



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia
e lo sviluppo economico sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Analisi teorico – sperimentale di sistemi di micro-cogenerazione

Marco Badami, Armando Portoraro



ANALISI TEORICO – SPERIMENTALE DI SISTEMI DI MICRO-COGENERAZIONE

Marco Badami, Armando Portoraro (Politecnico di Torino – Dipartimento Energia)

Settembre 2012

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia: strumenti e tecnologie per l'efficienza energetica nel settore dei servizi

Responsabile del Progetto: Ilaria Bertini, ENEA

PARTE A

Raccolta ed elaborazione dei dati sperimentali di un impianto μ -CHP e di un impianto con pompa di calore a gas GHP

Indice

Introduzione	6
Parte A1 – Raccolta ed elaborazione dati sperimentali per lo sviluppo del modello di micro-cogeneratore	7
1. Elaborazioni dati Modello 1	7
2. Elaborazioni dati Modello 2	13
3. Elaborazioni dati Modello 3	19
4. Elaborazioni dati Modello 4	26
5. Analisi comparative	27
Parte A2 – Acquisizione dati sperimentali di funzionamento pompa di calore a gas GHP	29
1. Considerazioni preliminari	29
2. Unità GHP.....	36
Allegato 1 – Scheda tecnica pompe di calore IDM – Terra.....	39
Allegato 2 – Scheda tecnica pompe di calore Panasonic	40
Allegato 3 – Scheda tecnica refrigeratori e pompe di calore MTA.....	41
Allegato 4 – Schede tecniche pompe di calore Carrier	42

Indice delle figure

Figura 1-1 – Elaborazioni grafiche su dati di funzionamento Modello 1.....	9
Figura 1-2 – Rendimenti sperimentali della unità di cogenerazione Modello 1	10
Figura 1-3 – Potenza termica e rendimenti sperimentali con condensazione dei fumi.....	11
Figura 2-1 – Installazione dell’unità Modello 2 presso l’RSE (Milano)	13
Figura 2-2 – Sinottico di impianto	14
Figura 2-3 – Elaborazioni grafiche su dati sperimentali Modello 2	15
Figura 2-4 – Immagine di una unità Modello 2 esposta presso la fiera MCE Milano (Aprile 2012).....	16
Figura 2-5 – Curve di rendimento elettrico, termico e totale fornite dal produttore dell’unità Modello 2	17
Figura 2-6 – Rendimento termico della macchina al variare della temperatura dell’acqua in uscita	17
Figura 3-1 – Schema dell’apparato sperimentale per il test delle performance del Modello 3	19
Figura 3-2 – Andamenti delle temperature dell’ acqua di raffreddamento durante le prove sperimentali a 5.6 kW	21
Figura 3-3 – Andamenti delle temperature dell’ acqua di raffreddamento durante le prove sperimentali a 3.1 kW	21
Figura 3-4 – Andamenti delle temperature dell’ acqua di raffreddamento durante le prove sperimentali a 0.6 kW	21
Figura 3-5 – Set di prove a carico nominale (5.6 kW): elaborazioni in funzione della portata di acqua di raffreddamento.....	22
Figura 3-6 – Set di prove a carico parziale (3.1 kW): elaborazioni in funzione della portata di acqua di raffreddamento.....	23
Figura 3-7 – Set di prove a carico parziale (0.6 kW): elaborazioni in funzione della portata di acqua di raffreddamento.....	24
Figura 3-8 – Valutazione delle performance ai carichi parziali e in funzione della portata di acqua di raffreddamento.....	25
Figura 5-1 – Analisi comparativa delle performance delle macchine oggetto di indagine	27
Figura 5-2 – Interpolazione sui dati di rendimento elettrico delle macchine oggetto di indagine.....	28
Figura 1-1 – Schema di una pompa di calore	29
Figura 1-2 – Ciclo frigorifero standard a compressione di vapore nel piano T-S con compressione reale. 30	
Figura 1-3 – Andamento del COP per una pompa di calore acqua (di falda) – acqua (pannelli radianti)...	31
Figura 1-4 – Andamento del COP per una pompa di calore acqua – acqua (ΔT fluido freddo: 4°C; ΔT fluido caldo: 5°C)	31
Figura 1-5 – Elaborazioni per pompe di calore di calore Terra di IDM (Allegato 1 – Scheda tecnica pompe di calore IDM – Terra). Temperatura di mandata al riscaldamento 35°C.....	32
Figura 1-6 – Elaborazioni per pompe di calore di calore aria – acqua Panasonic (Allegato 2 – Scheda tecnica pompe di calore Panasonic). Temperatura acqua in uscita dal condensatore 35°C.....	32
Figura 1-7 – Elaborazioni per pompe di calore di calore aria – acqua MTA HAEevo (Allegato 3 – Scheda tecnica refrigeratori e pompe di calore MTA). Temperatura di mandata al riscaldamento 45°C.....	33

Figura 1-8 – Elaborazioni condotte su unità Carrier 30AWH 004-015 aria - acqua	33
Figura 1-9 – Elaborazioni condotte su unità Carrier 30RB-RQ 17-33 aria - acqua	34
Figura 1-10 – Elaborazioni condotte su unità Carrier 30RQY 17-33 aria - acqua	34
Figura 1-11 – Elaborazioni condotte su unità Carrier 61AF 014-019 aria - acqua.....	34
Figura 1-12 – Elaborazioni condotte su sistema Carrier split aria acqua A2W	35
Figura 2-1 – Schemi funzionali di una unità GHP con utilizzo del recupero termico all’interno del ciclo frigorifero (sx) o per produzione di ACS (dx).....	36
Figura 2-2 – Performance delle unità GHP 8-10-13-16-20-25HP	36
Figura 2-3 – Performance delle unità GHP 16 HP – modalità heating – Tc=35°C	37
Figura 2-4 – Performance delle unità GHP 16 HP – modalità heating – Tc=45°C	38
Figura 2-5 – Performance delle unità GHP 16 HP – modalità cooling – Te=7°C.....	38
Figura 1-1 – Prezzo finale dell’energia nel caso di utenti tipo domestico.....	51
Figura 1-2 – Media dei prezzi zonali orari per il mese di Aprile 2012 (€/MWh)	51
Figura 1-3 – Modello Simulink di simulazione dello scambio sul posto	53
Figura 2-1 – Modello Simulink della pompa di calore	54
Figura 2-2 – Maschera per l’inserimento delle temperature delle sorgenti e dei salti termici	54
Figura 2-3 – Blocco di calcolo delle temperature di condensazione e di evaporazione del ciclo	54
Figura 2-4 – Diagramma p-h del fluido frigorifero R134a	55
Figura 2-5 – Modello Simulink che implementa i capisaldi del ciclo	56
Figura 2-6 – Esempio di una simulazione del ciclo realizzato dal fluido R134a nel diagramma p-h	56
Figura 2-7 – Blocco di calcolo dei COP del ciclo	57
Figura 2-8 – Valori di COP per le pompe di calore Panasonic al variare della temperatura aria esterna ...	58
Figura 2-9 – Andamento dei salti di temperatura al variare temperatura esterna	58
Figura 3-1 – Modello dell’unità GHP	60
Figura 3-2 – Elementi costitutivi dell’unità GHP.....	61
Figura 3-3 – Interpolazione dei dati sperimentali dei micro-cogeneratori analizzati	62
Figura 3-4 – Conversione ed adimensionalizzazione dei dati interpolati.....	63
Figura 3-5 – Inserimento della mappa sperimentale interpolata del motore all’interno del modello	63
Figura 3-6 – Schema funzionale dell’integrazione fra cogeneratore e pompa di calore	64
Figura 3-7 – Maschere per l’inserimento dei parametri di configurazione del modello	66
Figura 3-8 – Posizionamento dei punti simulati per le unità GHP 8HP e 10 HP (dati nominali)	67
Figura 3-9 – Andamento della temperatura all’interno dell’accumulo termico [°C]	68
Figura 3-10 – Andamento della potenza termica recuperata dal motore [kW].....	68
Figura 3-11 – Andamento della potenza termica erogata dalla pompa di calore [kW]	69
Figura 3-12 – Ciclo di lavoro del fluido frigorifero nel diagramma p-h.....	69

Introduzione

Il presente documento rappresenta la Parte A del Rapporto Finale inerente le attività svolte in seno all'Accordo di Collaborazione tra ENEA e Dipartimento Energia (DENERG) del Politecnico di Torino, per un'attività di ricerca dal titolo: "Analisi teorico – sperimentale di sistemi di micro-cogenerazione".

Tale collaborazione con ENEA si inserisce nel contesto del Piano Annuale di Realizzazione 2008-2009, per quanto attiene all'Area "Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia", tematica di ricerca "Tecnologie di risparmio elettrico e nei settori collegati industria e servizi"; nello specifico, si riferisce all'obiettivo B, "Promozione della micro-cogenerazione in un contesto di micro-rete attiva per applicazioni nel settore civile" del progetto "Strumenti e tecnologie per l'efficienza energetica nel settore dei servizi".

Obiettivo di tale filone di ricerca è quello di permettere l'approfondimento delle tematiche inerenti la generazione distribuita di piccolissima taglia (micro-cogenerazione), con focus in particolare sulle unità con potenza elettrica inferiore ai 10 kW. I temi sviluppati nell'ambito del presente accordo di collaborazione tra ENEA e DENERG hanno riguardato infatti l'acquisizione dei principali parametri energetici di sistemi di micro-cogenerazione con motore a combustione interna di piccolissima taglia (1-6 kW elettrici), sia da installazione presenti sul territorio nazionale opportunamente strumentate, sia tramite opportune e specifiche richieste di dati ai produttori di tali macchine. Inoltre, sono state analizzate le reali performance energetiche di diverse pompe di calore presenti sul mercato, sia del tipo ad azionamento elettrico, sia GHP, ovvero una tecnologia piuttosto innovativa e ancora poco diffusa sul territorio caratterizzata da sistemi a pompa di calore alimentati da motori endotermici a gas di piccolissima taglia (5-6 kW).

I dati così acquisiti sono stati impiegati per la messa a punto e l'ottimizzazione del modello dinamico di cogeneratore di piccola taglia (100-500 kWel) sviluppato dal DENERG per ENEA nell'ambito della precedente annualità di ricerca di sistema elettrico (2010-2011), per renderlo idoneo alla simulazione di sistemi di micro-cogenerazione (1-6 kWel). Inoltre, il modello di unità di micro-cogenerazione così sviluppato è stato impiegato per la realizzazione di un ulteriore programma, volto alla simulazione e alla previsione del funzionamento orario e dei principali indici di efficienza energetica di una unità a pompa di calore a gas di piccolissima taglia, validato sulla base dei dati sperimentali precedentemente acquisiti.

Tali studi sono la base fondamentale per avvalorare, o meno, le opportunità che una diffusione capillare di sistemi di micro-poligenerazione diffusa può offrire sul territorio nazionale, e per valutare quali siano oggi gli ostacoli che tali tecnologie incontrano per potersi affermare come valide e sostenibili alternative ai grandi impianti di generazione termoelettrica. Le performance e i rendimenti che tali sistemi di piccolissima taglia hanno sono probabilmente oggi il maggiore ostacolo alla loro diffusione, unitamente ai costi di realizzazione di tali impianti. Solo con l'analisi dettagliata del funzionamento di tali sistemi, e tramite opportuni modelli di simulazione tarati e validati su installazioni reali, è possibile approfondire tali tematiche, e capire quali adempimenti normativi possano costituire un elemento a favore dello sviluppo di questa tecnologia, e con che ricadute sui bilanci energetici ed emissivi del territorio.

Parte A1 – Raccolta ed elaborazione dati sperimentali per lo sviluppo del modello di micro-cogeneratore

1. Elaborazioni dati Modello 1

Nel presente capitolo vengono riportati i dati relativi ad un primo modello di cogeneratore di piccolissima taglia (5.0 kW_{el}) con motore a combustione interna. I dati relativi a tale sperimentazione, effettuata da un istituto di ricerca nazionale, e sono stati analizzati nel dettaglio. Le grandezze monitorate sono le seguenti:

- temperatura del gas naturale in ingresso al cogeneratore
- potenza termica recuperata senza scambio termico con i gas combusti
- potenza termica recuperata incluso lo scambio termico con i gas combusti
- energia termica progressivamente erogata dall'unità
- consumo di gas dell'unità (Sm³)
- energia del gas in ingresso al cogeneratore
- potenza del gas in ingresso al cogeneratore
- tempo di funzionamento dell'unità
- potenza elettrica CHP
- potenza elettrica reattiva
- potenza elettrica apparente
- energia elettrica attiva
- energia elettrica reattiva
- energia elettrica apparente
- temperatura aria esterna
- pressione aria esterna

Si è proceduto ad una analisi di consistenza dei dati forniti, al fine di identificare la strategia di funzionamento dell'unità che è stata adottata durante le prove di caratterizzazione sperimentale. In particolare, si è concentrata l'attenzione sulle seguenti grandezze:

- potenza del gas in ingresso al cogeneratore
- potenza termica recuperata
- potenza elettrica attiva

I dati grezzi, campionati con una frequenza di un dato al secondo, sono stati trattati in collaborazione con l'Enea in modo da estrarre un dato per ogni ora di funzionamento. I dati così ottenuti sono riportati in Tabella 1-1.

Tabella 1-1 – Elaborazione dati Modello 1 su base oraria

Ora	Potenza Termica recuperata [kW]	Potenza del gas in ingresso al cogeneratore [kW]	Potenza elettrica CHP [kW]	Rendimento elettrico	Rendimento termico	EUF
0	0.0	0.0	0.0	0	0	0
1	0.0	0.0	0.0	0	0	0
2	0.0	0.0	0.0	0	0	0
3	0.0	0.0	0.0	0	0	0
4	0.0	0.0	0.0	0	0	0
5	1.5	0.0	0.0	0	0	0
6	12.0	19.3	5.3	27.4%	62.0%	89.4%
7	12.5	19.8	5.3	26.6%	63.1%	89.7%
8	12.3	19.8	5.3	26.5%	61.8%	88.4%
9	12.2	19.8	5.3	26.9%	61.5%	88.5%
10	13.5	18.2	5.3	29.2%	74.4%	103.5%
11	12.7	19.8	5.3	26.8%	64.1%	90.9%
12	0.0	0.0	0.0	0.0%	0.0%	0.0%
13	12.4	19.3	5.4	28.1%	64.4%	92.5%
14	11.6	19.3	5.3	27.5%	60.2%	87.7%
15	0.0	0.0	0.0	0.0%	0.0%	0.0%
16	12.1	19.3	5.4	28.0%	62.5%	90.5%
17	12.4	19.9	5.3	26.5%	62.5%	89.0%
18	11.1	19.3	5.4	27.9%	57.7%	85.6%
19	0.0	0.0	0.0	0.0%	0.0%	0.0%
20	12.7	19.9	5.4	27.1%	64.2%	91.3%
21	11.7	19.3	5.3	27.5%	60.8%	88.3%
22	12.5	19.8	5.3	27.0%	63.0%	90.0%
23	11.7	19.2	5.4	27.9%	60.9%	88.8%
24	0.0	0.0	0.0	0	0	0
MEDIA	12.1	19.6	5.3	27.3%	62.0%	89.3%

Le elaborazioni mostrano come la prova effettuata sia stata condotta operando la macchina a punto fisso, e pari al valore nominale, per le 24 ore, a meno di alcuni punti in cui la stessa veniva spenta, o portata in stand-by (potenza del gas in ingresso nulla). Si nota anche il valore fuori scala ottenuto in corrispondenza dell'ora di funzionamento nr. 10 (valori di rendimento sia elettrico, che termico, molto al di sopra della media). I valori medi riportati sono relativi unicamente alle ore in cui la macchina è in funzione, e non comprendono il valore relativo all'ora nr. 10.

Le medesime elaborazioni sono riportate anche in forma grafica in Figura 1-1.

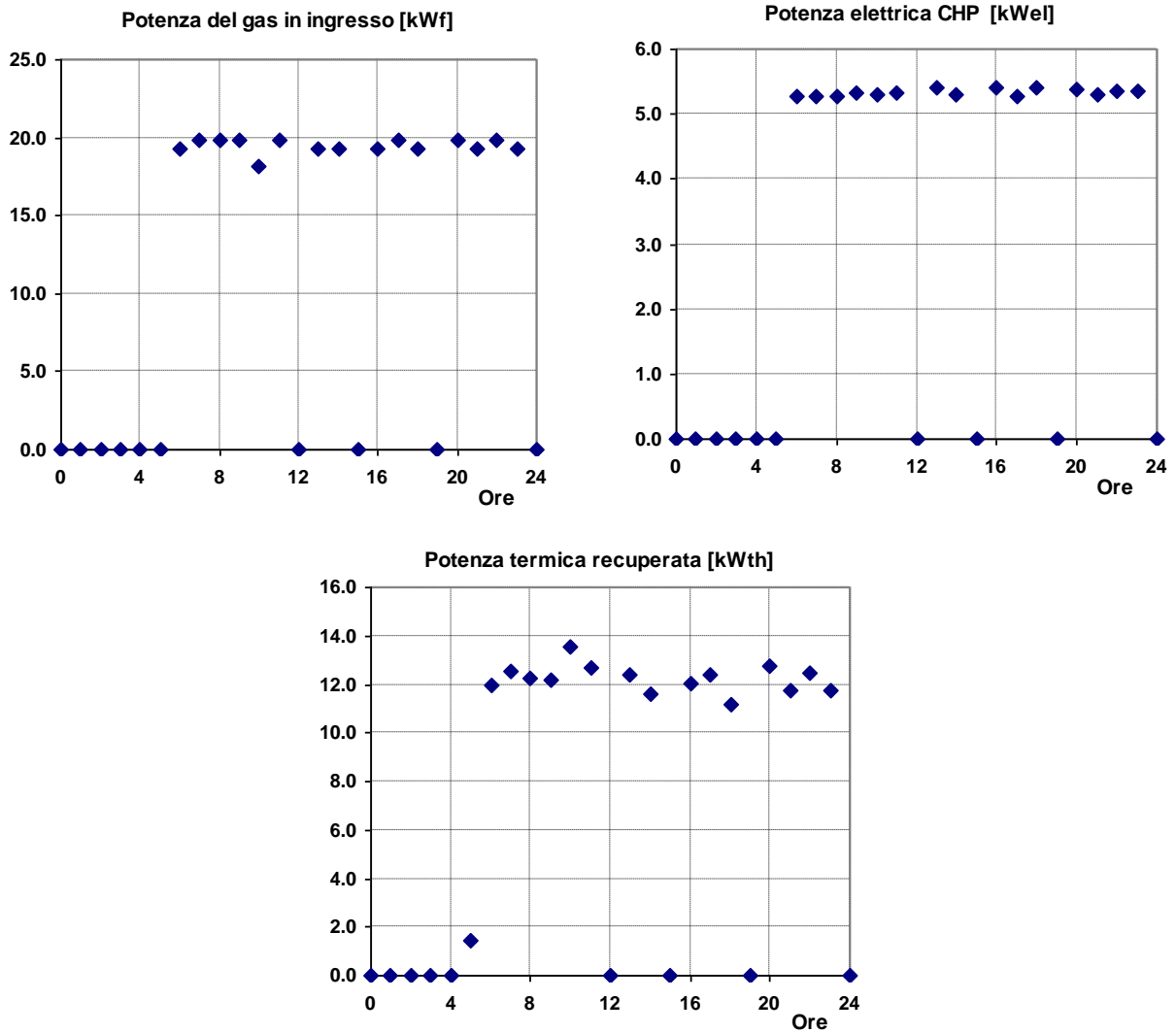


Figura 1-1 – Elaborazioni grafiche su dati di funzionamento Modello 1

Sono inoltre stati calcolati i rendimenti elettrico, termico e complessivo (EUF) della macchina, riportati in Figura 1-2.

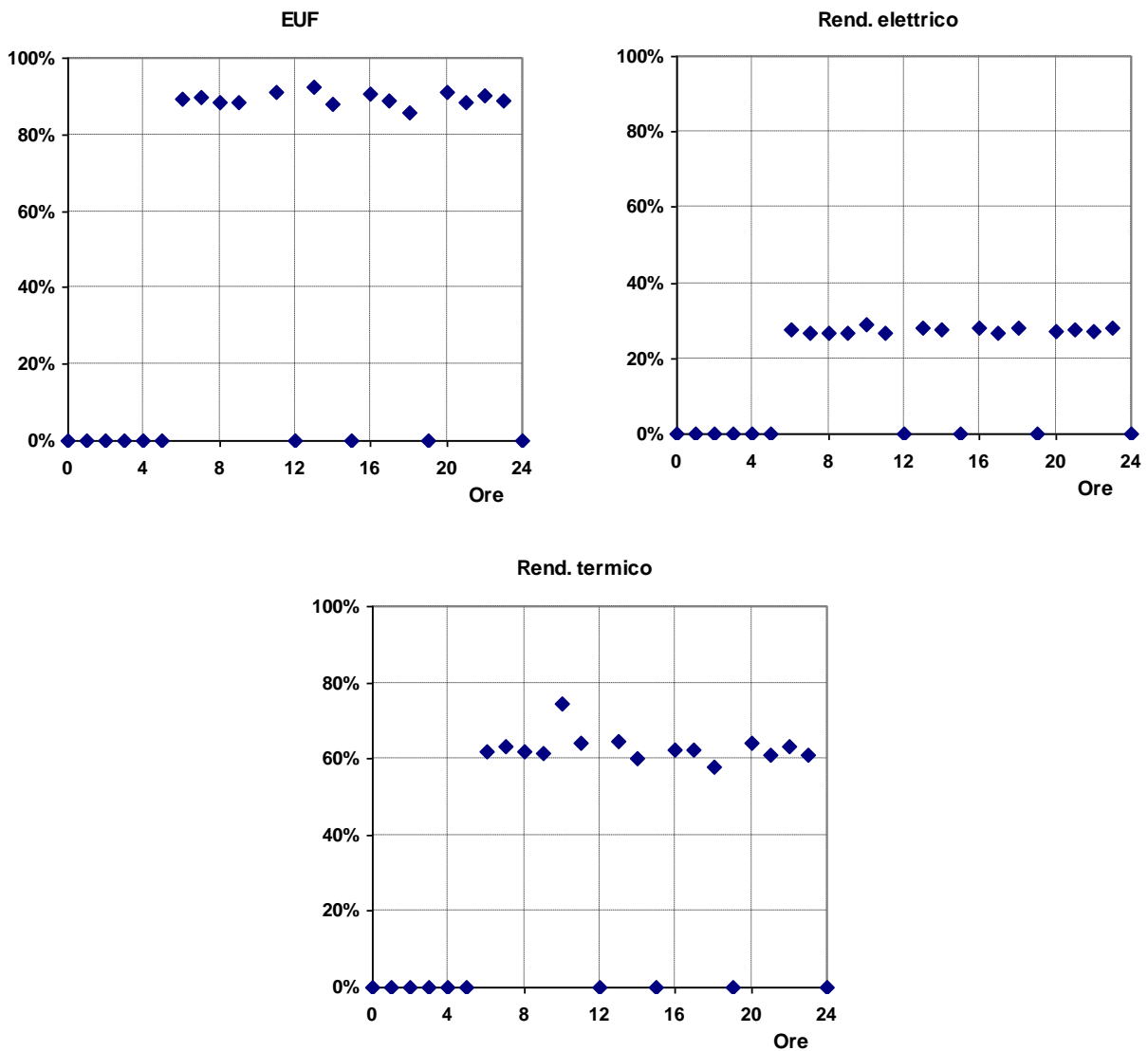


Figura 1-2 – Rendimenti sperimentali della unità di cogenerazione Modello 1

All'interno del set di dati analizzati, è anche riportato un valore di potenza termica "comprensivo del contributo dovuto allo scambiatore sui gas combusti". Tale contributo è legato alla possibilità tecnica di recuperare il calore di condensazione dei fumi. Le elaborazioni sui dati di potenza termica, e di rendimento termico e totale, tenendo in considerazione tale contributo, sono riportate in Figura 1-3.

