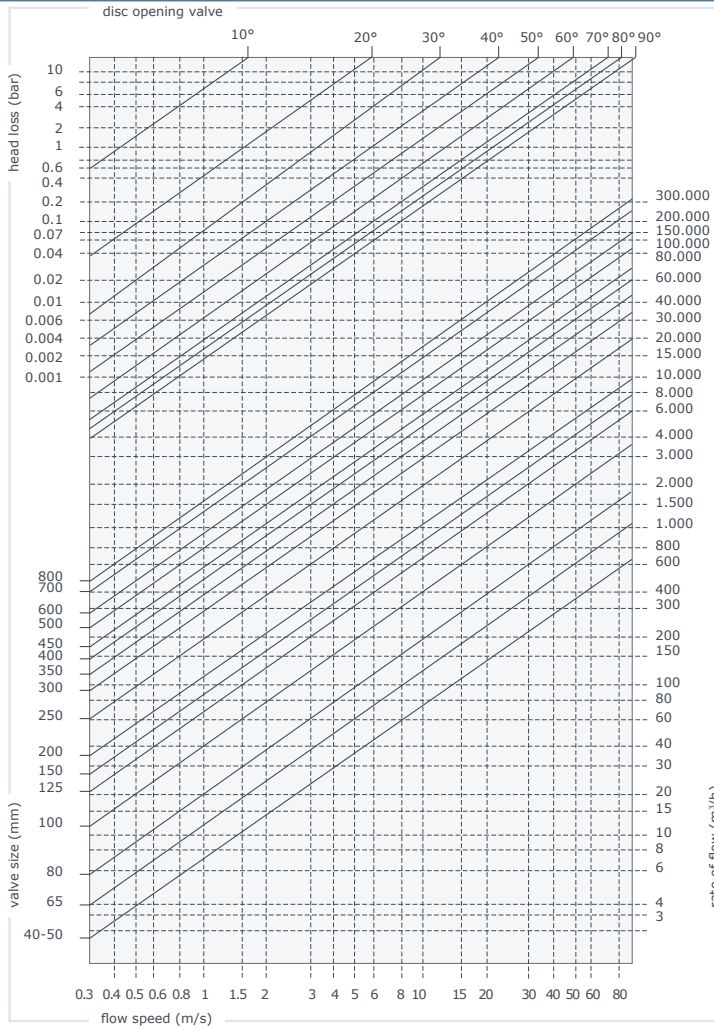
LIQUIDO POMPATO medium handled	H2O (25% glicole etilenico)	GIRANTE chiusa 6PA impeller closed 6PA	MOTORE motor type	DIAGRAMMA n. curve n.	DR 820.29-0
TEMPERAT. - Temperature [C°]	-10/+110	Q [m ³ /h] 160	ELECTRIC <input checked="" type="checkbox"/> \square	curva appross. - approx. curve	
PESO SP. - Density [kg/dm ³]	1	H [m] 47	DIESEL <input type="checkbox"/> \square	DATA - date	26/01/23
VISCOSITA' - Viscosity [cSt]	1	Pa [kW] 27,7	kW INST. 37	Matricola - serial number	
Cliente - customer	DELTA TI IMPIANTI	Ordine n. - order n.		Offerta n. - proposal n.	OP22-0106-2
Commessa n. - customer job n.	3746	Posizione - item	10.2	Commessa n. - job n.	

M19-59 Master calcolo girante Rev. 0 del 12/17

1/9/95-04

Perdite di carico

NOTA: i valori indicati in questa pagina sono puramente indicativi



Formule per il calcolo delle portate

- Liquidi:** $Q = \frac{KV}{\sqrt{\frac{PS}{\Delta P}}}$
- Q portata (m³/h)
 - PS peso specifico (acqua=1)
 - ΔP pressione differenziale (bar)
- Gas:** $Q = 28.5 \frac{KV}{\sqrt{P_2 \cdot \Delta P \cdot PS}}$
- Q portata (m³/h)
 - PS peso specifico (aria=1)
 - ΔP pressione differenziale (bar) (inferiore a 1/2 pressione in entrata)
 - P₂ pressione in uscita
- Vapore:** $Q = 22.5 \cdot KV \cdot \sqrt{P_2 \cdot \Delta P}$
- Q portata (Kg/h)
 - ΔP pressione differenziale (bar) (inferiore a 1/2 pressione in entrata)
 - P₂ pressione in uscita

Calcolo della portata equivalente in H2O:

- $Q_e = Q \sqrt{\frac{d}{1000}}$
- Per altri liquidi, gas o vapori le perdite di carico si determinano mediante la portata equivalente di acqua, così definita:
- Q_e portata di acqua equivalente (mc/l o l/s)
 - Q portata del fluido alle condizioni d'esercizio (mc/l o l/s)
 - d peso specifico del fluido (Kg/mc)

Valori KV (CV = 1,16 KV)

angle	40/50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800
5°	-	-	-	-	-	-	-	-	-	53	68	85	106	151	206	270
10°	-	-	-	-	-	-	-	21	49	123	161	199	246	354	482	629
15°	0,2	0,6	1,8	2,4	4,2	5,6	14	80	188	228	299	369	457	658	900	1168
20°	0,9	2,5	5,2	9,5	15	23	110	156	280	315	412	511	630	907	1234	2010
25°	3	6,1	12	22	38	61	125	225	354	457	597	740	914	1314	1789	2735
30°	6,1	11	21	39	69	112	211	310	381	661	863	1069	1320	1899	2585	5080
35°	9,9	18	33	60	105	166	303	433	521	890	1162	1440	1778	2560	3484	6254
40°	15	27	49	88	148	228	405	591	742	1184	1547	1916	2366	3407	4638	9700
45°	21	38	68	121	199	303	528	774	987	1552	2028	2512	3102	4466	6079	11581
50°	29	51	91	159	262	394	679	988	1252	2008	2620	3248	4010	5774	7860	15000
55°	39	68	119	207	338	505	863	1247	1571	2548	3318	4123	5090	7329	9976	17765
60°	53	90	156	269	434	641	1085	1591	2059	3225	4202	5218	6442	9277	12627	22200
65°	72	121	209	357	565	820	1364	2065	2807	3983	5196	6445	7957	11457	15595	26077
70°	92	161	283	487	768	1097	1788	2715	3744	5195	6775	8412	10377	14944	20341	34500
75°	109	209	381	662	1059	1507	2425	3625	4935	6964	9084	11269	13912	20032	27267	39546
80°	115	240	457	815	1303	1861	3043	4768	6831	9301	12142	15048	18578	26752	36413	47560
85°	115	253	502	906	1457	2008	3642	4890	8230	10280	13408	16632	20533	29568	40246	52566
90°	116	257	508	925	1492	2168	3838	5010	9233	10792	14082	17840	22024	31715	43166	56381

Danfoss HEXSelector 1.3.3-alpha.1398

#71-220704062622

Customer	Danfoss	Date	7/4/2022
Project		Engineer	Andrey Semenov
HEX Type	S63-IS16-150-TMTL67	Contact Person	Mirko Pogliani
Units Connected	1 (Parallel)	E-mail	mirko.pogliani@danfoss.com

Calculated Parameters	Unit	Side 1	Side 2
Flow Type			CounterCurrent
Heat Load	kW		1085.00
Inlet Temperature	°C	76.0	48.5
Outlet Temperature	°C	65.0	54.3
Mass Flow Rate	kg/h	173051.73	172487.98
Volumetric Flow Rate	L/min	3326.66	2825.75
Total Pressure Drop	kPa	72.59	39.84
Pressure Drop in Port	kPa	5.41	3.91
Fouling Factor	m ² K/kW	0.1096	0.1096
Surface Margin	%		15.03
LMTD	K		19.0
HTC (Available/Required)	W/m ² ·K		686 / 596
Port Velocity	m/s	3.14	2.67
Shear Stress	Pa	94.89	50.76

Properties of Fluid	Unit	Side 1	Side 2
Fluid		SAE40	Ethylene glycol (25%)
Liquid Viscosity	mPa·s	31.8511	0.9341
Liquid Density	kg/m ³	866.9950	1017.3575
Liquid Heat Capacity	kJ/kg·K	2.0519	3.9043
Liquid Thermal Conductivity	W/m·K	0.1255	0.5157

Specifications	Unit	Side 1	Side 2
HEX Type			S63-IS16-150-TMTL67
Number of Plates			150
Grouping			1x75 + 0x0 / 1x74 + 0x0
Plate Thickness	mm		0.50
Plate Material / Ratio			AISI316L / 28%
Effective Area	m ²		95.90
Gasket Material			NBRH (SonderLock)
Frame	Type		IS, painted frame
	Length	mm	2095
	Maximum Number of Plates		294
Volume	l	232.5	229.4
Weight, empty/operating	kg		1630 / 2065
Paint Category			Category C2L
Paint Color			BLUE RAL 5010
Connection	Inlet	F1: DN 150 Flange St.37 PN16 rubberlined	F3: DN 150 Flange St.37 PN16 rubberlined
	Outlet	F4: DN 150 Flange St.37 PN16 rubberlined	F2: DN 150 Flange St.37 PN16 rubberlined
Certification/Approval Type			PED 2014/68/EU, Cat. II
Minimum Design Temperature	°C		48.3
Maximum Design Temperature	°C		100.0
Maximum Differential Pressure	bar		16.0
Maximum Test Pressure	bar		22.9
Maximum Design Pressure	bar	16.0	16.0