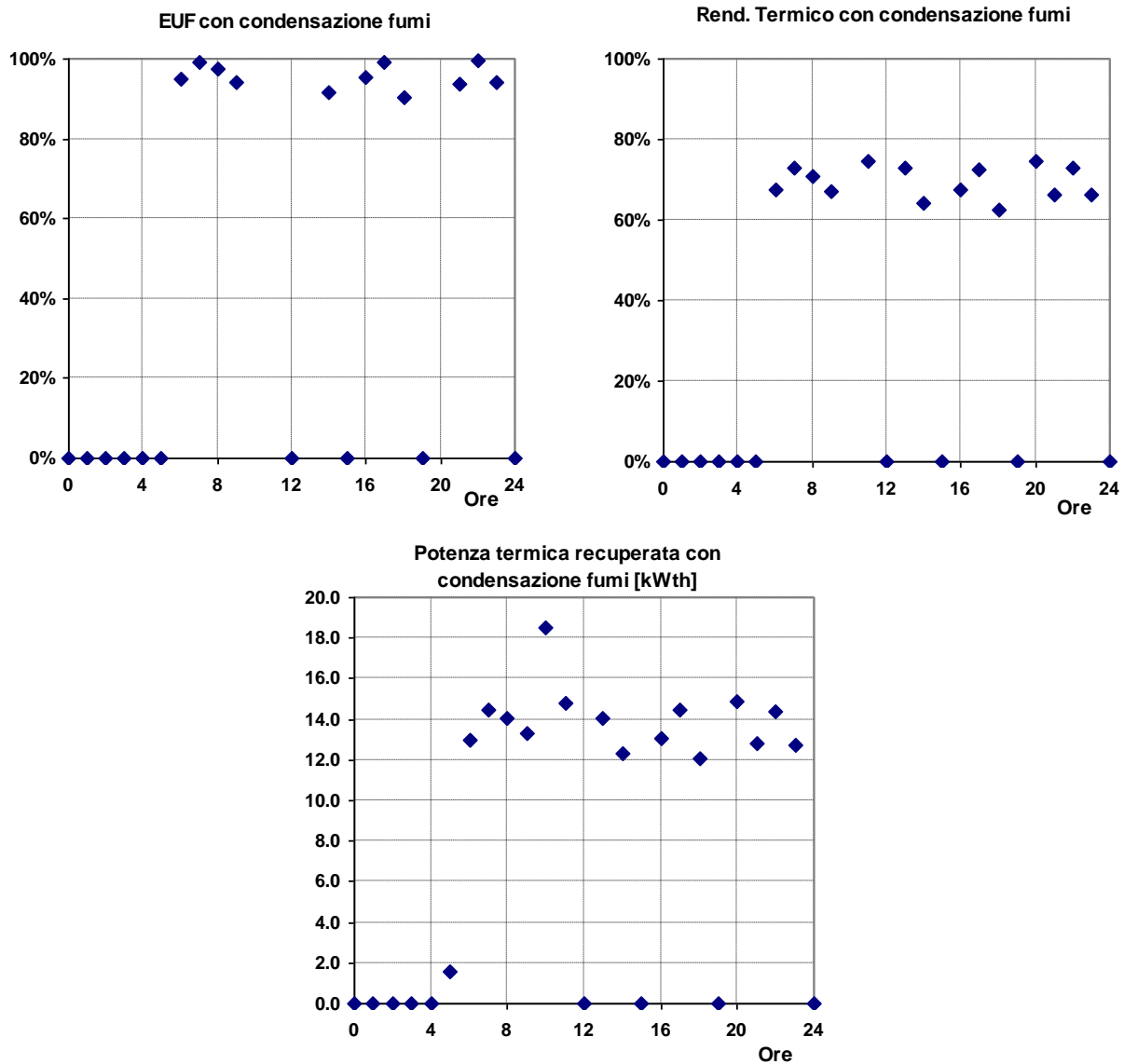


Figura 1-3 – Potenza termica e rendimenti sperimentali con condensazione dei fumi

Si nota un aumento del rendimento termico, da un valore medio del 62.0% ad un valore medio pari a 69.4%. Tale incremento si riflette sull’EUF, il cui valore medio aumenta dall’89.3%, al 96.7%.

I dati di funzionamento dell’unità Modello 1 sono stati richiesti anche direttamente al produttore, il quale ha informato che nelle loro unità non è prevista modulazione del carico, ma esse sono concepite e progettate per funzionare sempre a punto fisso, e pari al punto nominale. In tali condizioni, l’unità presenta le performance riportate in Tabella 1-2:

Tabella 1-2 – Dati nominali di funzionamento del Modello 1 forniti dal produttore

Grandezza	Valore	U.M
Potenza elettrica nominale	5.0	[kW]
Potenza introdotta con il combustibile	19.6	[kW]
Potere calorifico inferiore del gas naturale	9.6	[kWh/Nm ³]
Consumo gas	2.04	[Nm ³ /h]
Consumo specifico riferito all'energia elettrica prodotta	14.1	[MJ/kWh]
Potenza termica totale con condensatore fumi a 60°C	14.6	[kW]
Rendimento elettrico	26%	[%]
Rendimento termico con condensatore fumi a 60°C	74%	[%]
Rendimento totale	100%	[%]

Si nota la buona aderenza dei dati forniti dal produttore, rispetto alle elaborazioni sui dati sperimentali.

2. Elaborazioni dati Modello 2

Un ulteriore set di dati analizzato è quello relativo alle prove condotte dall'RSE – Cesi (Milano) su un'altra unità di micro-cogenerazione con motore a combustione interna da 6.0 kW_{el} (Figura 2-1), nel seguito identificata come Modello 2. Tale attività è descritta all'interno del Rapporto Cesi *“Caratterizzazione e valutazione delle prestazioni di cogeneratori di piccola taglia”* del 31/03/2011. La macchina è stata testata nella modalità di funzionamento ad inseguimento termico ed è stata connessa alla rete di generazione distribuita di RSE. L'accensione e lo spegnimento del motore sono stati regolati in funzione della temperatura del serbatoio d'accumulo, impostandone i valori limite. L'utenza è stata dimensionata in modo tale che non fosse necessario l'utilizzo di caldaie integrative e che il suo fabbisogno energetico (termico) potesse essere soddisfatto interamente dalla sola unità cogenerativa per tutto il periodo considerato nelle prove. Per quanto concerne il simulatore di carico termico, oltre alla modalità di regolazione manuale, che prevedeva la possibilità di impostare la potenza termica richiesta, la temperatura di ritorno dell'acqua o di agire direttamente sulla posizione della valvola a tre vie per lo smaltimento della potenza termica, è stata implementata anche una modalità di funzionamento automatica, in cui la richiesta termica veniva regolata sulla base di un profilo annuale predefinito tipico di un utenza reale. E' stato inoltre introdotto un controllo automatico della velocità del ventilatore del dissipatore, in funzione della potenza termica richiesta ed in funzione della temperatura ambiente. Si riporta in Figura 2-2 la schermata del software di gestione della postazione di prova in cui è visualizzato il sinottico d'impianto e dalla quale sono effettuate le impostazioni dei parametri di esercizio.

La sperimentazione è stata condotta per un arco temporale di circa 4 mesi, durante la stagione invernale. Sono stati forniti tre set di dati per tre diverse temperature dell'acqua in ingresso al cogeneratore, pari rispettivamente a 55, 60 e 65°C. La sintesi delle grandezze rilevate durante le prove è riportata in Tabella 2-1.



Figura 2-1 – Installazione dell'unità Modello 2 presso l'RSE (Milano)

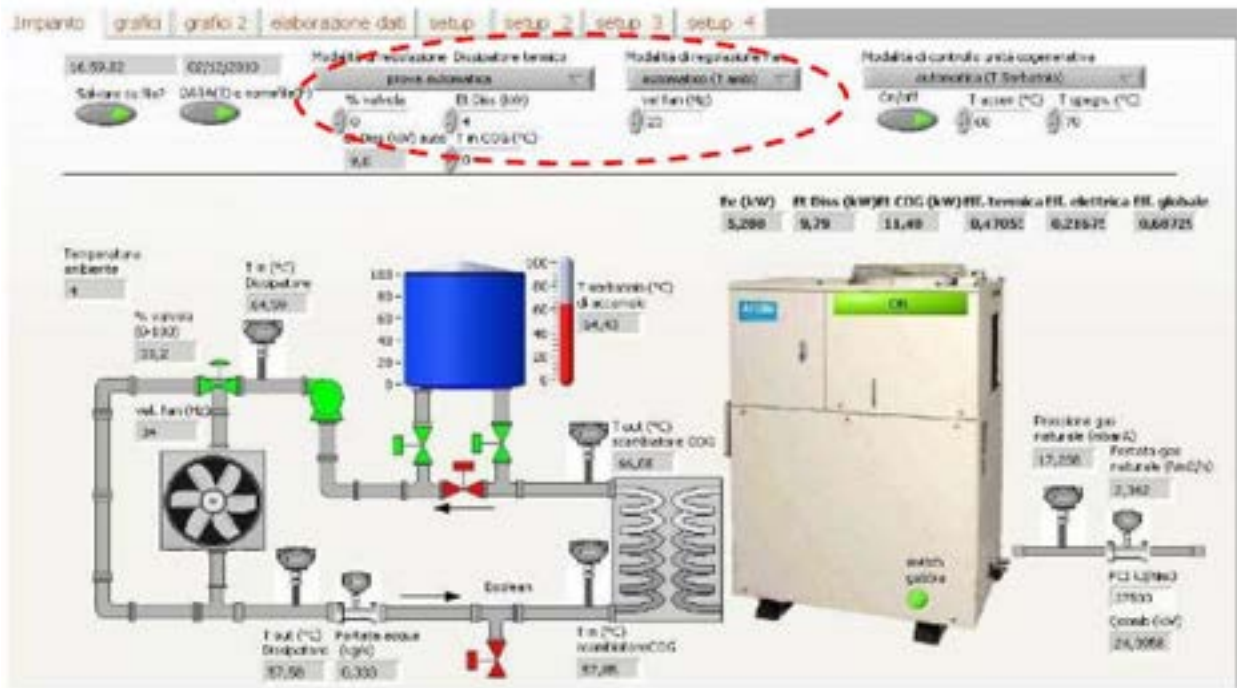


Figura 2-2 – Sinottico di impianto

Tabella 2-1 – Dati sperimentali unità Modello 2 forniti dall’RSE CESI

T acqua ingresso CHP (°C)	% carico	Potenza elettrica (kW)	Potenza termica (kW)	Potenza gas (kW)	Potenza gas corretta (kW)	Rend. elettrico	Rend. termico	EUf
55	50.0%	3.0	8.8	17.1	17.9	16.8%	49.4%	66.2%
55	48.3%	2.9	9.1	17.0	17.7	16.4%	51.4%	67.8%
55	63.3%	3.8	10.2	19.2	20.0	19.0%	51.1%	70.1%
55	78.3%	4.7	10.5	20.3	21.2	22.2%	49.7%	71.9%
55	78.3%	4.7	10.8	21.4	22.3	21.1%	48.4%	69.5%
55	86.7%	5.2	11.1	22.0	22.9	22.7%	48.6%	71.3%
55	100.0%	6.0	11.6	23.2	24.2	24.8%	48.0%	72.8%
55	100.0%	6.0	11.5	23.5	24.5	24.5%	46.9%	71.4%
60	50.0%	3.0	8.5	17.0	17.7	17.0%	48.3%	65.3%
60	50.0%	3.0	8.5	16.3	17.0	17.6%	50.2%	67.8%
60	63.3%	3.8	9.8	19.2	20.0	19.0%	49.2%	68.2%
60	78.3%	4.7	10.2	20.1	21.0	22.4%	48.5%	70.9%
60	80.0%	4.8	10.3	21.0	21.9	21.9%	46.9%	68.8%
60	88.3%	5.3	10.8	22.1	23.0	23.0%	47.0%	70.1%
60	100.0%	6.0	11.5	23.3	24.3	24.7%	47.3%	72.0%
60	100.0%	6.0	11.2	23.5	24.5	24.5%	45.6%	70.1%
65	50.0%	3.0	8.2	16.8	17.5	17.1%	47.0%	64.1%
65	50.0%	3.0	8.3	16.2	16.9	17.7%	49.0%	66.8%
65	63.3%	3.8	9.5	19.2	20.0	19.0%	47.5%	66.5%
65	78.3%	4.7	9.8	20.1	20.9	22.5%	46.9%	69.3%
65	78.3%	4.7	10.1	21.1	22.0	21.4%	45.9%	67.3%
65	86.7%	5.2	10.2	21.4	22.3	23.3%	45.8%	69.1%
65	100.0%	6.0	10.6	23.4	24.4	24.6%	43.4%	68.0%
65	100.0%	6.0	10.9	23.3	24.3	24.7%	44.7%	69.4%

I rendimenti, calcolati per le tre diverse temperature dell'acqua calda di rientro in ingresso al modulo CHP, sono riportati in Figura 2-3.

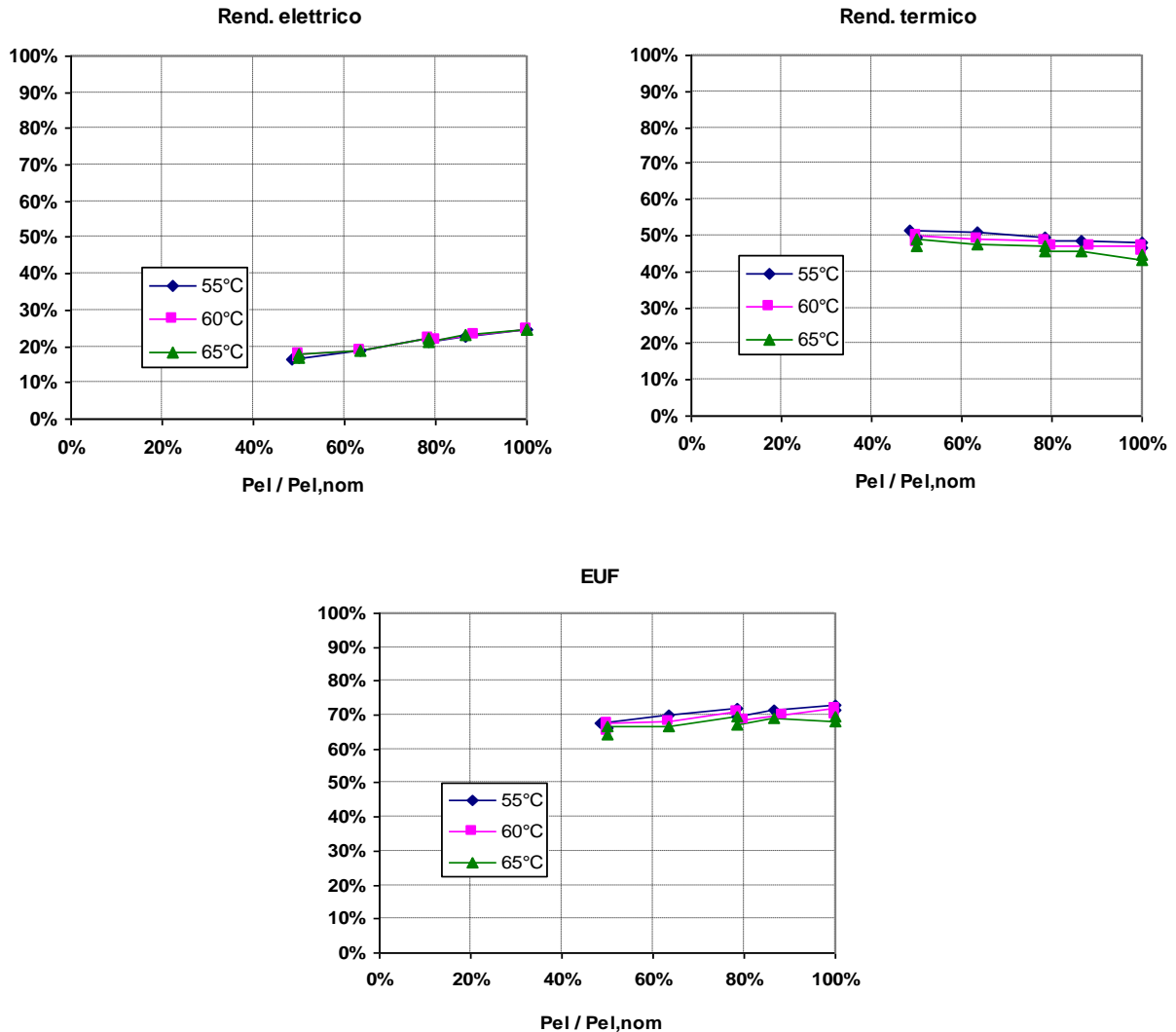


Figura 2-3 – Elaborazioni grafiche su dati sperimentali Modello 2

Si nota come il rendimento termico diminuisca all'aumentare della temperatura acqua in ingresso all'unità, per effetto del minor recupero termico realizzato.

Anche per questa unità di micro cogenerazione, sono stati richiesti direttamente al produttore i dati nominali di funzionamento. Le indicazioni fornite sono riportate in Tabella 2-2, mentre una immagine dell'unità è riportata in Figura 2-4.

Tabella 2-2 – Dati tecnici nominali unità Modello 2 forniti dal produttore

Grandezza	Valore	U.M
Potenza elettrica nominale del generatore	6.4	[kW]
Potenza elettrica nominale ai morsetti dell'unità	6.0	[kW]
Potenza termica nominale con condensazione fumi a 60°C	11.7	[kW]
Potenza termica nominale con condensazione fumi a 30°C	14.5	[kW]
Potenza di combustibile in ingresso al 100% del carico	20.8	[kW]
Potenza di combustibile in ingresso al 75% del carico	18.9	[kW]
Potenza di combustibile in ingresso al 50% del carico	14.7	[kW]
Potenza di combustibile in ingresso al 33% del carico	13.0	[kW]
Potere calorifico inferiore del combustibile	9.45	[kWh/Nm ³]
Rendimento elettrico	28.5%	[%]
Rendimento termico con condensatore fumi a 60°C	57%	[%]
Efficienza globale (EUF)	85.5%	[%]



Figura 2-4 – Immagine di una unità Modello 2 esposta presso la fiera MCE Milano (Aprile 2012)

Per quanto concerne la parte elettrica della macchina, il produttore informa inoltre che il generatore è di tipo sincrono a magneti permanenti e a 16 poli. La corrente da esso prodotta, di tensione e frequenza variabili, viene convertita in corrente continua e successivamente processata da un inverter già installato a bordo macchina. La potenza elettrica disponibile ai morsetti dell'unità risulta pari a 6 kW monofase.

Dal punto di vista termico, il produttore indica che in corrispondenza della massima potenza elettrica l'unità è in grado di recuperare 11.7 kW sfruttando sia l'azione di condensazione degli esausti che il raffreddamento del motore stesso. Il circuito interno alla macchina viene sigillato e precaricato con glicole etilene. Non risulta pertanto esservi acqua tecnica che dall'accumulo entri direttamente nel motore. L'interfaccia tra acqua tecnica ed antigelo motore è costituita da uno scambiatore a piastre

montato a bordo macchina. L'unità è anche dotata di sistema di emergenza contro il surriscaldamento del motore, costituito da radiatore e ventola di estrazione. Tale sistema non interviene durante il normale funzionamento dell'unità, ma è a garanzia del corretto funzionamento qualora gli altri dispositivi contro il surriscaldamento motore (sonda di temperatura sul motore, sonda sul catalizzatore e sonda nel vano motore) non dovessero funzionare correttamente. Il produttore informa inoltre che l'unità è progettata per funzionare con un salto termico sul lato acqua dello scambiatore a piastre di 5°C, con una portata minima di 2 m³/h e con temperatura massima di ritorno di 60°C. Le temperature dell'acqua motore in ingresso e uscita dello scambiatore acqua motore / acqua utenza sono pari a 70°C in ingresso e 75°C in uscita.

La gestione dei flussi termici dentro all'unità (sul circuito dell'antigelo motore quindi) è affidata ad una doppia valvola termostatica (puramente meccanica). E' possibile diminuire ulteriormente la temperatura dell'acqua di ritorno fino a 30°C circa (per applicazioni quali pavimenti radianti). In tal caso la potenza termica complessivamente recuperabile sale a 14.5 kW previo installazione di apposito kit aggiuntivo. Si riportano in Figura 2-5 le curve di rendimento elettrico, termico e totale fornite dal produttore.

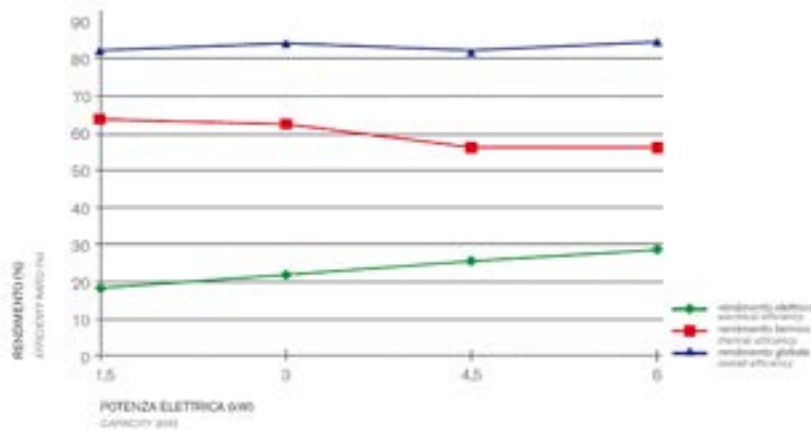


Figura 2-5 – Curve di rendimento elettrico, termico e totale fornite dal produttore dell'unità Modello 2

Il produttore ha inoltre condotto una caratterizzazione del rendimento termico della macchina al variare della temperatura dell'acqua in uscita dall'unità. Tali dati, misurati sperimentalmente presso i laboratori del produttore durante prove a potenza nominale, sono mostrati in Figura 2-6. Si nota come all'aumentare della temperatura di uscita dell'acqua, la curva di rendimento si mantenga all'incirca costante fino a 68 °C circa. Oltre tale valore, la potenza termica recuperata scende linearmente fino al 33% del valore nominale, in corrispondenza della temperatura massima pari a 73 °C circa.

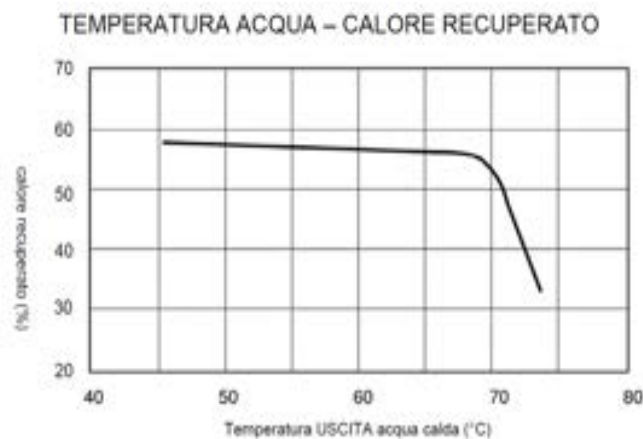


Figura 2-6 – Rendimento termico della macchina al variare della temperatura dell'acqua in uscita

Per quanto concerne le temperature dei fumi a pieno carico e ai carichi parziali in ingresso allo scambiatore acqua utenza/gas combustibili, il produttore informa che tale dato non è stato rilevato durante le prove sperimentali. La temperatura dei fumi in uscita dal catalizzatore varia tra 530°C a pieno carico fino a 460°C al 33% del carico. Tali dati risultano rilevati dalla sonda a bordo macchina.

La temperatura dei fumi allo scarico risulta essere sempre pari a 60°C quando il circuito idraulico lavora a regime, sia a carico nominale che ai regimi parziali. Qualora intervenisse la ventola del radiatore di emergenza, i fumi potrebbero raggiungere anche i 90°C, ma il produttore informa che si tratterebbe di una fase di emergenza ed il motore entrerebbe nella procedura di spegnimento. La portata dei fumi è stata resa disponibile solamente in condizioni nominali, e risulta pari a 60 m³/min

Il produttore ha infine fornito alcune indicazioni per quanto concerne le emissioni in atmosfera dell'unità. Queste sono state misurate in valore assoluto in ppm. In particolare, si hanno a potenza nominale e con una percentuale di ossigeno pari a 8.7%:

- NO_x = 46 ppm
- CO = 2 ppm

3. Elaborazioni dati Modello 3

Un ulteriore set di dati sperimentali, fornito da Enea, è relativo all'unità di micro-cogenerazione con motore a combustione interna da 5.6 kW_{el}, identificata come Modello 3. I test realizzati in seno a tali prove sono caratterizzati complessivamente 6 prove, a 3 diversi livelli di potenza elettrica: 0.9, 3.1 e 5.6 kW_{el} circa. Lo scopo delle prove è quello di valutare l'operatività ai regimi parziali sui rendimenti termico e elettrico. Per ogni livello di potenza elettrica sono stati inoltre condotti due esperimenti con due diversi valori di portata di acqua di raffreddamento (rispettivamente 0.29 e 0.18 l/s).

Per ogni prova è stato inoltre indagato un ampio range di valori della temperatura dell'acqua di raffreddamento.

L'unità testata è in grado di modulare la potenza elettrica prodotta, in funzione del carico, che è stato prodotto utilizzando 8 lampade alogene dotate di timer automatico per poter schedare accensioni e spegnimenti. L'unità può comunque lavorare anche in parallelo alla rete elettrica, riversando in rete l'eventuale surplus di produzione rispetto al carico.

La potenza termica viene recuperata dall'acqua di raffreddamento del motore, e dai fumi, utilizzando una miscela di acqua e glicole etilenico come refrigerante. E' anche possibile operare l'unità in inseguimento termico, in modo da mantenere a un livello di temperatura di set-point desiderato un accumulo termico. Quando la temperatura dell'accumulo sale al di sopra del set-point, la potenza termica proveniente dal motore viene dispersa, e viene mantenuta solamente la produzione elettrica.

Il banco prova sperimentale, schematizzato in Figura 3-1, è dotato di opportuna strumentazione per la misura delle grandezze elencate in Tabella 3-1.

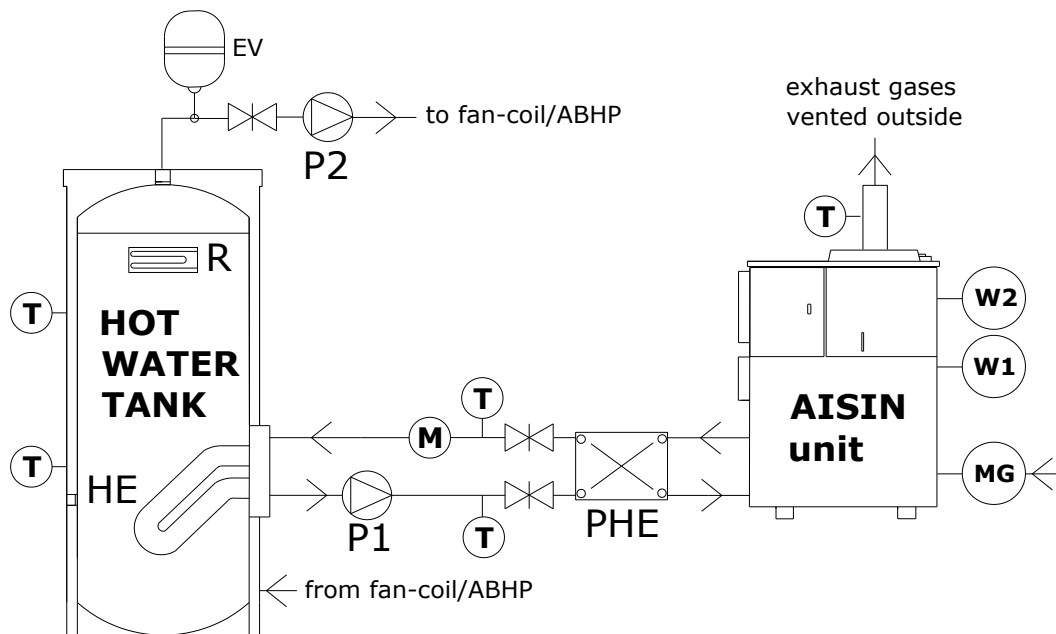


Figura 3-1 – Schema dell'apparato sperimentale per il test delle performance del Modello 3

(T: sonda RTD, M: misuratore volumetrico portata acqua raffreddamento, W: wattmetro, MG: misuratore volumetrico portata gas naturale, P: pompa a numero di giri variabile, PHE: scambiatore di calore a piastre, HE: scambiatore di calore interno).

Tabella 3-1 – Elenco grandezze monitorate e sensori utilizzati

Parametro	Simbolo	UM	Strumentazione	Range	Accuratezza
Portata volumica combustibile	\dot{m}_{fuel}	Nm ³ /h	Sensore magnetico	0÷5.0 Nm ³ /h	±0.8% valore letto ±0.2% fondo scala
Portata volumica acqua di raffreddamento	\dot{m}_{CW}	l/min	Sensore a ultrasuoni	0÷50 l/min	±2.5% fondo scala
Temperatura gas esausti	T_{exh}	°C	RTD Pt100	-50÷200 °C	±0.2 °C
Temperature acqua di raffreddamento in uscita dal motore	$T_{cw,o}$	°C	RTD Pt100	-50÷80 °C	±0.2 °C
Temperature acqua di raffreddamento in ingresso al motore	$T_{cw,i}$	°C	RTD Pt100	-50÷80 °C	±0.2 °C
Temperatura acqua nell'accumulo	$T_{HWT,1}$ $T_{HWT,2}$	°C	RTD Pt100	-50÷80 °C	±0.2 °C
Temperatura aria ambiente	T_{room}	°C	RTD Pt100	-50÷80 °C	±0.2 °C
Potenza elettrica	P_{net}	W	Wattmetro	0÷6 kW	0.2% fondo scala
Carico elettrico	P_{demand}	W	Wattmetro	0÷10 kW	0.2% fondo scala

Le prove sperimentali realizzate sono elencate in Tabella 3-2. Per ogni prova, sono indicate la potenza elettrica netta, la portata d'acqua di raffreddamento, e i valori minimo e massimo della temperatura dell'acqua di raffreddamento in ingresso al motore.

Tabella 3-2 – Elenco delle prove sperimentali effettuate

Test number	Data (gg/mm/aa)	P_{net} (kW)	\dot{m}_{CW} (l/s)	$T_{cw,i,min}$ (°C)	$T_{cw,i,max}$ (°C)
1	02/11/2011	5.58	0.29	24.2	62.0
2	11/11/2011	3.15	0.29	27.6	64.5
3	07/12/2011	0.60	0.29	21.0	56.0
4	08/11/2011	5.60	0.18	26.0	57.7
5	21/11/2011	3.13	0.18	22.9	61.7
6	25/11/2011	0.58	0.18	25.4	67.1

Si riportano nel seguito le elaborazioni grafiche sui dati forniti.

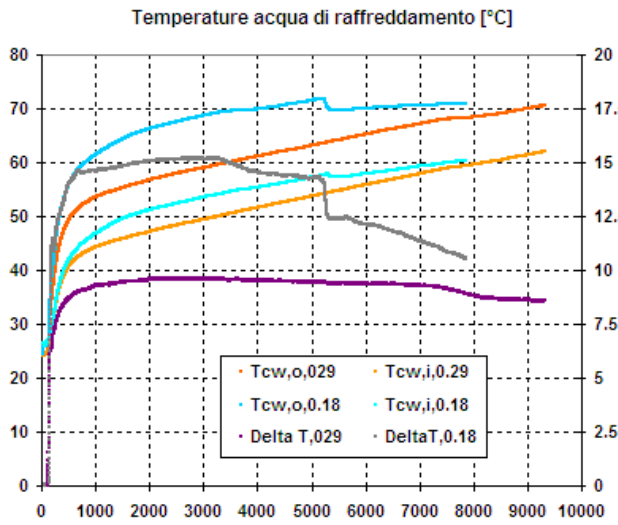


Figura 3-2 – Andamenti delle temperature dell' acqua di raffreddamento durante le prove sperimentali a 5.6 kW

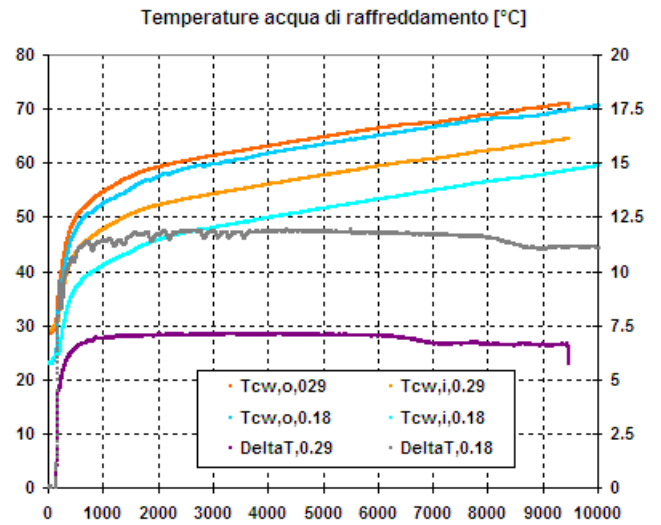


Figura 3-3 – Andamenti delle temperature dell' acqua di raffreddamento durante le prove sperimentali a 3.1 kW

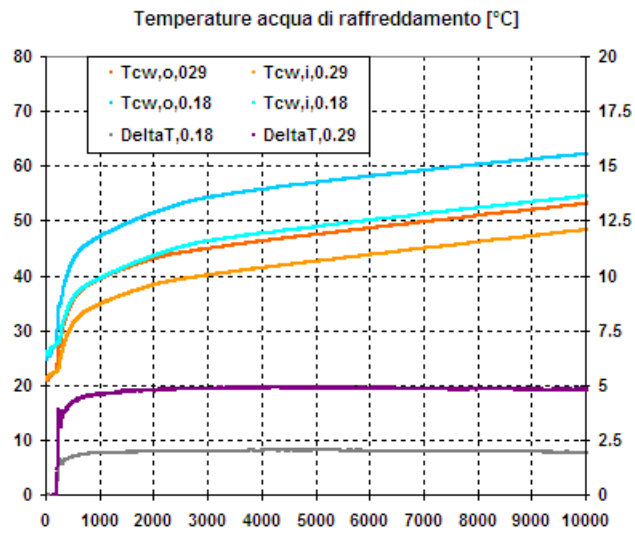


Figura 3-4 – Andamenti delle temperature dell' acqua di raffreddamento durante le prove sperimentali a 0.6 kW

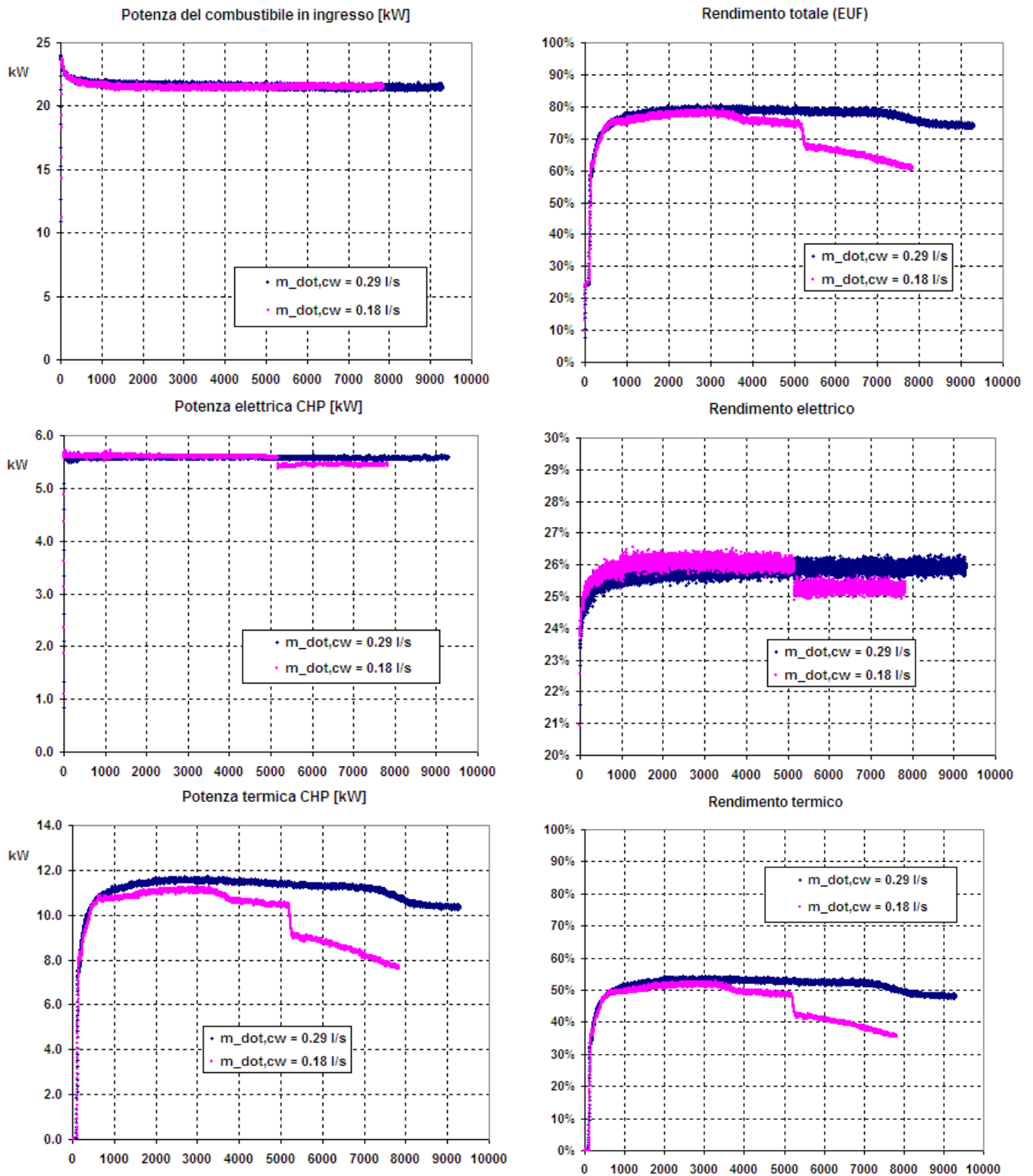


Figura 3-5 – Set di prove a carico nominale (5.6 kW): elaborazioni in funzione della portata di acqua di raffreddamento

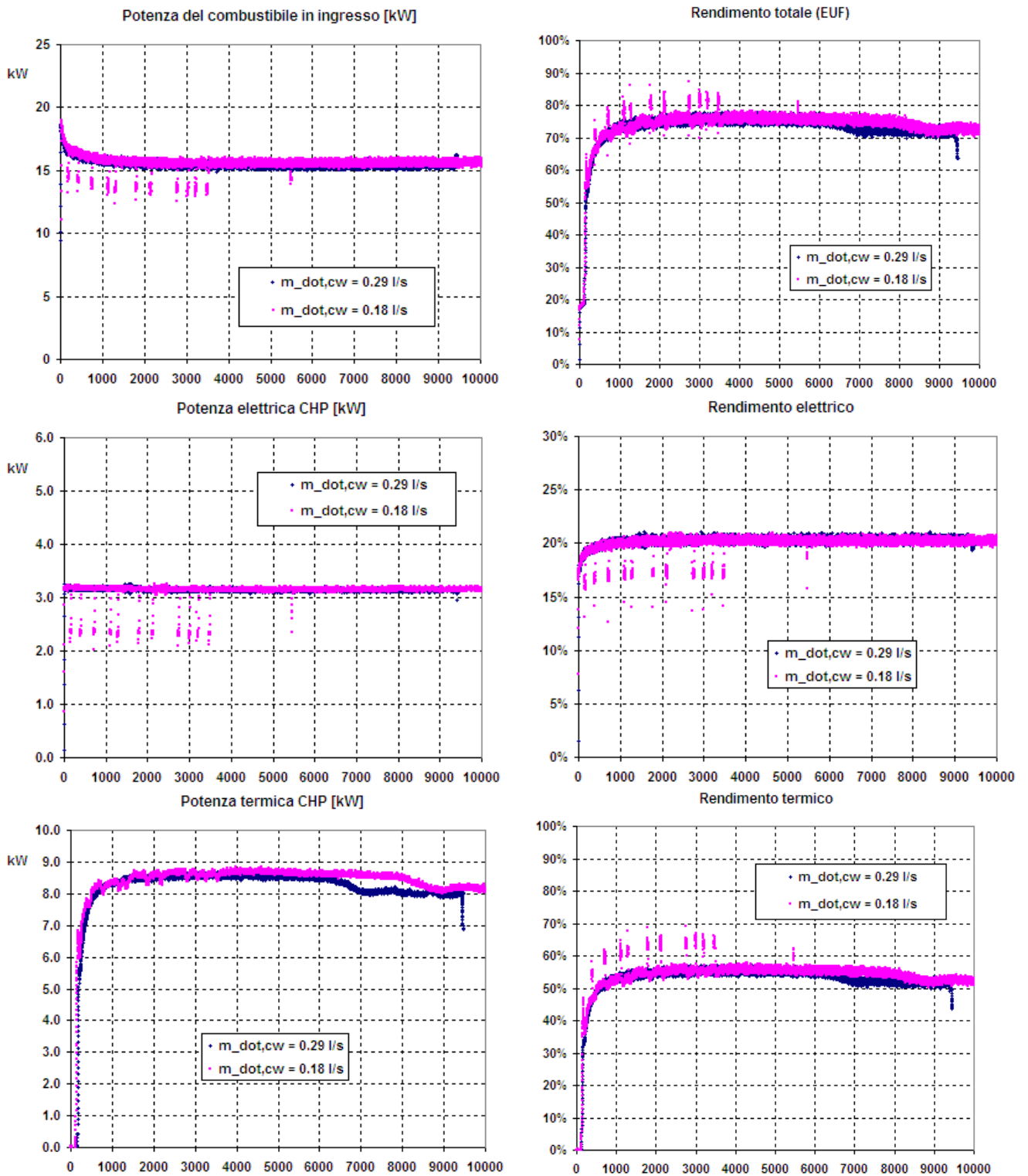


Figura 3-6 – Set di prove a carico parziale (3.1 kW): elaborazioni in funzione della portata di acqua di raffreddamento

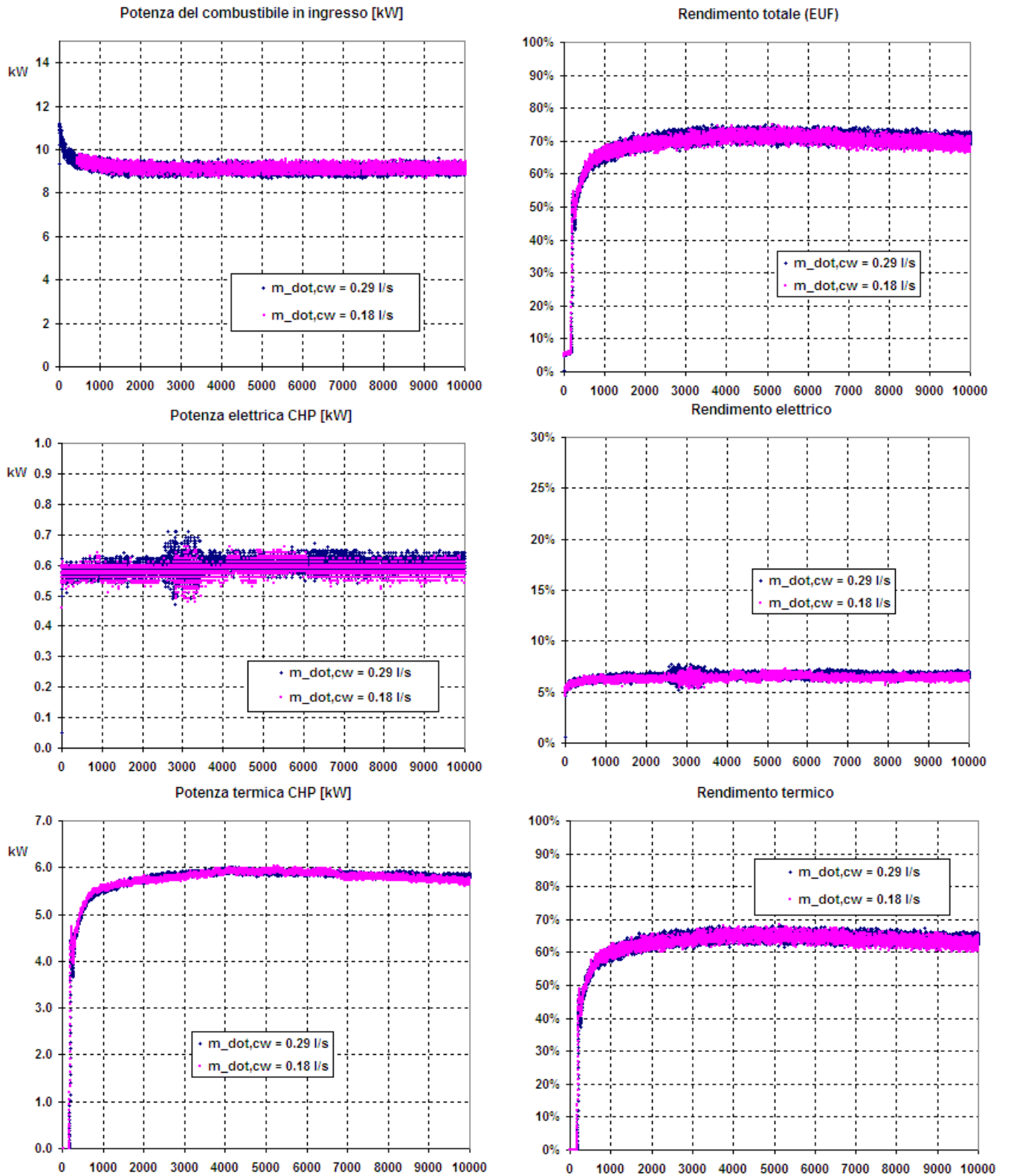


Figura 3-7 – Set di prove a carico parziale (0.6 kW): elaborazioni in funzione della portata di acqua di raffreddamento

Si riportano in Figura 3-8 gli andamenti dei rendimenti elettrico, termico e totale, al variare del grado di parzializzazione dell'unità ($P_{el} / P_{el,nom}$).