8 References

Bibliografia e Sitografia

- [1] <https://cordis.europa.eu/project/id/101006667/it>
- [2] <https://www.ghibson.it/products.aspx>
- [3] <https://www.gse.it/servizi-per-te/efficienza-energetica/certificati-bianchi>
- [4] <https://www.impianto.it/scelta-e-dimensionamento-delle-tubazioni-industriali/>
- [5] <https://industriale.viessmann.it/guide/guida-cogenerazione-trigenerazione-imprese>
- [6] <https://www.mimit.gov.it/it/normativa/decreti-direttoriali/decreto-direttoriale-30-aprile-2019-certificati-bianchi-guida-operativa>
- [7] <https://www.mase.gov.it/energia/certificati-bianchi>
- [8] <https://www.promatec.it/it/blog/valvole-a-sfera-una-guida-completa-n48>
- [9] CORNETTI, Giorgio. *Macchine idrauliche. Il Capitello*, 2008.
- [10] DONINELLI, Mario. *Le reti di distribuzione. Quaderni Caleffi*, 2002, 1.
- [11] *Il bilanciamento degli impianti idronici. Appunti Caleffi*, 2014.
- [12] MINER, Gary. *Distribution Valves: Selection, Installation, Field Testing, and Maintenance (M44)*. American Water Works Association. *Journal*, 2006, 98.10: 129.
- [13] MINGHETTI, E. *La Turbina a Gas: tecnologie attuali e gli sviluppi futuri*. ENEA 28 (23). RE/ERG/96/29, 1996.
- [14] MUNSON, Bruce R., et al. *Meccanica dei fluidi*. Città Studi Edizioni, 2016.

- [15] RONCHETTI, Marina. Celle a combustibile: stato di sviluppo o prospettive della tecnologia. Enea, 2008.
- [16] ROSSI, Nicola. Manuale del termotecnico. Fondamenti. Riscaldamento. Condizionamento. Refrigerazione. Hoepli Editore, 2003.
- [17] VIO, Michele. Impianti di cogenerazione. Editoriale Delfino, 2009.
- [18] ISPRA. Le emissioni di gas serra in Italia: obiettivi di riduzione e scenari emissivi, rapporti 384/2023.
- [19] Gestore dei Servizi Energetici. Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR, Rev. 2019.
- [20] Regolamento del Parlamento Europeo e del Consiglio (UE) 16 aprile 2014, n. 517/2014 sui gas fluorurati a effetto serra e che abroga il regolamento (CE) n. 842/2006.
- [21] Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia anno di produzione 2018, Ministero dello Sviluppo Economico
- [22] Direttiva 11 febbraio 2004 del Parlamento Europeo e del Consiglio, "sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia e che modifica la direttiva 92/42/CEE", n.2004/8/CE.
- [23] Decreto legislativo 8 febbraio 2007, Attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata sulla domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia, nonché modifica alla direttiva 92/42/CEE, n.20.
- [24] Decreto legislativo 3 marzo 2011, Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE, n. 28.
- [25] Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 4 agosto 2011, Integrazioni al decreto legislativo 8 febbraio 2007, n. 20, di attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile sul mercato interno dell'energia, e modificativa della direttiva

92/42/CE.

- [26] Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico, Definizione del nuovo regime di sostegno per la cogenerazione ad alto rendimento, del 5 settembre 2011.
- [27] Regolamento delegato (UE) 2015/2402, che rivede i valori di rendimento di riferimento armonizzati per la produzione separata di energia elettrica e di calore in applicazione della direttiva 2012/27/UE del Parlamento europeo e del Consiglio e che abroga la decisione di esecuzione 2011/877/UE della Commissione, del 12 ottobre 2015.
- [28] Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico, Definizione delle condizioni e modalità per il riconoscimento di una maggiore valorizzazione dell'energia di cogenerazione ad alto rendimento ottenuta a seguito della riconversione di esistenti impianti a bioliquidi sostenibili che alimentano siti industriali o artigianali, del 4 agosto 2014.
- [29] Decreto del Ministero dello sviluppo economico, Approvazione dei modelli unici per la realizzazione, la connessione e l'esercizio di impianti di microcogenerazione ad alto rendimento e di microcogenerazione alimentati da fonti rinnovabili, del 16 marzo 2017.