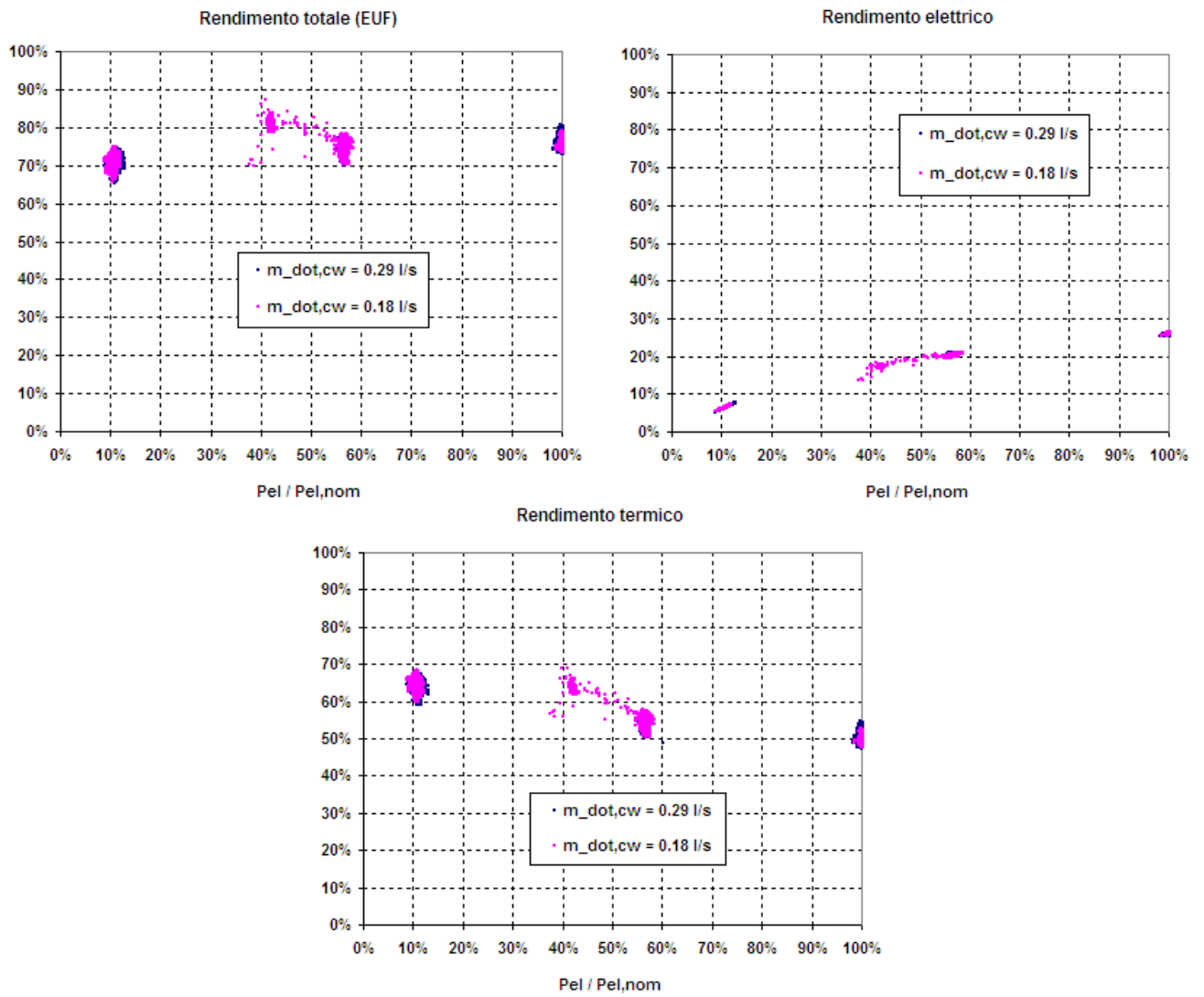


Figura 3-8 – Valutazione delle performance ai carichi parziali e in funzione della portata di acqua di raffreddamento

4. Elaborazioni dati Modello 4

I dati riportati all'interno di questa sezione sono stati forniti dal produttore dell'unità identificata come Modello 4. L'unità è un micro-cogeneratore con motore a combustione interna da 1.0 kWel il quale lavora unicamente a punto fisso e pari al 100% della sua potenzialità massima, non è previsto il funzionamento in regime parzializzato. In Tabella 4-1 se ne riportano i dati nominali di funzionamento.

Tabella 4-1 – Dati nominali di funzionamento forniti dal produttore del Modello 4

Grandezza	Valore
Potenza elettrica [kW]	1.0
Potenza introdotta con il combustibile [kW]	3.8
Potenza termica totale con acqua a 75°C [kW]	2.5
Temperatura dei gas di scarico	<90 °C
Portata dei gas di scarico	1.45 g/s
Rendimento elettrico [%]	26.3%
Rendimento termico [%]	65.7%
Efficienza globale [%]	92.0%

5. Analisi comparative

Nella presente sezione si intende effettuare un'analisi comparativa delle performance delle diverse unità oggetto di indagine. In particolare, si riportano in Figura 5-1 i confronti fra i rendimenti delle macchine.

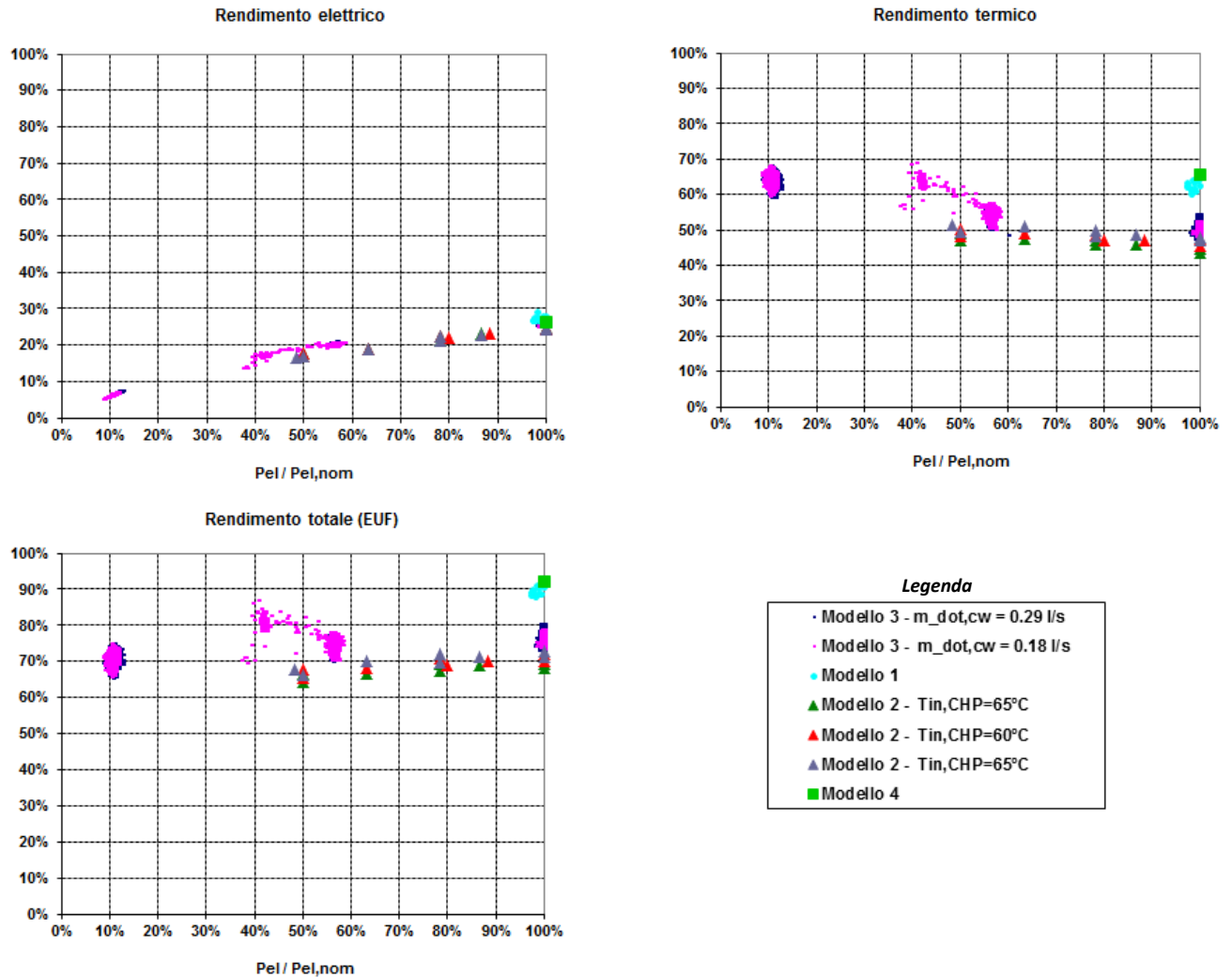


Figura 5-1 – Analisi comparativa delle performance delle macchine oggetto di indagine

Si denotano gli andamenti tipici di rendimento elettrico decrescente al diminuire del carico, mentre il rendimento termico aumenta. Il rendimento totale si mantiene all'incirca costante.

Le mappe così elaborate sono state interpolate e utilizzate, in forma adimensionale, per creare le look-up tables da inserire all'interno del programma Matlab Simulink di simulazione di cogeneratori di piccola taglia.

L'interpolazione effettuata è mostrata in Figura 5-2.

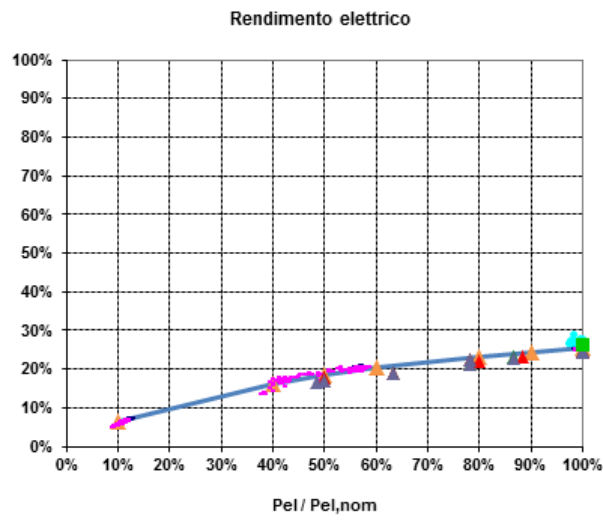


Figura 5-2 – Interpolazione sui dati di rendimento elettrico delle macchine oggetto di indagine

Parte A2 – Acquisizione dati sperimentali di funzionamento pompa di calore a gas GHP

1. Considerazioni preliminari

Le pompe di calore sono macchine frigorifere a compressione di vapore saturo, capaci cioè di trasferire energia termica da una sorgente a temperatura più bassa (acqua, aria, suolo) ad una a temperatura più alta, utilizzabile dall'uomo, con l'apporto di lavoro esterno.

In funzione della tipologia dell'alimentazione, le pompe di calore possono essere distinte in:

- elettriche a compressione (largamente le più diffuse);
- ad assorbimento;
- alimentate da motore a combustione interna/esterna

Le pompe di calore possono essere utilizzate:

- in inverno: il calore a bassa T attinto dalla sorgente fredda (aria esterna, acqua di falda) viene elevato di temperatura e riversato nel circuito di riscaldamento;
- in estate: il calore a bassa T attinto dalla sorgente fredda (ambiente da refrigerare) viene riversato alla sorgente a più alta temperatura esterna: acqua di pozzo, di torre, aria, ecc...

Come detto, se il funzionamento è di tipo reversibile, l'unità può funzionare anche come macchina frigorifera: tramite una valvola a 4 vie è possibile commutare il funzionamento da invernale a estivo, ottenendo l'inversione del ciclo tramite l'inversione del funzionamento degli scambiatori (evaporatore e condensatore). I componenti principali dell'impianto frigorifero sono illustrati in Figura 1-1. L'impianto è costituito da quattro organi, un compressore, da un evaporatore, da un condensatore e da un organo di espansione.

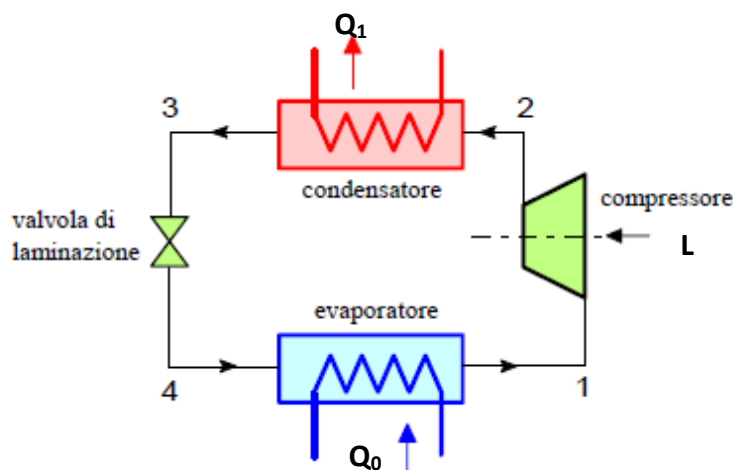


Figura 1-1 – Schema di una pompa di calore

Il ciclo lavora fra due pressioni, quella superiore (dei punti 2 e 3) e quella inferiore, dei punti 4 e 1. Le trasformazioni sono rappresentate nel diagramma T-S in Figura 1-2.

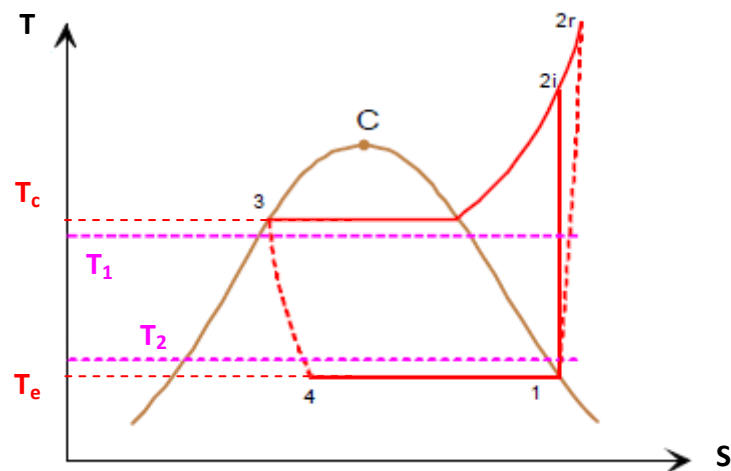


Figura 1-2 – Ciclo frigorifero standard a compressione di vapore nel piano T-S con compressione reale

Poiché il fluido frigorifero deve asportare calore dalla sorgente fredda, la sua temperatura inferiore T_e deve essere leggermente inferiore a quella della sorgente fredda stessa, T_2 . Per lo stesso motivo, dovendo il fluido cedere calore alla sorgente calda, la sua temperatura superiore T_c deve essere leggermente superiore a quella della sorgente calda stessa, ovvero T_1 . Si ha quindi:

$$\Delta T \text{ fluido freddo} = T_2 - T_e$$

$$\Delta T \text{ fluido caldo} = T_c - T_1$$

Il COP della macchina che realizza il ciclo indicato si esprime come:

$$\text{COP} = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_0 + L}{L} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Il valore teorico di COP massimo, relativo al ciclo di Carnot inverso, è dato da:

$$\text{COP} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

Dove T_1 è la temperatura dell'energia resa e T_2 è la temperatura della sorgente fredda. Nel caso ideale (scambiatore di calore di superficie infinita), si può assumere $T_e = T_2$ e $T_c = T_1$. Si evince pertanto come il rendimento di una pompa di calore sia inversamente proporzionale alla differenza di temperatura tra l'ambiente da riscaldare e la sorgente di energia; maggiore è la differenza fra le due temperature, meno efficiente è il sistema.

Nel funzionamento estivo il refrigeratore sottrae calore all'ambiente da raffrescare compiendo il lavoro L . Si definisce un EER (dall'inglese Energy Efficiency Ratio) pari al rapporto tra l'energia frigorifera fornita all'ambiente climatizzato Q_0 , e l'energia elettrica assorbita:

$$\text{EER} = \frac{Q_0}{L}$$

Nella realtà il COP non è definito per prefissate condizioni di riferimento, ma esso deve essere verificato sulla base delle condizioni reali di funzionamento (Figura 1-3, andamento del COP per una pompa di calore acqua – acqua, al variare della temperatura dell'acqua in uscita al condensatore). Infatti, il COP varia al variare delle temperature di evaporazione e di condensazione (ovvero, se ci si riferisce all'impianto, alle temperature della sorgente fredda e dell'utenza (pozzo caldo)).

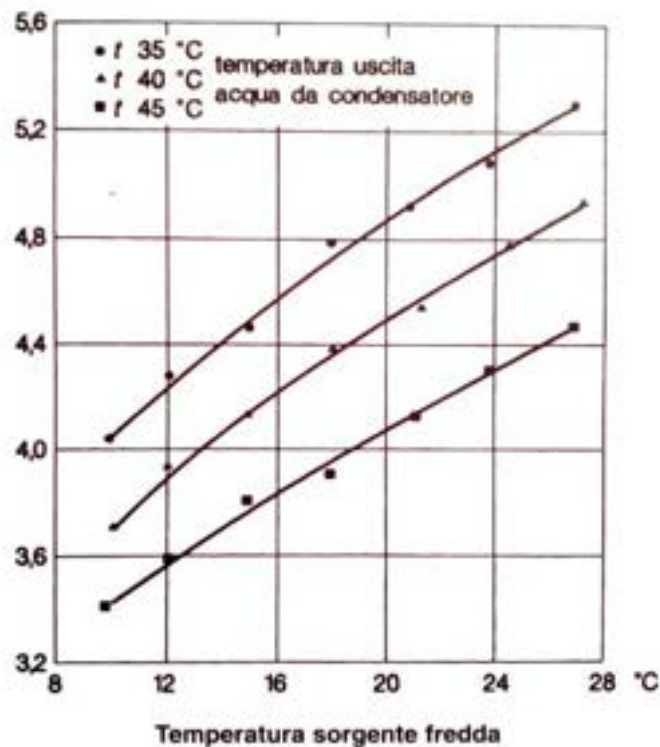


Figura 1-3 – Andamento del COP per una pompa di calore acqua (di falda) – acqua (pannelli radianti)

Si riporta in Figura 1-4 l'andamento del COP per una pompa di calore acqua – acqua, in funzione della temperatura di ingresso della sorgente fredda, e al variare della temperatura di uscita dell'acqua calda dalla pompa.

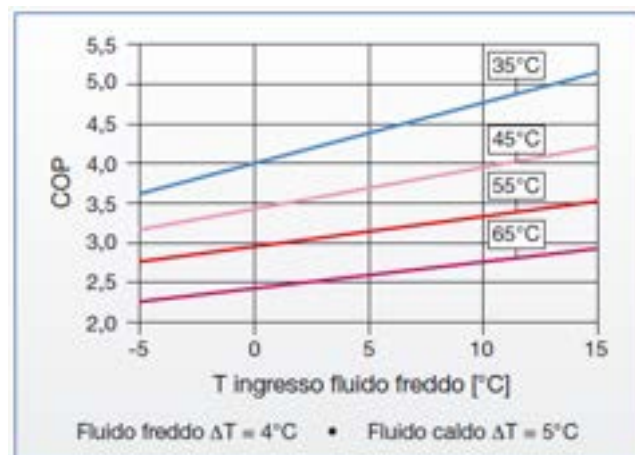


Figura 1-4 – Andamento del COP per una pompa di calore acqua – acqua (ΔT fluido freddo: 4°C; ΔT fluido caldo: 5°C¹)

In Figura 1-5 si riportano invece le elaborazioni condotte sui dati relativi a pompe di calore di calore Terra di IDM, valide per temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore pari a 35°C, e dove si ha:

- sorgente a 0°C: aria esterna;
- sorgente a 4°C: terreno;
- sorgente a 10°C: acqua freatica

¹ Fonte: periodico "Idraulica", nr. 33, dicembre 2007. Copyright Idraulica Caleffi.

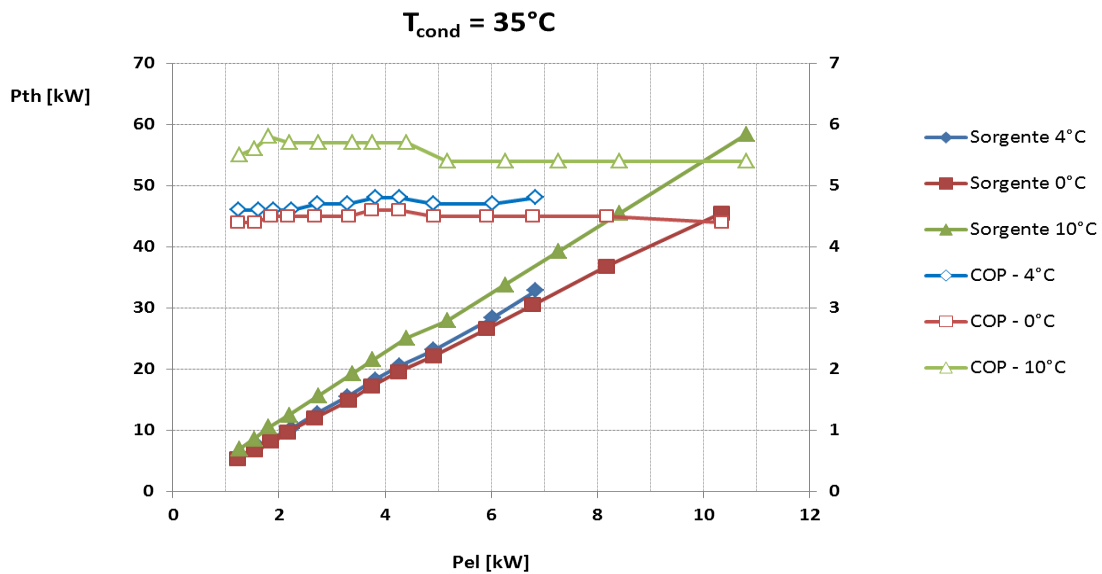


Figura 1-5 – Elaborazioni per pompe di calore di calore Terra di IDM (Allegato 1 – Scheda tecnica pompe di calore IDM – Terra). Temperatura di mandata al riscaldamento 35°C

S nota come la potenza elettrica in ingresso sia direttamente proporzionale alla potenza termica calda fornita. Il COP risulta essere poco influenzato dalla taglia della pompa considerata.

In Figura 1-6 si riportano invece le correlazioni condotte su pompe di calore aria – acqua Panasonic, in cui è mostrato il COP e la potenza termica rilasciata dalla pompa, al variare della temperatura dell’aria esterna, e per 5 diverse macchine rispettivamente di potenza pari a 7, 9, 12, 14, 16 kW. Anche queste valutazioni sono valide per una temperatura dell’acqua in uscita dal condensatore pari a 35°C.

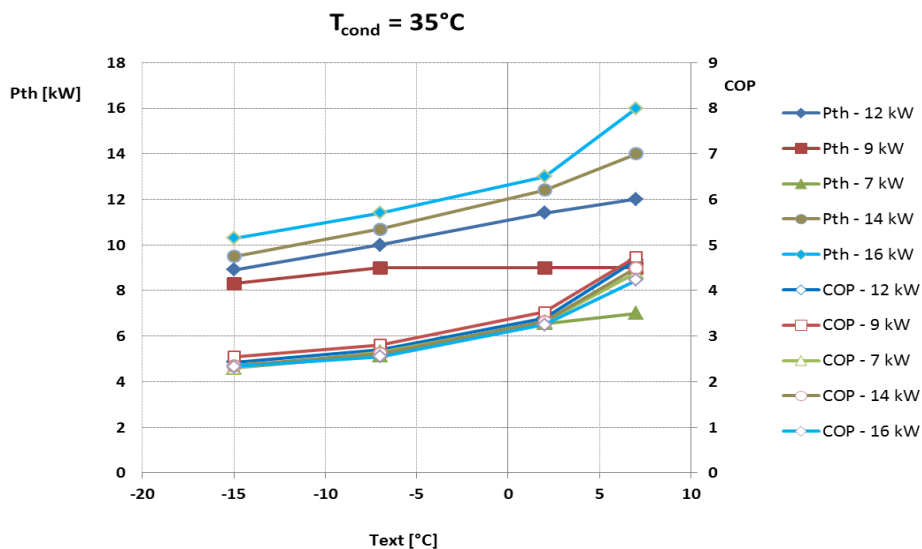


Figura 1-6 – Elaborazioni per pompe di calore di calore aria – acqua Panasonic (Allegato 2 – Scheda tecnica pompe di calore Panasonic). Temperatura acqua in uscita dal condensatore 35°C

In Figura 1-7 si riportano le correlazioni effettuate sulla pompa di calore aria - acqua MTA - Modello HAEevo. Essendo tale macchina reversibile, sono riportate le performance sia in assetto produttivo frigorifero, che in assetto di riscaldamento, al variare del salto termico sull’acqua, e della temperatura dell’aria esterna.

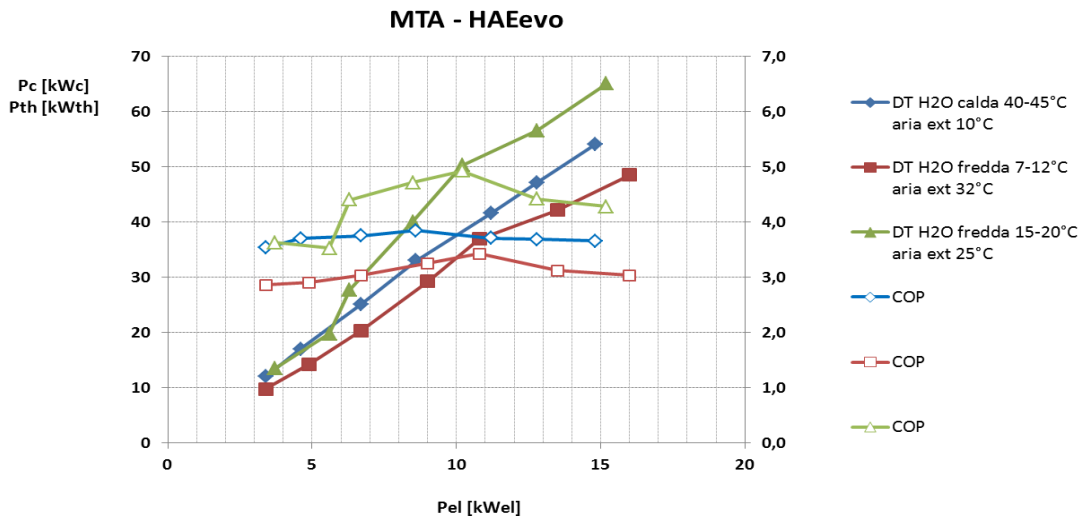


Figura 1-7 – Elaborazioni per pompe di calore di calore aria – acqua MTA HAEvo (Allegato 3 – Scheda tecnica refrigeratori e pompe di calore MTA). Temperatura di mandata al riscaldamento 45°C

Ulteriori valutazioni sono state condotte su unità Carrier. Nelle figure seguenti i riportano le unità analizzate, e le relative caratteristiche tecniche.

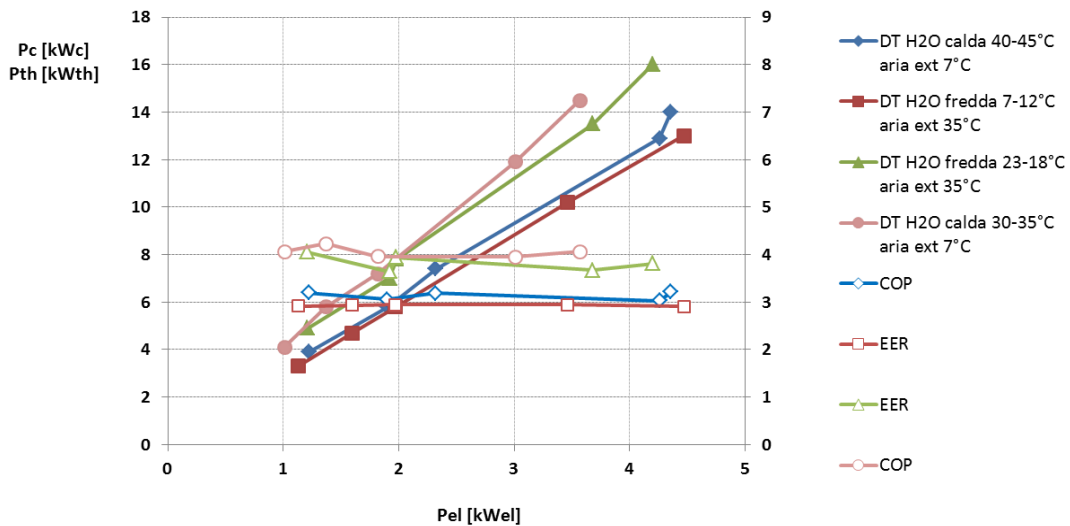


Figura 1-8 – Elaborazioni condotte su unità Carrier 30AWH 004-015 aria - acqua

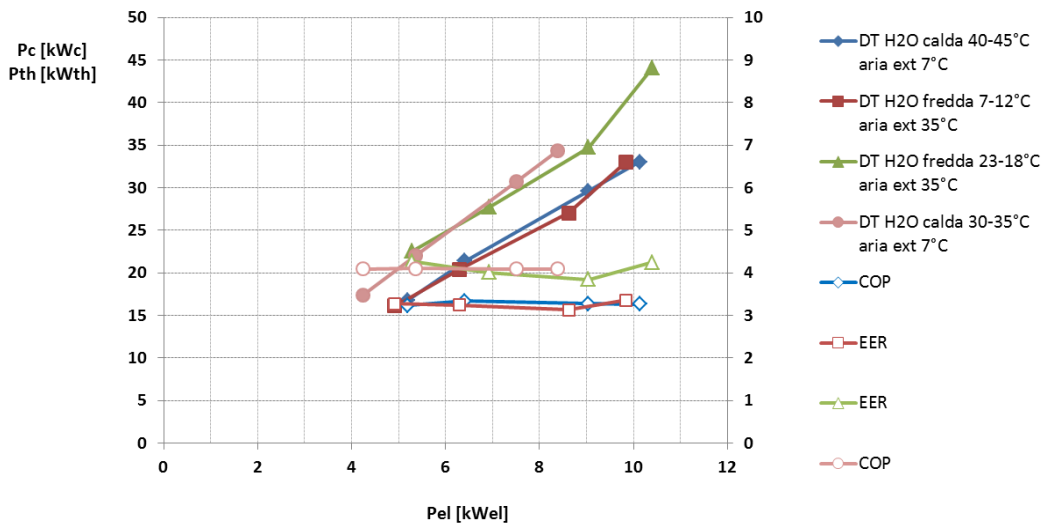


Figura 1-9 – Elaborazioni condotte su unità Carrier 30RB-RQ 17-33 aria - acqua

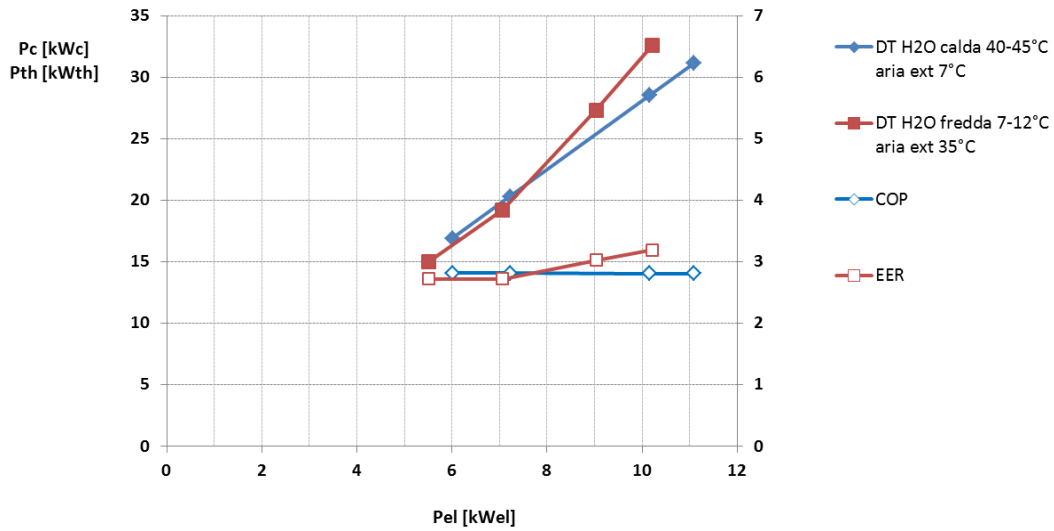


Figura 1-10 – Elaborazioni condotte su unità Carrier 30RQY 17-33 aria - acqua

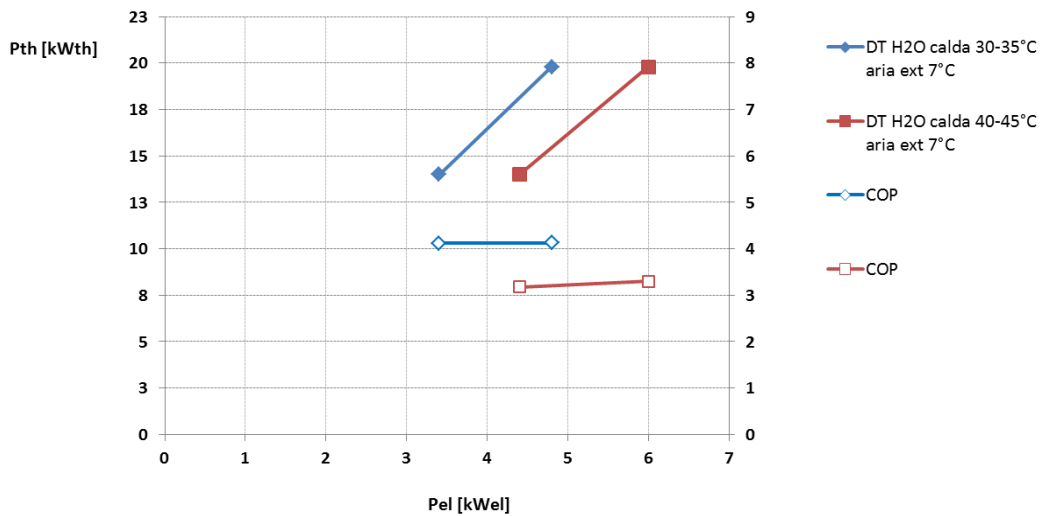


Figura 1-11 – Elaborazioni condotte su unità Carrier 61AF 014-019 aria - acqua

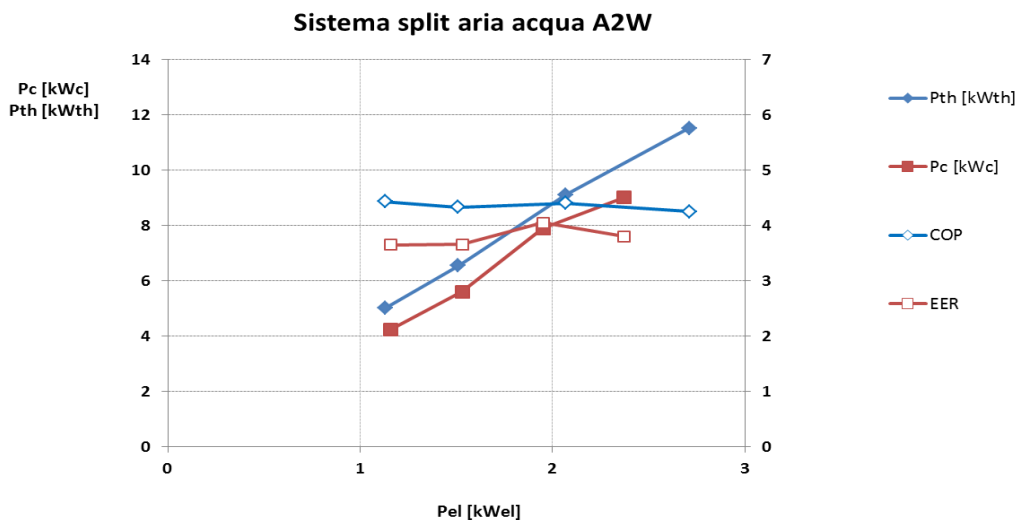


Figura 1-12 – Elaborazioni condotte su sistema Carrier split aria acqua A2W

2. Unità GHP

Nel presente capitolo viene presentata l'unità GHP, ovvero una unità costituita da un motore endotermico a gas naturale accoppiato ad una pompa di calore. Il motore endotermico provvede all'azionamento meccanico del compressore del circuito frigorifero per mezzo di una trasmissione a cinghia, mentre uno scambiatore dedicato consente di trasferire il calore recuperato dal motore e dai gas esausti al circuito frigorifero e/o alla produzione di acqua calda sanitaria (si vedano gli schemi funzionali riportati in Figura 2-1).

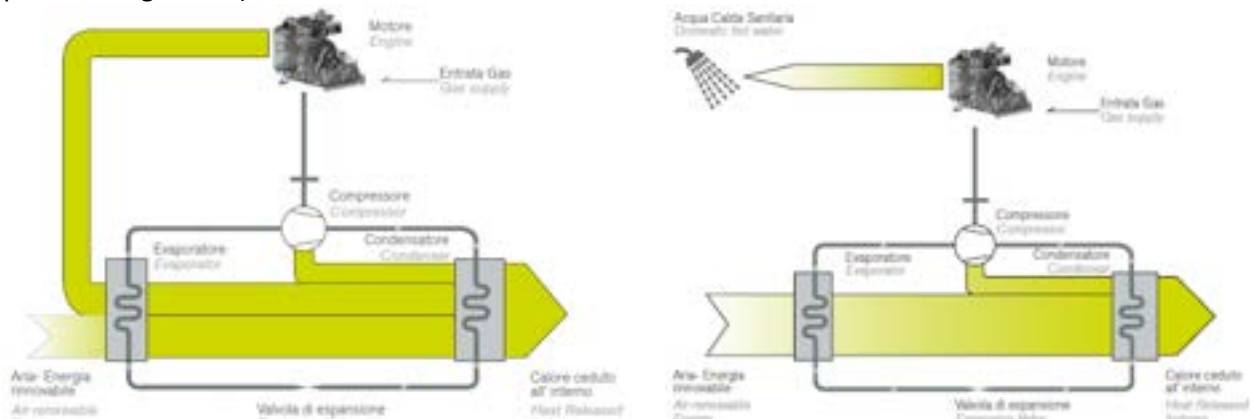


Figura 2-1 – Schemi funzionali di una unità GHP con utilizzo del recupero termico all'interno del ciclo frigorifero (sx) o per produzione di ACS (dx)

Dai dati forniti dai tecnici della casa costruttrice, si evidenziano i dati di performance riportati in Figura 2-2. Sono state considerate le unità aria – acqua 8-10-13-16-20-25 HP. In ascissa è riportata la potenza del combustibile introdotta nell'unità, mentre in ordinata le potenze termiche calda e fredda erogate dalla macchina, e il GUE complessivo.

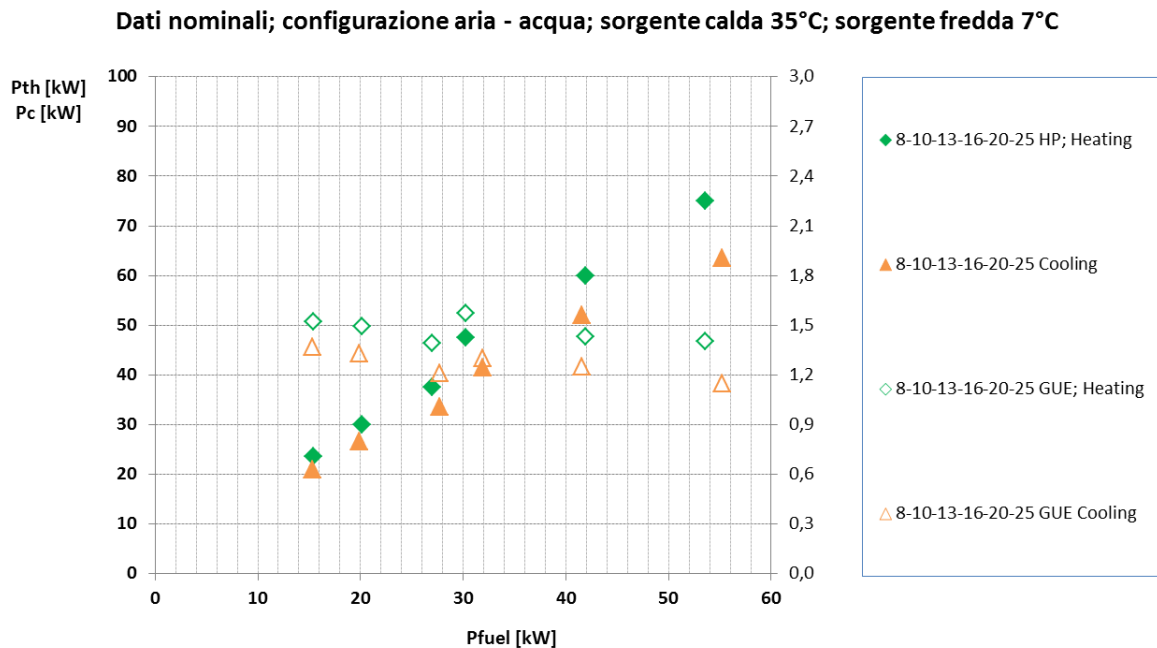


Figura 2-2 – Performance delle unità GHP 8-10-13-16-20-25HP

Il coefficiente GUE (Gas Utilization Efficiency) esprime il rapporto fra la potenza termica (o frigorifera) prodotta, e la corrispondente potenza del combustibile in ingresso all'unità.

Le condizioni di riferimento sono le seguenti:

- modalità di riscaldamento: $T_{\text{ext}} = 7^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{H}_2\text{O}} = 35^{\circ}\text{C}$;
- modalità di raffrescamento: $T_{\text{ext}} = 35^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{H}_2\text{O}} = 7^{\circ}\text{C}$

Per l'unità 16 HP sono anche stati forniti i dati di funzionamento ai carichi parziali, e al variare della temperatura esterna, con i valori previsti dalla prEN 14825 per le pompe di calore a compressione elettriche, ovvero +12, +7, +2, -7°C. per quanto concerne le temperature della sorgente calda, sono stati forniti i dati relativi ai seguenti due punti di funzionamento:

- 30 - 35 °C, poiché prescritto dalla UNI TS 11300 – 4.
- 40 - 45°C, poiché si tratta di un range di funzionamento particolarmente diffuso

Le elaborazioni sui dati forniti sono riportati in Figura 2-3, in Figura 2-4 in Figura 2-5.

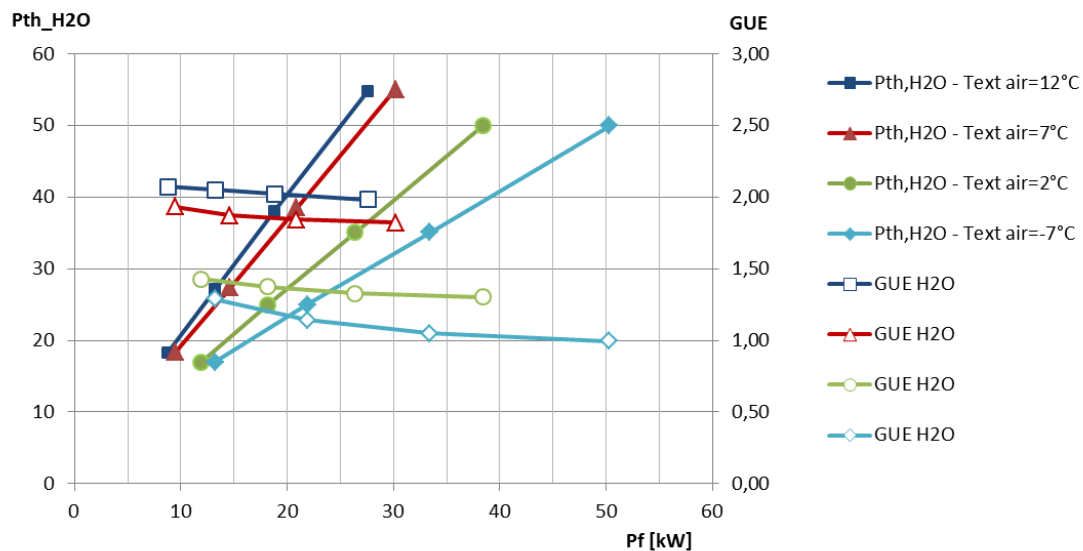


Figura 2-3 – Performance delle unità GHP 16 HP – modalità heating – $T_c=35^{\circ}\text{C}$

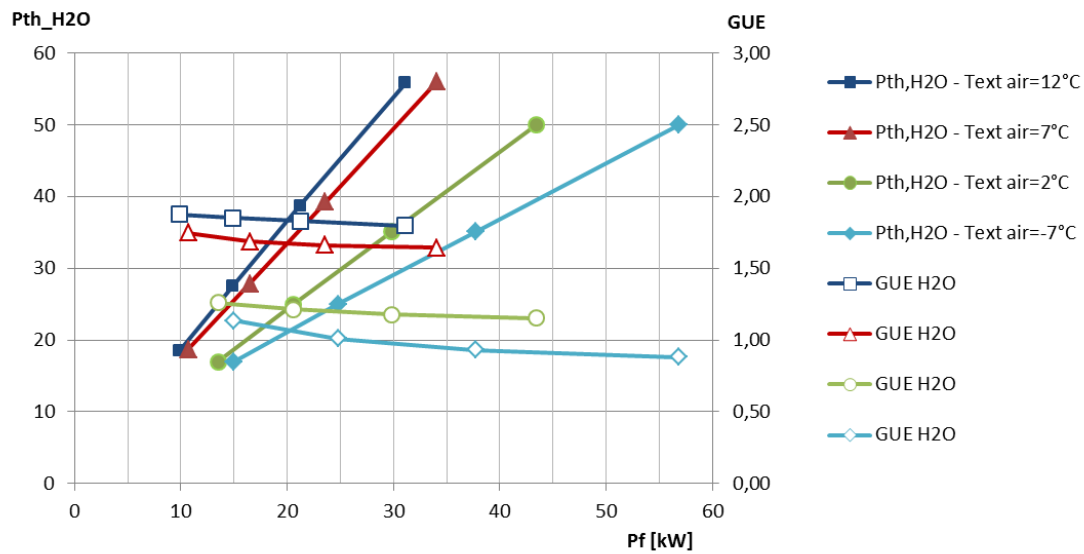


Figura 2-4 – Performance delle unità GHP 16 HP – modalità heating – $T_c=45^\circ\text{C}$

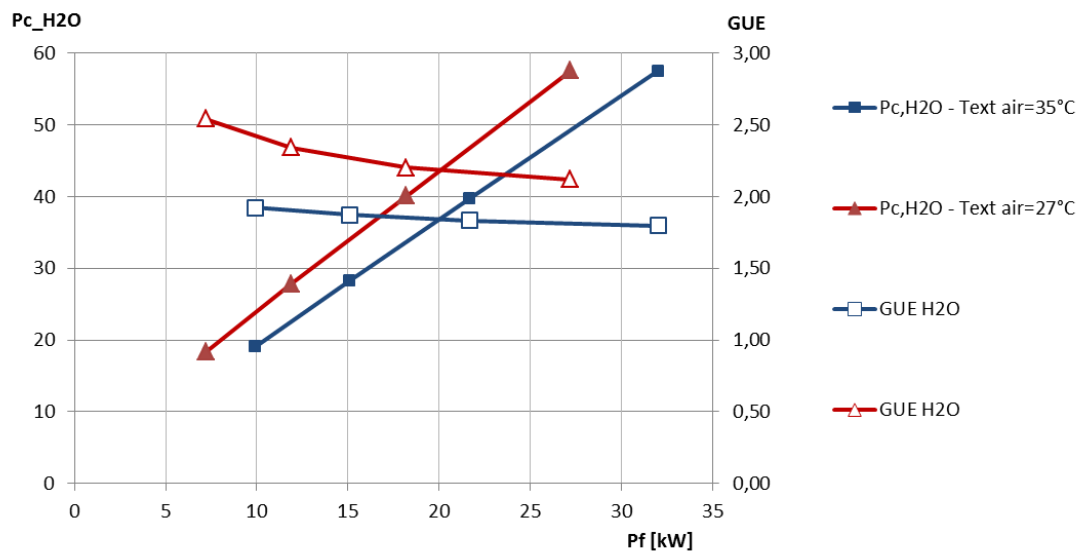


Figura 2-5 – Performance delle unità GHP 16 HP – modalità cooling – $T_e=7^\circ\text{C}$

Come si nota dai grafici, al diminuire della temperatura esterna aumentano i valori di energia primaria richiesti dalla macchina, e conseguentemente diminuiscono i valori di GUE. Le potenze termiche rese all'acqua denotano un andamento lineare con la potenza del combustibile introdotta, e l'effetto della diminuzione delle temperatura esterna fa sì che, a parità di potenza all'acqua calda, aumenti il combustibile richiesto dalla macchina.

Allegato 1 – Scheda tecnica pompe di calore IDM – Terra

Dati tecnici

Pompe di calore con evaporazione diretta

TERRA	5 D	7 D	9 D	11 D	13 D	15 D	18 D	20 D	23 D	28 D	33 D
Potenza riscaldamento a (4/W35 in kW)	5,7	7,4	8,7	10,3	12,8	15,5	18,3	20,5	23,1	26,3	32,8
Potenza riscaldamento a (4/W50 in kW)	5,5	7,1	8,4	9,8	12,2	14,6	17,5	19,7	22,4	27,1	31,3
Rendimento a (4/W35 in kW)	1,25	1,60	1,80	2,21	2,72	3,29	3,81	4,26	4,94	5,97	6,80
Potenza COP a (4/W35)	4,6	4,6	4,8	4,8	4,7	4,7	4,8	4,8	4,7	4,7	4,8

Pompe di calore - Sole

TERRA	5 S	7 S	8 S	10 S	12 S	15 S	17 S	19 S	22 S	26 S	30 S	37 S	45 S
Potenza riscaldamento a (8/W35 in kW)	5,4	6,8	8,3	9,7	12,0	14,9	17,2	19,6	22,1	26,6	30,5	36,8	45,5
Potenza riscaldamento a (8/W50 in kW)	5,2	6,6	8,0	9,4	11,5	14,3	16,8	18,7	21,2	25,9	29,9	36,5	44,7
Rendimento a (8/W35 in kW)	1,24	1,58	1,85	2,17	2,68	3,30	3,70	4,22	4,96	5,98	6,83	8,13	10,33
Potenza COP a (8/W35)	4,4	4,4	4,5	4,5	4,5	4,5	4,6	4,6	4,5	4,5	4,5	4,5	4,4

Pompe di calore compatte per acqua freatica

TERRA	7 W	9 W	11 W	13 W	16 W	19 W	22 W	25 W	28 W	33 W	39 W	45 W	58 W
Potenza riscaldamento a (10/W35 in kW)	6,9	8,6	10,5	12,5	15,7	19,3	21,5	25,1	27,9	33,8	39,2	45,4	58,4
Potenza riscaldamento a (10/W50 in kW)	6,6	8,3	10,1	11,7	14,8	18,3	20,4	23,9	26,9	32,8	38,1	43,8	56,4
Rendimento a (10/W35 in kW)	1,26	1,54	1,81	2,10	2,75	3,41	3,80	4,47	5,19	6,30	7,21	8,48	10,80
Potenza COP a (10/W35)	5,5	5,6	5,8	5,7	5,7	5,7	5,7	5,7	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4

Dati generali

Tensione nominale		400/500V												
Struttura di base		R 407 C												
Montaggio in mm	Larghezza	622	622	622	622	622	622	622	622	750	750	750	750*	750*
	Profondità	762	762	762	762	762	762	762	762	762	762	762	1100*	1100*
	Altezza	1160	1160	1160	1160	1160	1160	1160	1160	1260	1260	1260	1260*	1300*

Dati di rendimento:

(4/W35) = Temperatura del terreno 4°C, mandata riscaldamento 35 °C
 (4/W50) = Temperatura del terreno 4°C, mandata riscaldamento 50 °C
 (8/W35) = Temperatura mandata Sole 0°C, mandata riscaldamento 35°C

(8/W50) = Temperatura mandata Sole 0°C, mandata riscaldamento 50 °C
 (10/W35) = Temperatura mandata acqua freatica 10°C, mandata riscaldamento 35 °C
 (10/W50) = Temperatura mandata acqua freatica 10°C, mandata riscaldamento 50 °C

*Nella custodia di alluminio

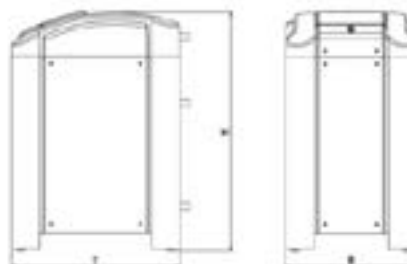
Le varianti dei modelli:

TERRA HGL:

Nei apparecchi sono già preinstallati lo scambiatore di calore supplementare per lo scarico dei gas surriscaldati, la rispettiva valvola di regolazione, la pompa di carico accumulo e la regolazione Multivalent.

TERRA:

Pompa di calore senza tecnologia HGL, con l'equipaggiamento di base, termostato massimale, lampade di controllo ed una regolazione di mandata come accessorio.



Allegato 2 – Scheda tecnica pompe di calore Panasonic

Massima efficienza anche a temperature estreme

La gamma Aquarea è stata appositamente progettata per fornire la massima efficienza anche a temperature estreme rispetto ai riscaldamenti elettrici o alle caldaie a gas

SDF/SDC/MDF/MDC	7 kW	9 kW	12kW	14 kW	16 kW
Capacità di riscaldamento a +7°C (kW)	7	9	12	14	16
COP a +7°C est. con uscita acqua a 35°C	4,4	4,74	4,67	4,5	4,23
Capacità di riscaldamento a +2°C (kW)	6,55	9	11,4	12,4	13
COP a +2°C est. con uscita acqua a 35°C	3,31	3,53	3,4	3,32	3,25
Capacità di riscaldamento a -7°C (kW)	5,15	9	10	10,7	11,4
COP a -7°C est. con uscita acqua a 35°C	2,65	2,81	2,7	2,62	2,55
Capacità di riscaldamento a -15°C (kW)	4,6	8,3	8,9	9,5	10,3
COP a -15°C est. con uscita acqua a 35°C	2,3	2,55	2,43	2,35	2,33

Condizioni:

Temperatura d'ingresso dell'acqua: 30°C.

Temperatura di uscita dell'acqua: 35°C

SXF/SXC/MXF/MXC	9 kW	12 kW
Capacità di riscaldamento a +7°C (kW)	9	12
COP a +7°C est. con uscita acqua a 35°C	4,74	4,67
Capacità di riscaldamento a +2°C (kW)	9	12
COP a +2°C est. con uscita acqua a 35°C	3,53	3,4
Capacità di riscaldamento a -7°C (kW)	9	12
COP a -7°C est. con uscita acqua a 35°C	2,81	2,7
Capacità di riscaldamento a -15°C (kW)	9	12
COP a -15°C est. con uscita acqua a 35°C	2,54	2,4

Condizioni:

Temperatura d'ingresso dell'acqua: 30°C.*

Temperatura di uscita dell'acqua: 35°C

*Specifiche provvisorie

Allegato 3 – Scheda tecnica refrigeratori e pompe di calore MTA

		M03	M05	M10	015	020	031	051	081	101	121	161	201	251	301	351	402	502	602	
TA_{Ext}	Potenza frigorifera (1)	kW	1,4	2,5	4,4	7,3	9,5	13,8	20,4	28,4	41,9	52,2	59,2	67,4	80,8	88,3	100,1	126,2	146,5	175,3
	Potenza assorbita (1)	kW	0,5	0,73	1,32	1,9	2,1	3,6	5,0	6,3	8,5	10,3	13,0	15,3	17,3	19,4	22,7	27,0	30,3	36,0
	Potenza frigorifera (2)	kW	0,9	1,8	3,2	5,0	6,6	9,9	14,4	21,0	30,8	38,5	43,6	49,8	59,2	65,7	73,5	92,6	106,6	129,3
TW_{Ext}	Potenza assorbita (2)	kW	0,52	0,77	1,36	1,7	2,0	3,4	4,9	6,7	9,0	10,8	13,5	16,1	18,2	20,4	23,9	28,9	32,5	38,2
	Potenza frigorifera (3)	kW	-	-	-	7,0	8,5	13,0	21,2	28,7	38,6	50,6	57,8	64,9	75,5	85,8	98,6	125,5	143,2	169,8
	Potenza assorbita (3)	kW	-	-	-	1,7	2,1	3,3	5,2	5,9	7,5	10,1	11,5	14,3	17,0	20,2	24,8	28,7	33,7	40,2
	Potenza frigorifera (4)	kW	-	-	-	5,1	6,2	10,6	15,6	21,9	30,9	39,8	44,5	52,1	60,8	67,0	75,9	96,6	112,0	133,3
HA_{Ext}	Potenza assorbita (4)	kW	-	-	-	1,5	1,9	3,1	4,5	5,8	7,5	10,0	11,4	13,8	16,4	19,4	24,5	28,1	32,6	38,9
	Potenza frigorifera (1)	kW	-	-	-	-	-	13,4	19,7	27,7	40,0	50,2	56,5	65,0	78,3	85,4	97,0	-	-	-
	Potenza assorbita (1)	kW	-	-	-	-	-	3,7	5,6	6,3	8,5	10,2	12,8	15,2	17,2	19,4	22,7	-	-	-
	Potenza frigorifera (2)	kW	-	-	-	-	-	9,7	14,2	20,3	29,2	36,9	42,1	48,5	57,2	63,8	71,7	-	-	-
	Potenza assorbita (2)	kW	-	-	-	-	-	3,4	4,9	6,7	9,0	10,8	13,5	16,0	18,2	20,4	23,9	-	-	-
	Potenza termica (5)	kW	-	-	-	-	-	12,0	17,0	25,1	33,0	41,5	47,1	54,0	65,1	76,1	86,7	-	-	-
	Potenza assorbita (5)	kW	-	-	-	-	-	3,4	4,6	6,7	8,6	11,2	12,8	14,8	17,2	19,7	24,2	-	-	-

Dati Generali

Refrigerante	-	R134a	R407C		R407C														
Alimentazione elettrica	V/Ph/Hz	230±10%/1/50			400±10%/3/50														
Classe di protezione	-	IP20	IP33		IP44					IP54									
Potenza totale installata (6)	kW	1,03	1,64	2,06	3,19	3,83	5,96	7,85	10,78	14,46	18,37	21,17	23,62	27,00	31,16	37,27	48,35	55,11	61,02
Compressori / Circuiti	N°	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	2/1	2/1	2/1	2/1	4/2	4/2	4/2

Modelli con raffreddamento ad aria

		1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	3	3	2	2	2	
Assiali	N° Ventilatori	N°	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	3	3	2	2	2	
	Potenza nominale (ciascuno)	kW	0,065	0,146	0,146	0,27	0,27	0,54	0,54	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	2,0	2,0	2,0	
	Portata aria totale	m ³ /h	900	2200	2100	3500	3100	6600	6200	8500	15100	13500	13500	16900	16300	22350	22350	45600	44000	42500
Centrifughi	Pressione sonora (7)	dB(A)	48,2	48,3	48,3	52,4	52,4	53,1	53,1	53,6	54,1	54,1	55,0	56,3	56,3	58,0	58,0	64,0	64,0	64,0
	N° Ventilatori	N°	-	-	-	-	-	1	1	2	2	2	3	3	3	3	2	2	2	
	Potenza nominale (ciascuno)	kW	-	-	-	-	-	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	5,5	5,5	5,5	
	Prevalenza utile	kPa	-	-	-	-	-	166	185	260	140	125	138	237	245	150	150	245	230	215
Centrifughi	Portata aria totale	m ³ /h	-	-	-	-	6900	6400	9200	13600	13500	12780	18200	17600	20145	20145	40000	40000	40000	
	Pressione sonora (7)	dB(A)	-	-	-	-	-	58,8	58,8	61,2	61,2	61,2	61,2	63,1	63,1	63,1	63,1	65,0	65,0	

Modelli con raffreddamento ad acqua

Portata acqua	m ³ /h	-	-	-	0,25/1,2	0,3/1,6	1,0/5,0	1,0/5,0	1,3/6,0	1,6/8,0	1,9/10,0	2,5/15,0	3,3/14,0	3,3/14,0	4,0/16,6	4,0/16,6	3,3/14,0	3,3/14,0	4,0/16,6
Attacchi acqua condensatore	in	-	-	-	3/4"	3/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	2"	2"	2"	2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"

Sezione pompa

P3	Portata acqua (nom. con ΔT 5°C / MAX)	m ³ /h	0,240/34	0,43/1,2	0,76/1,2	1,3/4,8	1,6/4,8	2,4/6	3,5/6	4,9/9,6	7,2/9,6	9,0/18	10,2/18	11,6/18	13,9/18	15,2/27	17,2/27	21,7/48	25,2/48	30,1/48
	Prevalenza utile (nom./min.)	bar	1,180/54	2,780/46	2,780/46	2,9/1,4	2,8/1,4	2,8/1,5	2,6/1,4	2,5/1,3	2,1/1,5	2,6/1,6	2,5/1,7	2,5/2,0	2,4/2,0	2,6/0,9	2,4/0,8	3,4/1,5	3,2/1,5	2,9/1,5
	Potenza nominale	kW	0,25	0,33	0,33	0,55	0,55	0,75	0,75	0,9	0,9	1,85	1,85	1,85	1,85	2,2	2,2	4	4	4
P5	Portata acqua (nom. con ΔT 5°C / MAX)	m ³ /h	-	-	-	1,3/4,8	1,6/4,8	2,4/4,8	3,5/4,8	4,9/13	7,2/13	9,0/13	10,2/13	11,6/30	13,9/30	15,2/30	17,2/30	21,7/48	25,2/48	30,1/48
	Available head pressure (nom./min.)	bar	-	-	-	5,2/2,9	5,1/2,9	4,9/3,1	4,2/3,2	4,9/2,8	4,6/3,1	4,2/3,1	4,0/3,2	4,6/1,8	4,4/1,8	4,3/1,9	4,0/1,8	5,1/3,0	4,9/3,0	4,6/3,0
	Potenza nominale	kW	-	-	-	1,1	1,1	1,1	1,1	2,2	2,2	2,2	2,2	4	4	4	4	7,5	7,5	7,5

Dimensioni (8)

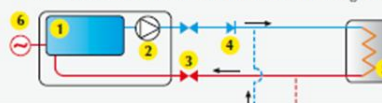
Larghezza	mm	325	575	575	560	560	660	660	760	760	760	760	866	866	866	866	1255	1255	1255
Profondità	mm	728	652	652	1266	1266	1310	1310	1860	1860	1860	1860	2240	2240	2240	2240	3294	3294	3294
Altezza	mm	540	805	805	810	810	1400	1400	1447	1447	1447	1447	2064	2064	2064	2064	2140	2140	2140
Peso in esercizio (con pompa P3)	kg	63	106	113	188	193	316	336	474	644	663	674	916	1008	1118	1134	1812	1847	1911
Volume serbatoio	l	8	25	25	60	60	115	115	140	255	255	255	350	350	350	500	500	500	500
Attacchi acqua evaporatore	in	1/4"	1/2"	1/2"	3/4"	3/4"	1"	1"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	2"	2"	2"	2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"

- Temperatura ingresso/uscita acqua evaporatore 20/15°C, temperatura aria esterna 15°C;
- Temperatura ingresso/uscita acqua evaporatore 12/7°C, temperatura aria esterna 31°C;
- Temperatura ingresso/uscita acqua evaporatore 20/15°C, temperatura ingresso/uscita acqua condensatore 40/45°C;
- Temperatura ingresso/uscita acqua evaporatore 12/7°C, temperatura ingresso/uscita acqua condensatore 40/45°C;
- Temperatura ingresso/uscita acqua condensatore 40/45°C, temperatura aria esterna 10°C;
- Unità con pompa P3 e regolatore controllo velocità ventilatore ON/OFF (se presente);
- Livello di pressione sonora in campo libero a 10m dall'unità lato condensatore e a 1,6m dal suolo;
- Per unità con alimentazione elettrica standard, ventilatori assiali, regolatore velocità ventilatore ON/OFF.

Modelli con raffreddamento ad aria funzionano ad una temperatura dell'aria esterna fino a 46°C (con temperatura dell'acqua di 12/7°C). Per i dati relativi al **TA_{Ext}** *Assia*, contattare MTA.


Tipica configurazione a circuito chiuso

I circuiti chiusi pressurizzabili necessitano sempre di un vaso d'espansione, per i refrigeratori installati in questi impianti è disponibile un kit di caricamento automatico che lo include ed è consigliato nel caso che due o più refrigeratori di uguale taglia siano installati in parallelo.



- Serbatoio di accumulo
- Pompa
- Valvola

Allegato 4 – Schede tecniche pompe di calore Carrier

Pompe di calore raffreddate ad aria


Caratteristiche fisiche						
30kW		004	006	008	012	015
Dati secondo le condizioni Eurovent LCP/A/CHP*						
Capacità di riscaldamento nominale	kW	4,1	5,8	7,2	11,9	14,5
Absorbimento elettrico	kW	1,01	1,37	1,82	3,01	3,57
CCP	kW/kW	4,05	4,26	3,95	3,94	4,06
Capacità di raffreddamento nominale	kW	6,9	7,0	7,8	13,5	16,0
Absorbimento elettrico	kW	1,21	1,32	1,58	3,68	4,20
EER	kW/kW	4,05	3,86	3,95	3,67	3,81
Dati secondo le condizioni Eurovent LCP/A/AC**						
Capacità di riscaldamento nominale	kW	3,9	5,8	7,6	12,9	14,0
Absorbimento elettrico	kW	1,22	1,90	2,32	4,26	4,36
CCP	kW/kW	3,2	3,06	3,33	3,03	3,21
Capacità di raffreddamento nominale	kW	3,3	4,7	5,8	10,2	13,0
Absorbimento elettrico	kW	1,13	1,60	1,97	3,46	4,47
EER	kW/kW	2,91	2,95	2,95	2,96	2,91
Prestazione carico parziale ESEER	kW/kW	4,5	4,6	4,4	4,3	4,4
Peso di servizio, unità con/ senza modulo idronico	kg	59/56	61/58	71/68	105/99	138/134
Refrigerante		R-410A	R-410A	R-410A	R-410A	R-410A
Compressore		DC twin-rotary con valvole espansione PMV				
Ventilatori		Ventilatori elicoidali				
Quantità/Diametro	mm	1/495	1/495	1/495	2/495	2/495

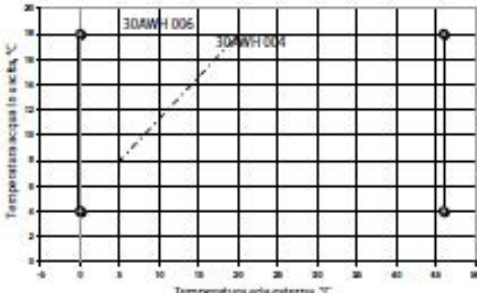
* Condizioni standard Eurovent LCP/A/CHP in modalità raffreddamento: temp. acqua in entrata/uscita dallo scambiatore di calore ad acqua 23°C/18°C, temp. aria esterna 35°C, fattore di sporcamento dello scambiatore di calore ad acqua 0,18 x 10⁻⁴ (m² K)/W.
 Condizioni standard Eurovent LCP/A/CHP in modalità riscaldamento: temp. acqua in entrata/uscita dallo scambiatore di calore ad acqua 30°C/35°C, temp. aria esterna 7°C bu/5°C bu, fattore di sporcamento dello scambiatore di calore ad acqua 0,18 x 10⁻⁴ (m² K)/W.
 ** Condizioni standard Eurovent LCP/A/AC in modalità raffreddamento: temp. acqua in entrata/uscita dallo scambiatore di calore ad acqua 17°C/7°C, temp. aria esterna 35°C, fattore di sporcamento dello scambiatore di calore ad acqua 0,18 x 10⁻⁴ (m² K)/W.
 Condizioni standard Eurovent LCP/A/AC in modalità riscaldamento: temp. acqua in entrata/uscita dallo scambiatore di calore ad acqua 40°C/45°C, temp. aria esterna 7°C bu/5°C bu, fattore di sporcamento dello scambiatore di calore ad acqua 0,18 x 10⁻⁴ (m² K)/W.

Dati elettrici						
30kW		004	006	008	012	015
Alimentazione	V-ph-Hz	230-1-50	230-1-50	230-1-50	230-1-50	230-1-50
Valori di tensione	V	198-264	198-264	198-264	198-264	198-264
Corrente a pieno carico	A	7,2	11	14	23	30
Aspettaggio massimo del fusibile	A	10	16	16	25	25
Sezione del cavo di alimentazione principale	mm ²	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5

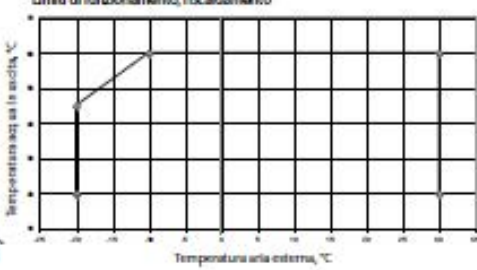
Dimensioni, mm


	004	006	008	012	015
Altezza (C)	871	871	871	1363	1363

Limiti di funzionamento, raffreddamento



Limiti di funzionamento, riscaldamento





30AWH 004-015

19

42

Refrigeratori e pompe di calore raffreddati ad aria



Caratteristiche fisiche

		30RB				30RQ				
		017	021	026	033	017	021	026	033	
Dati riferiti alle condizioni Eurovent LCP(A)AC*										
Potenzialità frigorifera nominale, unità standard	kW	16,5	21,6	27,6	33,6	16,1	20,4	27	33	
Potenza assorbita nominale	kW	5,25	6,64	8,52	9,74	4,92	6,3	8,62	9,84	
EER	kW/kW	3,15	3,25	3,24	3,45	3,28	3,24	3,13	3,36	
Efficienza a carico parziale (ESEER)	kW/kW	3,01	3,04	3,04	3,04	3,76	3,60	3,51	3,76	
Potenzialità di riscaldamento nominale standard	kW	-	-	-	-	16,8	21,4	29,6	33	
Potenza assorbita	kW	-	-	-	-	5,2	6,41	9,04	10,13	
COF	kW/kW	-	-	-	-	3,24	3,35	3,27	3,26	
Dati riferiti alle condizioni Eurovent LCP(A)CH**										
Potenzialità frigorifera nominale, unità standard	kW	-	-	-	-	22,5	27,7	34,7	41,1	
Potenza assorbita	kW	-	-	-	-	5,28	6,92	9,04	10,4	
EER	kW/kW	-	-	-	-	4,27	4	3,84	3,95	
Potenzialità di riscaldamento nominale, unità standard	kW	-	-	-	-	17,4	22	30,7	34,3	
Potenza assorbita nominale	kW	-	-	-	-	4,25	5,36	7,5	8,38	
COF	kW/kW	-	-	-	-	4,1	4,1	4,1	4,1	
Prod in funzione**										
Unità standard (con modulo idronico)	kg	189	208	255	285	206	223	280	295	
Unità standard (senza modulo idronico)	kg	173	170	237	262	191	208	262	277	
Compressori (tipo/numero)		Scroll/1	Scroll/1	Scroll/1	Scroll/1	Scroll/1	Scroll/1	Scroll/1	Scroll/1	
Ventilatori		Due, assiale a due velocità	Due, assiale a due velocità	Uno, assiale a due velocità	Uno, assiale a due velocità	Due, assiale a due velocità	Due, assiale a due velocità	Uno, assiale a due velocità	Uno, assiale a due velocità	
Contenitori d'acqua	l	1,32	1,9	2,78	2,85	-	-	-	-	
Unità standard										
Atacchi idraulici (MPT gas)	pol.	1	1	1-1/4	1-1/4	1	1	1-1/4	1-1/4	
Unità con modulo idronico*										
Pompa			Una, ad una velocità					Una, ad una velocità		
Volume del vaso di espansione	l	5	5	8	8	5	5	8	8	
Atacco di ingresso acqua	pol.	1-1/4	1-1/4	1-1/4	1-1/4	1-1/4	1-1/4	1-1/4	1-1/4	
Atacco di uscita acqua	pol.	1	1	1-1/4	1-1/4	1	1	1-1/4	1-1/4	
Corrente nominale assorbita in funzionamento*	A	3,30	3,40	3,40	3,60	3,30	3,40	3,40	3,60	
Livello di potenza sonora**	dB(A)	72	74	78	79	72	74	78	78	
Livello di pressione sonora	dB(A)	40	42	46	46	40	42	46	46	

* Condizioni di funzionamento Standard Eurovent LCP(A)AC in modalità di raffreddamento: temperatura di ingresso/uscita acqua dallo scambiatore refrigerante-acqua 12°C/7°C, temperatura dell'aria interna 25°C.
 ** Condizioni di funzionamento Standard Eurovent LCP(A)AC in modalità di riscaldamento: temperatura di ingresso/uscita acqua dallo scambiatore refrigerante-acqua 40°C/35°C, temperatura dell'aria interna 7°C/16°C.
 *** Condizioni di funzionamento Standard Eurovent LCP(A)CH in modalità di raffreddamento: temperatura di ingresso/uscita acqua dallo scambiatore refrigerante-acqua 27°C/18°C, temperatura dell'aria interna 25°C.
 **** Condizioni di funzionamento Standard Eurovent LCP(A)CH in modalità di riscaldamento: temperatura di ingresso/uscita acqua dallo scambiatore refrigerante-acqua 20°C/15°C, temperatura dell'aria interna 7°C/16°C.
 ***** Il peso indicato ha solo carattere informativo. Correttamente della carta di refrigeranti è indicata sulla targhetta di identificazione dell'unità.

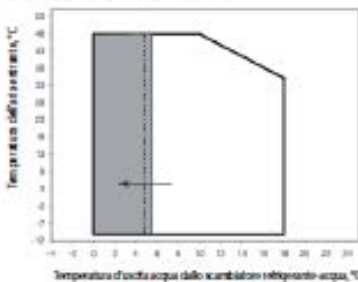
Dati elettrici

		017	021	30RB/RQ		033
				026	033	
Tensione nominale di alimentazione	V-ph-Hz			400-3-50		
Massima corrente di spunto (I _{sp})	A	25	36	118	118	118
Potenza massima assorbita*	kW	7,8	9,1	11	12,8	12,8
Corrente nominale assorbita dall'unità**	A	8	12	15	17	17
Corrente massima assorbita (I _{sp})***	A	13	16	20	24	24

* Potenza assorbita dai compressori e dai ventilatori alle condizioni di funzionamento limite (cioè con temperatura saturo di aspirazione pari a 17°C e temperatura saturo di condensazione equivalente 65°C) con tensione nominale di alimentazione di 400V (dati riportati sulla targhetta di identificazione dell'unità).
 ** Condizioni di riferimento Eurovent: temperatura di ingresso/uscita acqua dallo scambiatore refrigerante-acqua 12/7°C con temperatura di ingresso aria nello scambiatore refrigerante-aria pari a 35°C.
 *** Massima corrente assorbita con potenza assorbitabile in funzionamento con tensione di alimentazione nominale di 400V (valori riportati sulla targhetta di identificazione dell'unità).

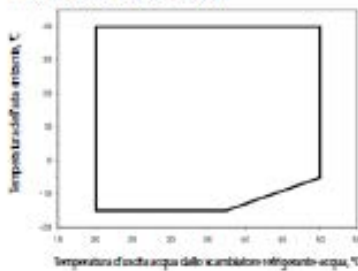
Campo di funzionamento

30RB/RQ (modalità di raffreddamento)



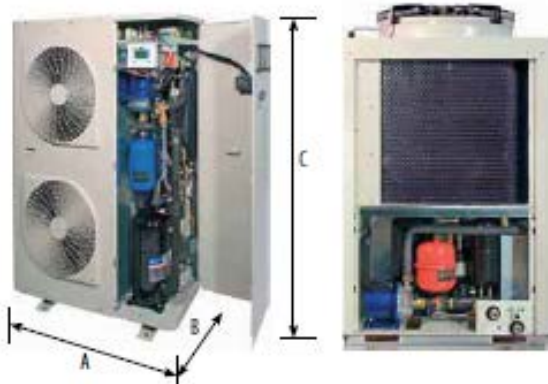
Campo di funzionamento per soluzione antigelo e configurazione Pro-Dialog

30RQ (modalità di riscaldamento)



Dimensioni, mm

	30RB solo freddo				30RQ pompa di calore			
	017	021	026	033	017	021	026	033
Altezza (C)	1579	1579	1790	1790	1579	1579	1790	1790
Lunghezza (A)	1136	1136	1002	1002	1136	1136	1002	1002
Profondità (B)	559	559	824	824	559	559	824	824



30RB-RQ 17-33



Refrigeratori e pompe di calore raffreddati ad aria



Caratteristiche fisiche

30RQY		017	021	026	033
Dati secondo le condizioni Eurovent LCPV/AC*					
Capacità di raffreddamento nominale, unità standard	kW	15,0	19,2	27,3	32,6
Potenza assorbita	kW	5,57	7,06	9,03	10,22
EER	kW/kW	2,72	2,72	3,03	3,19
Prestazione carico parziale (SEER)	kW/kW	3,04	2,98	3,35	3,52
Capacità di riscaldamento nominale, unità standard	kW	16,0	20,3	28,5	31,1
Potenza assorbita	kW	6,01	7,22	10,15	11,06
COP	kW/kW	2,81	2,81	2,81	2,81
Pesi in funzione**					
Unità standard (con modulo idronico)	kg	226	243	280	295
Unità standard (senza modulo idronico)	kg	211	228	262	277
Refrigerante	R-410A				
Compressore	Un compressore scroll				
Controllo	Pro-Dialog				
Ventilatori	Due ventilatori centrifughi a due velocità, pale reverse / Un ventilatore assiale a due velocità				
Flusso d'aria	l/s	1640	1640	3472	3472
Evaporatore	Uno scambiatore di calore a piastre				
Condensatore	Tubi in rame e alette in alluminio				
Unità con modulo idronico	Una pompa a velocità singola, filtro di protezione, vaso di espansione, flussostato, valvola di scarico diretto acqua, manometro, valvola automatica di sfogo dell'aria, valvole di sicurezza				
Assorbimento elettrico	kW	0,54	0,59	0,99	1,20
Corrente nominale d'impiego**	A	1,30	1,40	2,40	2,60

* Condizioni standard Eurovent LCPV/AC in modalità raffreddamento: temp. acqua in entrata/uscita dallo scambiatore di calore ad acqua, 12/7°C.
 Condizioni standard Eurovent LCPV/AC in modalità riscaldamento: temp. acqua in entrata/uscita dallo scambiatore di calore ad acqua, 40°C/45°C, temp. aria esterna 7°C bu/5°C fs.
 ** Corrente massima assorbita dell'unità alla massima potenza assorbita e 400V (dati indicati sulla targhetta dell'unità).

Dati elettrici

30RQY		017	021	026	033
Potenza assorbita					
Alimentazione nominale	V-Ph-Hz	400-3-50 ± 10%			
Controllo alimentazione circuito		24V con trasformatore interno			
Massima corrente di spunto (In)*	A	75	95	118	118
Potenza massima assorbita per unità**	kW	8,0	9,3	11,2	14,0
Potenza massima assorbita in funzionamento***	A	13	16	20	24

* Massima corrente di spunto istantanea (corrente rotore bloccato del compressore).
 ** Assorbimento elettrico, compressori e ventilatori, secondo i limiti di funzionamento dell'unità (temperatura di aspirazione saturata 10°C, temperatura di condensazione saturata 52°C) e tensione nominale di 400 V (dati indicati sulla targhetta dell'unità).
 *** Condizioni standard Eurovent: temperatura acqua in entrata/uscita dell'evaporatore 12°C/7°C, temperatura dell'aria interna 15°C.

Dimensioni, mm

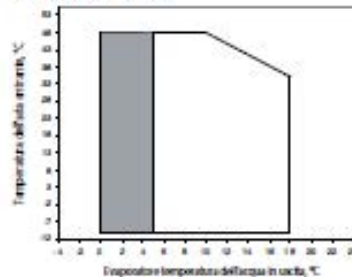
	A	B	C
30RQY 017-021	1135	584	1608
30RQY 026-033	1300	624	1829

Per gli spazi minimi di manutenzione fare riferimento al manuale specifico del prodotto.



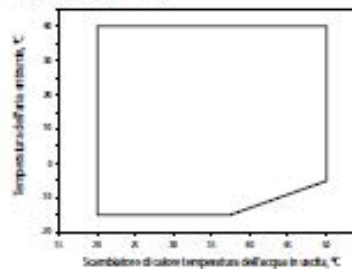
Campo di funzionamento

Modalità di raffreddamento



■ Campo di funzionamento per soluzione antigelo e configurazione Pro-Dialog

Modalità di riscaldamento



30RQY 17-33



Pompe di calore ad alta temperatura

Carrier

Caratteristiche fisiche

61AF		014-7	014-9	019
Potenzialità nominale riscaldamento*	kW	14,0	14,0	19,8
Potenza assorbita	kW	4,1	4,2	6,0
COF	kW/kW	3,2	3,3	3,3
Classe Eurovent, riscaldamento		A	A	A
Potenzialità nominale riscaldamento**	kW	14,0	14,0	19,8
Potenza assorbita	kW	3,4	3,4	4,8
COF	kW/kW	4,1	4,1	4,1
Classe Eurovent, riscaldamento		A	A	A
Peso in funzione***				
Unità standard, con modulo identico	kg	159	159	206
Unità standard, senza opzione modulo identico	kg	169	169	216
Compressore		Uno, 1 metro cubo 45,3 gh		
Refrigerante***		R407C		
Condensatori		Scambiatori a tubo bruciato ad espansione diretta		
Ventilatori		Asiali		
Quantità		2	2	2
Flusso d'aria	l/s	2050	2050	2000
Evaporatore		Tubi di rame con allettini all'anodo		

* Condizionatori standard Eurovent: temperatura acqua in entrata/uscita dell'evaporatore = 40°C/35°C, temperatura dell'aria esterna bufera = 7°C/5°C.
 ** Condizionatori standard Eurovent: temperatura acqua in entrata/uscita dell'evaporatore = 30°C/25°C, temperatura dell'aria esterna bufera = 7°C/5°C.
 *** Il peso indicato ha solo carattere informativo, l'entità della carica di refrigerante è indicata sulla targhetta di identificazione dell'unità.

Dati elettrici

61AF - Unità standard (senza modulo identico)		Senza pompa		Con pompa	
		014-7	014-9	014-7	014-9
Potenza assorbita					
Alimentazione nominale	V gh-Hz	230-1-50 ± 10%	400-3-50 ± 10%	400-3-50 ± 10%	230-1-50 ± 10%
Controllo alimentazione circuito		24V con trasformatore interno			
Massima corrente di spunto (In)*					
Unità standard	A	-	66	66	67
Unità con opzione starter elettronica	A	47	-	48	-
Fattore dell'unità di potenza al massimo della capacità**		0,82	0,82	0,82	0,82
Potenza massima assorbita per unità**	kW	6,41	5,96	6,62	6,10
Potenza nominale assorbita***	A	22,9	7,9	7,9	7,9
Potenza massima assorbita (In)***	A	30,7	10,8	10,8	10,8

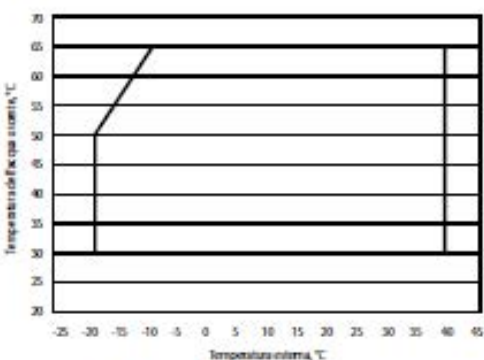
* Massima corrente istantanea di spunto a condizioni limite di funzionamento (massima corrente assorbita dal compressore (I) di grandezza minore, più corrente assorbita dai ventilatori, più corrente di spunto del compressore di grandezza superiore).
 ** Potenza assorbita dai compressori e dai ventilatori alle condizioni di funzionamento limite (più con temperatura saturo di aspirazione pari a 10°C e temperatura saturo di condensazione equivalente a 65°C) con tensione nominale di alimentazione di 400V (valori riportati sulla targhetta di identificazione dell'unità).
 *** Condizionatori standard Eurovent: temperatura acqua in entrata/uscita dell'evaporatore = 40°C/35°C, temperatura dell'aria esterna bufera = 7°C.
 **** Massima corrente assorbita con potenza assorbitabile in funzionamento con tensione di alimentazione nominale di 400V (valori riportati sulla targhetta di identificazione dell'unità).

Dimensioni, mm

61AF		014-7	014-9	019
Altezza (C)		1276	1276	1579
Lunghezza (A)		1103	1103	1103
Profondità (B)		333	333	539

Per gli spazi minimi di manutenzione fare riferimento al manuale specifico del prodotto.

Campo di funzionamento



— In condizioni di carico massimo



61AF 014-019



Sistema Heating



Sistema split aria-acqua	Solo riscaldamento				Riscaldamento e raffrescamento			
	BOAW1-II	BOAW1-III	BOAW1-IV	BOAW1-V	BOAW1-X	BOAW1-Y	BOAW1-Z	BOAW1-AA
	33AW20017	33AW20017	33AW20017	33AW11517	33AW20017	33AW20017	33AW20017	33AW11517
Unità esterna (HP)								
Potenza nominale di raffrescamento	kW	-	-	-	4,23	5,39	7,88	9,00
Potenza minima di raffrescamento	kW	-	-	-	0,76	1,03	2,15	2,46
Potenza massima di raffrescamento	kW	-	-	-	5,62	7,55	11,4	13,02
Assorbimento elettrico	kW	-	-	-	1,16	1,53	1,95	2,37
E.P.R.	W/W	-	-	-	3,65	3,65	4,05	3,80
Classe di rendimento energetico (modalità raffrescamento)		-	-	-	A	A	A	A
Potenza nominale di riscaldamento	kW	5,00	6,53	9,30	11,50	5,00	6,53	9,30
Potenza minima di riscaldamento	kW	1,17	0,86	1,41	1,77	1,17	0,86	1,41
Potenza massima di riscaldamento	kW	5,86	8,81	14,75	15,43	5,86	8,81	14,75
Assorbimento elettrico	kW	1,13	1,51	2,07	2,71	1,13	1,51	2,07
C.O.P.	W/W	4,41	4,32	4,40	4,24	4,41	4,32	4,40
Classe di rendimento energetico (modalità riscaldamento)		A	A	A	A	A	A	A

Unità interna	BOAW1--		BOAW2--	
	33AW20017	33AW20017	33AW20017	33AW11517
Portata d'acqua nominale	l/s	860	1118	1348
Portata d'acqua minima	l/s	688	894	1238
Portata d'acqua massima	l/s	1032	1342	1358
Potenza sonora (modalità raffrescamento)	dB(A)		27	27
Potenza sonora (modalità riscaldamento)	dB(A)		27	27
Dimensioni (h x l x p)	mm	780/580/360		1050/560/523
Peso	kg	40		80
Alimentazione	V-ph/Hz	230-1-50		230-1-50

Unità esterna (HP)		33AW20017	33AW20017	33AW20017	33AW11517
Tipi di compressori		TWIN ROTARY	TWIN ROTARY	TWIN ROTARY	TWIN ROTARY
Lunghezza massima tubazioni	m	50	30	70	70
Diluvio massimo	m	30	30	30	30
Senza carica	m	20	20	30	30
Portata d'aria (min/max)	l/sec	728	783	1658	1767
Portata d'aria (min/max)	m³/h	2620	2820	5870	6300
Prestazione sonora (modalità raffrescamento)	dB(A)	44	45	48	50
Potenza sonora (modalità raffrescamento)	dB(A)	64	65	68	70
Prestazione sonora (modalità riscaldamento)	dB(A)	44	48	49	50
Potenza sonora (modalità riscaldamento)	dB(A)	64	68	69	70
Dimensioni (h x l x p)	mm	690 x 900 x 320	820 x 900 x 320	1360 x 900 x 320	1360 x 900 x 320
Peso	kg	49	51	88	88
Accoppiamenti e cartella	pollici	1/4" - 1/2"	3/8" - 5/8"	3/8" - 5/8"	3/8" - 5/8"
Alimentazione	V-ph/Hz	230-1-50		230-1-50	

Modulo idronico combinato con CDU 5 kW e 6,5 kW									
Unità interna		BOAW100H	BOAW100X	BOAW102H	BOAW102X	BOAW104H	BOAW104X	BOAW106H	BOAW106X
Elemento riscaldante	kW	-	-	2	2	4	4	6	6
Elementi riscaldanti a complemento	kW	-	-	1x2	1x2	2x2	2x2	2x3	2x3
Numero massimo di zone di confort		1	1	1	1	1	1	1	1
Potenza degli elementi riscaldanti, kW		1,0	1,0	1,2	1,2	1,4	1,4	1,6	1,6
Collegamenti caldai supplementari		-	-	-	-	-	-	-	-
Solo riscaldamento	si	si	si	si	si	si	si	si	si
Riscaldamento e raffrescamento	si	si	si	si	si	si	si	si	si
Reversibile	-	si	-	si	-	si	-	si	-
Produzione di acqua calda per uso domestico		Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional

Modulo idronico con CDU da 9 kW e 11,5 kW									
Unità interna		BOAW200H	BOAW200X	BOAW204H	BOAW204X	BOAW206H	BOAW206X	BOAW208H	BOAW208X
Elemento riscaldante	kW	-	-	4	4	6	6	8	8
Elementi riscaldanti a complemento	kW	-	-	2x2	2x2	2x3	2x3	2x4	2x4
Numero massimo di zone di confort		2	2	2	2	2	2	2	2
Potenza degli elementi riscaldanti, kW		2,0	2,0	2,4	2,4	2,6	2,6	2,8	2,8
Collegamenti caldai supplementari		si	si	-	-	-	-	-	-
Solo riscaldamento	si	si	si	si	si	si	si	si	si
Riscaldamento e raffrescamento	si	si	si	si	si	si	si	si	si
Reversibile	-	si	-	si	-	si	-	si	-
Produzione di acqua calda per uso domestico		Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional	Optional



PARTE B

Programma di simulazione di una unità di μ -CHP e di una pompa di calore a gas GHP e validazione con dati reali

Indice

Introduzione	49
Parte B – Messa a punto dei programmi di simulazione e validazione con dati reali	50
1. Implementazione del modello di scambio sul posto	50
1.1. Normativa di riferimento	50
1.2. Modello Simulink.....	52
2. Modello di simulazione pompa di calore	54
2.1. Descrizione del modello	54
2.2. Validazione su dati reali	57
3. Modello di simulazione unità GHP	60
3.1. Descrizione del modello	60
3.2. Motore a combustione interna	62
3.3. Integrazione fra motore e pompa di calore	63
3.4. Validazione su dati reali	64
3.5. Esempio di simulazione	67

Indice delle figure

Figura 1-1 – Prezzo finale dell’energia nel caso di utente tipo domestico	51
Figura 1-2 – Media dei prezzi zonali orari per il mese di Aprile 2012 (€/MWh).....	51
Figura 1-3 – Modello Simulink di simulazione dello scambio sul posto	53
Figura 2-1 – Modello Simulink della pompa di calore	54
Figura 2-2 – Maschera per l’inserimento delle temperature delle sorgenti e dei salti termici	54
Figura 2-3 – Blocco di calcolo delle temperature di condensazione e di evaporazione del ciclo.....	54
Figura 2-4 – Diagramma p-h del fluido frigorigeno R134a	55
Figura 2-5 – Esempio di una simulazione del ciclo realizzato dal fluido R134a nel diagramma p-h.....	56
Figura 2-6 – Esempio di una simulazione del ciclo realizzato dal fluido R134a nel diagramma p-h.....	56
Figura 2-7 – Blocco di calcolo dei COP del ciclo.....	57
Figura 2-8 – Valori di COP per le pompe di calore Panasonic al variare della temperatura aria esterna.....	58
Figura 2-9 – Andamento dei salti di temperatura al variare temperatura esterna	58
Figura 3-1 – Modello dell’unità GHP	60
Figura 3-2 – Elementi costitutivi dell’unità GHP	61
Figura 3-3 – Interpolazione dei dati sperimentali dei micro-cogeneratori analizzati.....	62
Figura 3-4 – Conversione ed adimensionalizzazione dei dati interpolati	63
Figura 3-5 – Inserimento della mappa sperimentale interpolata del motore all’interno del modello	63
Figura 3-6 – Schema funzionale dell’integrazione fra cogeneratore e pompa di calore	64
Figura 3-7 – Maschere per l’inserimento dei parametri di configurazione del modello	66
Figura 3-8 – Posizionamento dei punti simulati per le unità GHP 8HP e 10 HP (dati nominali).....	67
Figura 3-9 – Andamento della temperatura all’interno dell’accumulo termico [°C].....	68
Figura 3-10 – Andamento della potenza termica recuperata dal motore [kW]	68
Figura 3-11 – Andamento della potenza termica erogata dalla pompa di calore [kW].....	69
Figura 3-12 – Ciclo di lavoro del fluido frigorigeno nel diagramma p-h	69

Introduzione

Il presente documento rappresenta la Parte B del Rapporto Finale delle attività svolte in seno all'Accordo di Collaborazione tra ENEA e Dipartimento Energia (DENERG) del Politecnico di Torino, per un'attività di ricerca dal titolo: *"Analisi teorico – sperimentale di sistemi di micro-cogenerazione"*.

Tale rapporto ha lo scopo di illustrare sinteticamente le ricerche svolte dal DENERG, che hanno portato alla modifica e ottimizzazione del modello dinamico di cogeneratore di piccola taglia (100-500 kW_{el}) sviluppato dal DENER per ENEA nell'ambito della precedente annualità di ricerca di sistema elettrico (2010-2011), per renderlo idoneo alla simulazione di sistemi di micro-cogenerazione (2-10 kW_{el}). E' stato inoltre sviluppato un modello per la simulazione del regime di Scambio sul Posto (SSP) come strumento di valorizzazione dell'energia elettrica prodotta.

È stato inoltre sviluppato un nuovo programma per la simulazione di pompe di calore, che è stato accoppiato al modello di cogeneratore di piccolissima taglia a gas, per simulare così il funzionamento di pompe di calore a gas GHP.

I modelli sviluppati sono quindi stati validati con i dati sperimentali ottenuti dalle attività di cui alla Parte A del Rapporto Finale.

Parte B – Messa a punto dei programmi di simulazione e validazione con dati reali

1. Implementazione del modello di scambio sul posto

1.1. Normativa di riferimento

E' stato implementato il modello che permette di valutare il contributo in conto scambio, previsto dallo scambio sul posto, come da Deliberazione ARG/elt n.74/08 (TISP)². Tale contributo risulta applicabile al modello di cogeneratore di piccola taglia, poiché la Deliberazione prevede che ne possano beneficiare, dietro richiesta, gli impianti di cogenerazione ad alto rendimento di potenza fino a 200 kW.

Dall'analisi della normativa vigente, si evince che lo scambio sul posto consiste in una particolare forma di "autoconsumo in sito" dell'energia elettrica, mediante la quale l'energia prodotta e immessa in rete può essere prelevata e autoconsumata in un tempo differente da quello in cui si realizza la produzione. Il sistema elettrico è utilizzato come strumento per l'immagazzinamento dell'energia elettrica prodotta e non istantaneamente autoconsumata. In particolare, dal 1° gennaio 2009, anziché calcolarsi su di un saldo fisico su base annuale tra l'energia elettrica immessa e l'energia elettrica prelevata, il meccanismo prevede una compensazione economica di quanto inizialmente pagato dall'utente in fase di prelievo energetico.

La compensazione dell'energia immessa in rete viene calcolata sul principio di:

- a) valorizzare l'energia elettrica immessa, nei limiti del valore dell'energia elettrica prelevata, ma al netto delle tasse e degli oneri per l'accesso alla rete;
- b) restituire, per una quantità di energia elettrica prelevata al più pari a quella immessa (energia "scambiata"), alcuni oneri di accesso alla rete, ovvero le componenti variabili, espresse in €cent/kWh, relative alla tariffa di trasmissione, alla tariffa di distribuzione, al dispacciamento e agli oneri generali (componenti A e UC).

A titolo di esempio, in Figura 1-1 è illustrata la composizione del prezzo di una bolletta domestica tipo, con indicazione di quali componenti del prezzo finale dell'energia prelevata dalla rete vengano rimborsate attraverso il contributo riconosciuto a fine anno dal GSE all'utente dello scambio sul posto.

Si noti che l'Iva è rimborsata nel contributo in conto scambio nei soli casi di clienti finali non dotati di partita Iva.

Mentre la compensazione economica di cui alla lettera a) deriva dalla valorizzazione dell'energia elettrica immessa in rete, la restituzione dei corrispettivi tariffari di cui alla lettera b) rappresenta il vero e proprio incentivo intrinseco nello scambio sul posto. E' come se l'energia elettrica immessa in rete e successivamente ri-prelevata fosse stata prodotta e autoconsumata istantaneamente senza utilizzare la rete (mentre nella realtà tale rete è stata utilizzata). Ciò significa che i costi non sostenuti dai soggetti che richiedono lo scambio sul posto rimangono in capo a tutti gli utenti del sistema elettrico.

² <http://www.autorita.energia.it/allegati/docs/08/074-08arg.pdf>



Figura 1-1 – Prezzo finale dell'energia nel caso di utente tipo domestico

Operativamente, per calcolare il contributo da erogare nell'ambito dello scambio sul posto, il GSE svolge una serie di calcoli, di seguito sintetizzati:

1. Il GSE associa all'energia elettrica immessa un controvalore C_{Ei} , espresso in Euro, pari al prodotto tra la quantità di energia elettrica immessa ed il prezzo zonale orario³. Il prezzo zonale orario varia a seconda dell'ora e del giorno di immissione, nonché della zona geografica dove sorge l'impianto. A titolo di esempio, il prezzo zonale orario medio per il mese di Aprile dell'anno 2012, per le diverse zone geografiche, è riportato in Figura 1-2:

APRILE 2012			
Zona Centro Nord			
Fascia	F1	F2	F3
Prezzo Medio	77,71	80,64	60,88
Zona Centro Sud			
Fascia	F1	F2	F3
Prezzo Medio	75,27	77,89	57,46
Zona Nord			
Fascia	F1	F2	F3
Prezzo Medio	76,46	79,66	59,49

Figura 1-2 – Media dei prezzi zonali orari per il mese di Aprile 2012 (€/MWh)

Quindi, ad esempio, un impianto di cogenerazione al Nord Italia che ha immesso energia elettrica in rete tra le 8 e le 19 (fascia F1) di un giorno feriale di Aprile, ha avuto diritto ad un controvalore economico pari, in media, a 7,646 €cent per ogni kWh immesso in quella fascia oraria. La quantità di energia elettrica immessa è quella rilevata dai misuratori, maggiorata del 10,8% nel caso di connessioni in BT (Bassa Tensione) e del 5,1% nel caso di connessioni in MT (Media Tensione), al fine di tenere conto delle minori perdite di rete.

2. Il GSE calcola la somma delle componenti tariffarie rimborsabili CUS espressa in €cent/kWh, limitatamente all'energia scambiata (ovvero il minimo tra l'energia immessa e quella prelevata). In particolare, nel caso di impianti di cogenerazione ad alto rendimento il termine CUS è pari alla somma delle componenti variabili della tariffa di trasmissione, della tariffa di distribuzione e del dispacciamento. Il termine CUS non include la componente MCT (Misure di Compensazione Territoriale) perché essa è applicata ai consumi di energia elettrica, anziché ai prelievi, e pertanto non può essere restituita.

³articolo 13.4, "Allegato A", deliberazione AEEG 280/07

L'effettiva possibilità di associare i prezzi orari all'energia elettrica immessa dipende dai dati di misura disponibili. Nei casi in cui non sia disponibile la misura oraria dell'energia elettrica immessa, viene associato un prezzo coerente con i dati di misura disponibili (ad esempio, a misure per fasce orarie dell'energia elettrica immessa si associa un prezzo zonale medio per ciascuna fascia oraria)

Ovviamente il valore del termine CUS dipende dalla tipologia di cliente e dalla struttura tariffaria che ad esso si applica.

3. Il GSE calcola l'onere relativo alla all'energia elettrica prelevata (espresso in €). Questo onere è calcolato al netto degli oneri associati ai servizi di trasmissione, distribuzione, misura e di dispacciamento comprensivi delle relative componenti fisse, ove presenti, nonché delle componenti A, UC ed MCT. Per come viene calcolato, il termine OE include le accise e l'Iva (quest'ultima nei soli casi di clienti finali non dotati di partita Iva). Ad esempio, se l'utente paga l'energia che preleva 20 €cent/kWh (tasse incluse), il valore di OE, espresso in riferimento al kWh, è circa il 58% del prezzo totale: 11,6 €cent/kWh.

In conclusione, il GSE eroga all'utente dello scambio un corrispettivo denominato "Contributo in Conto Scambio", C_S , che include due componenti:

- a) la prima, è finalizzata alla compensazione economica tra il valore dell'energia elettrica immessa (C_{Ei} espresso in €) e il valore della parte energia dell'energia elettrica prelevata (OE espresso in €). In pratica, il GSE riconosce all'utente dello scambio il valore economico della sua energia elettrica immessa (C_{Ei}) nei limiti del valore economico dell'energia elettrica prelevata al netto delle componenti "di rete" (O_E). In termini matematici, il GSE riconosce il minimo tra O_E e C_{Ei} ;
- b) la seconda, è finalizzata alla restituzione, da parte del GSE all'utente dello scambio, del termine C_{US} (espresso in c€/kWh) per la quantità di energia elettrica scambiata. E' come se, limitatamente alla quantità di energia elettrica scambiata, non fosse stata utilizzata la rete. In termini matematici, il GSE riconosce un corrispettivo pari a ($C_{US} * \text{en. scambiata}$).

In conclusione, il corrispettivo riconosciuto dal GSE nell'ambito dello scambio sul posto (CS) è pari a:

$$CS = \min (O_E; C_{Ei}) + C_{US} * Es$$

Dove:

O_E = valorizzazione energia prelevata

C_{Ei} = valorizzazione energia immessa

C_{US} = somma delle componenti tariffarie rimborsabili (Contributo Unitario Servizi)

E_i = energia immessa nel periodo di riferimento

E_{pr} = energia prelevata nel periodo di riferimento

E_s = energia scambiata = $\min (E_i; E_{pr})$

Nel caso in cui la valorizzazione dell'energia immessa sia superiore a quella dell'energia prelevata (cioè $C_{Ei} > O_E$), tale maggiore valorizzazione può essere riportata a credito (come credito economico) negli anni successivi, senza limitazione temporale, oppure essere liquidata dal GSE.

1.2. Modello Simulink

Il modello Simulink che implementa lo scambio sul posto è illustrato in Figura 1-3.

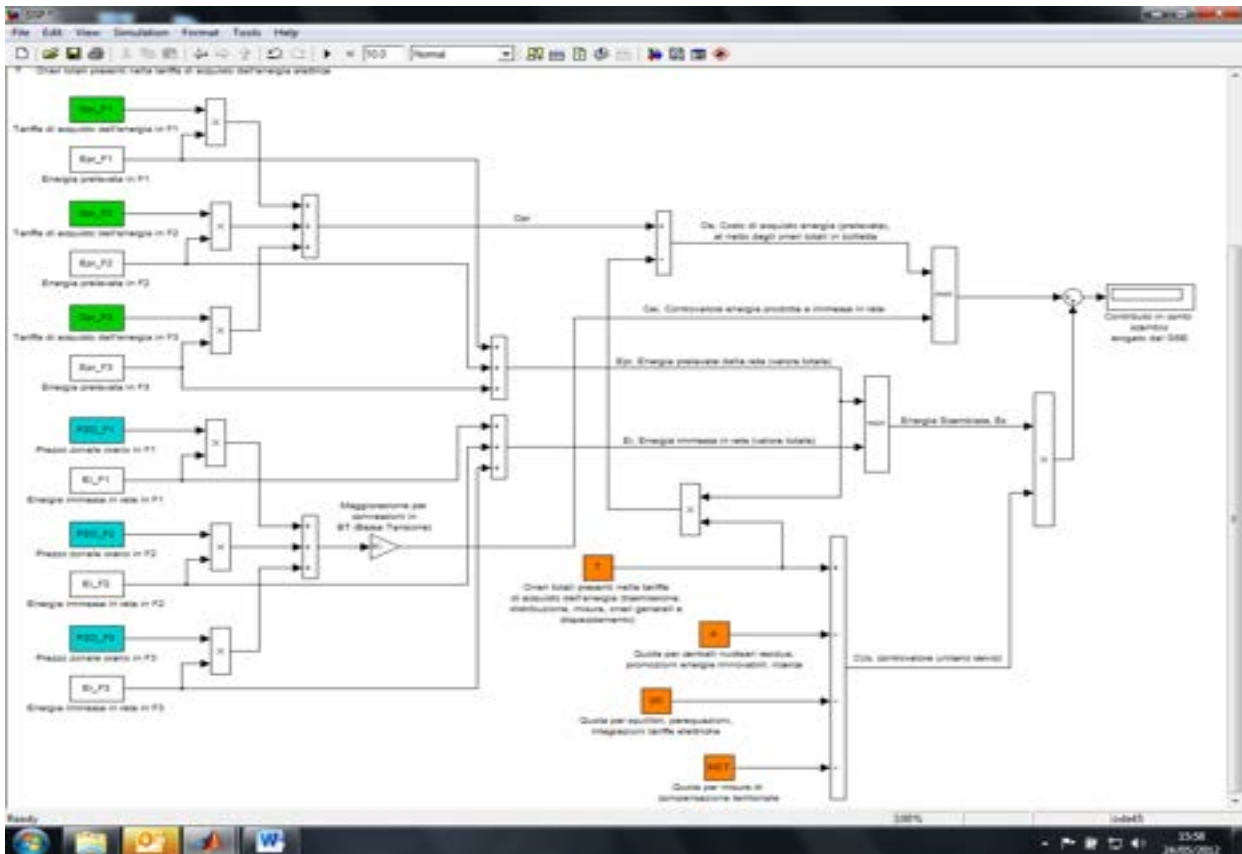


Figura 1-3 – Modello Simulink di simulazione dello scambio sul posto

Dove si hanno i seguenti parametri:

Opr_F1 = tariffa di acquisto dell'energia in fascia F1
 Opr_F2 = tariffa di acquisto dell'energia in fascia F2 (€/kWh)
 Opr_F3 = tariffa di acquisto dell'energia in fascia F3

} Prezzi rilevabili dalla bolletta elettrica

PZO_F1 = prezzo zonale orario in fascia F1
 PZO_F2 = prezzo zonale orario in fascia F2
 PZO_F3 = prezzo zonale orario in fascia F3

} Prezzi rilevabili dal sito GSE⁴ (€/kWh)

T = Oneri totali presenti nella tariffa di acquisto dell'energia (trasmissione, distribuzione, misura, oneri generali e dispacciamento)
 A = Quota per centrali nucleari residue, promozioni energie rinnovabili, ricerca
 UC = Quota per squilibri, perequazioni, integrazioni tariffe elettriche
 MCT = Quota per misure di compensazione territoriale

} Prezzi rilevabili dalla bolletta elettrica (€/kWh)

⁴ <http://www.gse.it/it/Ritiro%20e%20scambio/Ritiro%20dedicato/Pages/default.aspx>

2. Modello di simulazione pompa di calore

2.1. Descrizione del modello

Il modello di simulazione della pompa di calore si basa sulla riproduzione del ciclo termodinamico inverso realizzato all'interno della macchina. Un'immagine del modello è riportata in Figura 2-1.

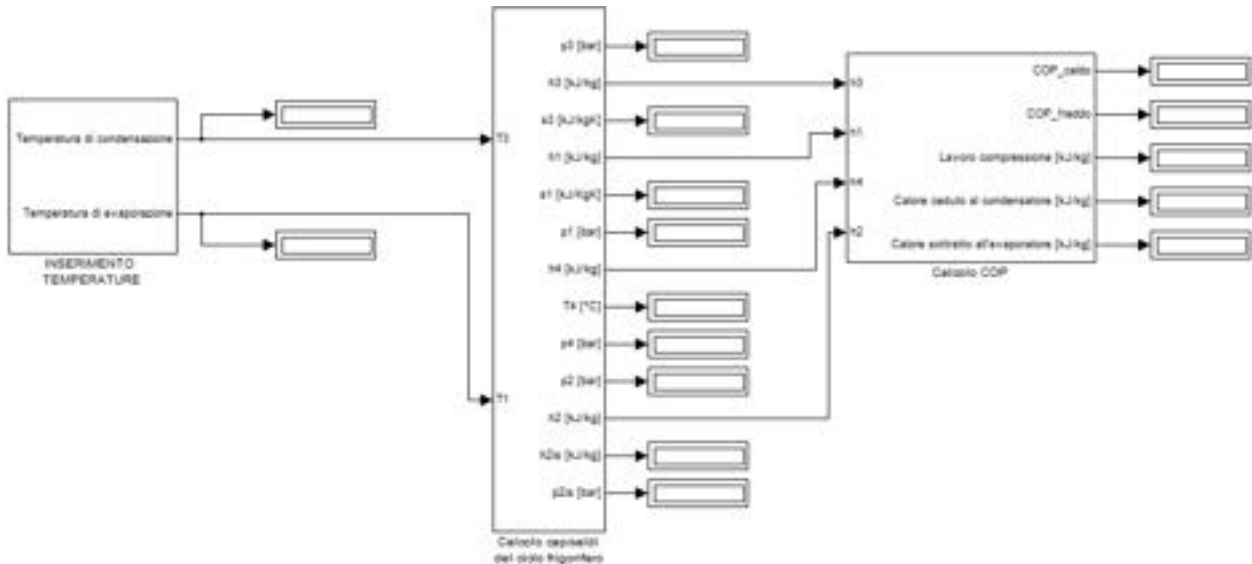


Figura 2-1 – Modello Simulink della pompa di calore

Il modello richiede in input le temperature esterne (ambiente, e dell'ambiente da riscaldare/raffreddare), e i salti termici al condensatore e all'evaporatore. Tali temperature vengono inserite all'interno del blocco "Inserimento temperature", nell'apposita maschera illustrata in Figura 2-2.

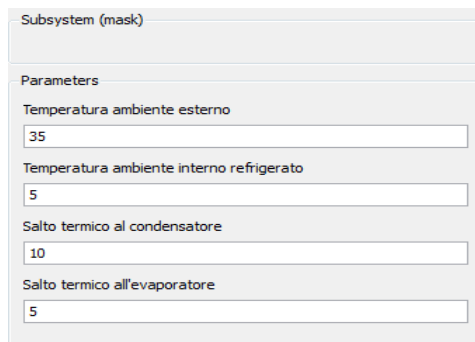


Figura 2-2 – Maschera per l'inserimento delle temperature delle sorgenti e dei salti termici

Note tali temperature, il modello calcola la temperatura di evaporazione (T_e) e quella di condensazione (T_c), come illustrato in Figura 2-3:

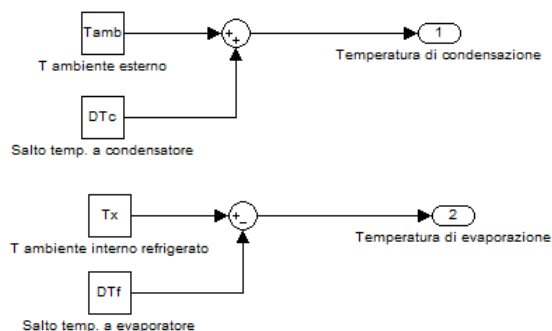


Figura 2-3 – Blocco di calcolo delle temperature di condensazione e di evaporazione del ciclo

Tali due temperature rappresentano, rispettivamente, la temperatura superiore ed inferiore del ciclo termodinamico inverso effettuato dal fluido frigorifero.

All'interno del modello sono state quindi introdotte le curve del limite inferiore e superiore del fluido R134a, uno dei più impiegati in questo tipo di macchine, come illustrato in Figura 2-4. L'obiettivo è individuare i capisaldi del ciclo, al fine di calcolarne il COP, al variare delle temperature di riferimento inserite precedentemente. Sono state effettuate le seguenti ipotesi:

- non vi è sotto-raffreddamento, per cui il punto 3 di inizio laminazione giace sulla curva limite inferiore;
- non vi è surriscaldamento, per cui il punto 1 di inizio compressione giace sulla curva limite superiore.

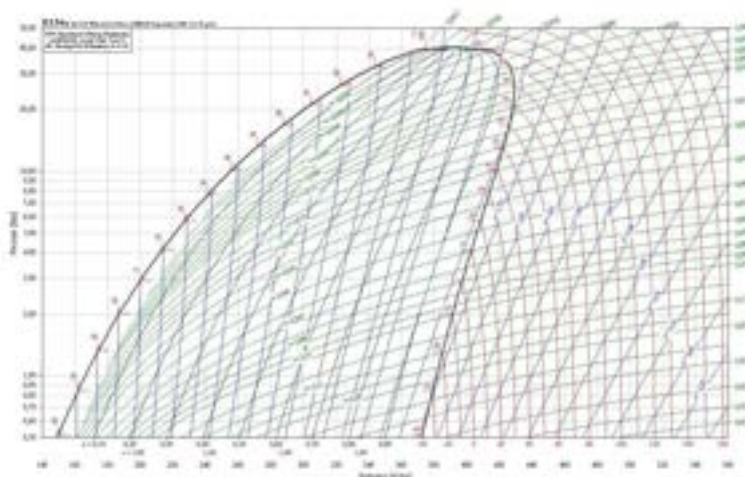


Figura 2-4 – Diagramma p-h del fluido frigorifero R134a

Il flusso delle operazioni che vengono realizzate dal modello è di seguito descritto:

- Nota la temperatura di condensazione, questa è assunta pari alla T_3 di inizio laminazione;
- nota la temperatura del punto 3, sono univocamente determinate la sua pressione (p_3), entalpia (h_3) ed entropia (s_3) dalla curva limite inferiore;
- si calcola quindi la posizione del punto 4, che ha $h_4 = h_3$ e $T_4 = T_e$; poiché all'interno della curva "a campana" pressione e temperatura sono costanti, è possibile determinare così anche la p_4 ;
- si calcola quindi la posizione del punto 1, che ha $p_1 = p_4$, $T_1 = T_d$; h_1 ed s_1 vengono determinati dalla curva limite superiore;
- si calcola quindi la posizione del punto 2is (isentropico), dall'intersezione della retta isentropica passante per il punto 1, con la curva a pressione costante $p_{2,is} = p_3$. Si determina in tal modo anche la $h_{2,is}$;
- si calcola infine il punto 2, introducendo il rendimento isentropico di compressione:

$$\eta_{is} = (h_1(2, is) - h_1(1)) / (h_1(2) - h_1(1))$$

È così possibile calcolare l'entalpia h_2 . Si ha inoltre $p_2 = p_3$.

Il blocco Simulink che implementa il calcolo dei capisaldi del ciclo è rappresentato in Figura 2-5. Un esempio del ciclo che viene riprodotto dal modello nel diagramma p-h è riportato in Figura 2-6.

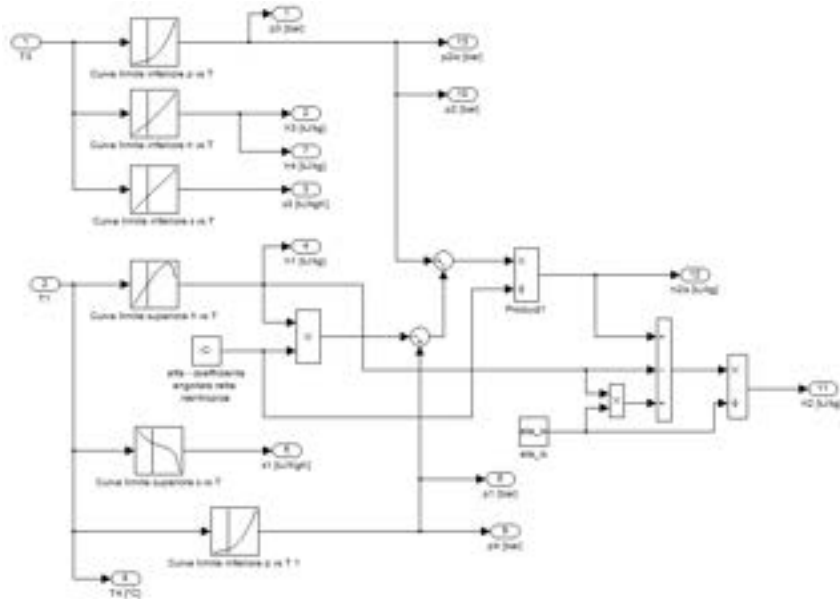


Figura 2-5 – Modello Simulink che implementa i capisaldi del ciclo

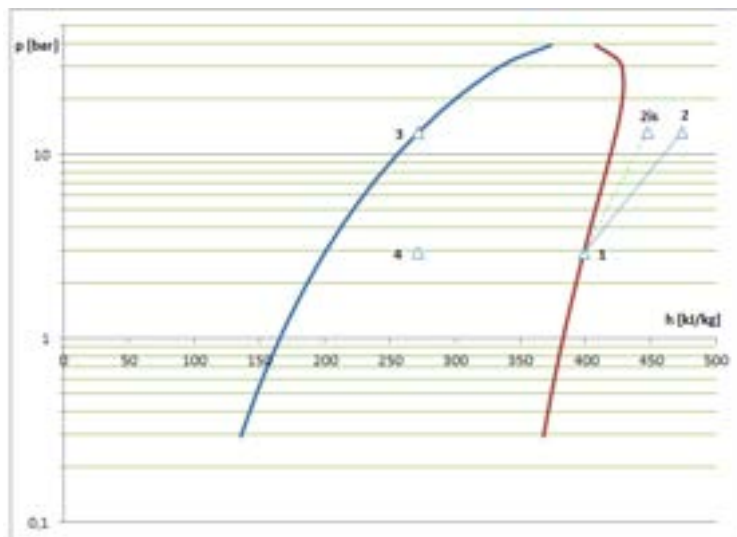


Figura 2-6 – Esempio di una simulazione del ciclo realizzato dal fluido R134a nel diagramma p-h

Noti i capisaldi del ciclo, il modello procede quindi al calcolo del calore ceduto al condensatore, sottratto all'evaporatore e del lavoro di compressione:

- Calore ceduto al condensatore = $h_2 - h_3$
- Calore sottratto all'evaporatore = $h_1 - h_4$
- Lavoro di compressione = $h_2 - h_1$

E, quindi, al calcolo dei COP:

$$COP_1(\text{assetto riscaldamento}) = \dot{Q}_m \text{ (el } (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1))$$

$$COP_1(\text{assetto frigorifero}) = \dot{Q}_m \text{ (el } (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1))$$

dove:

η_m = rendimento meccanico, inserito per tenere conto delle perdite meccaniche interne alla macchina;
 η_{el} = rendimento elettrico, inserito per tenere conto delle perdite di tipo elettrico.

Il blocco deputato al calcolo dei COP è riportato in Figura 2-7:

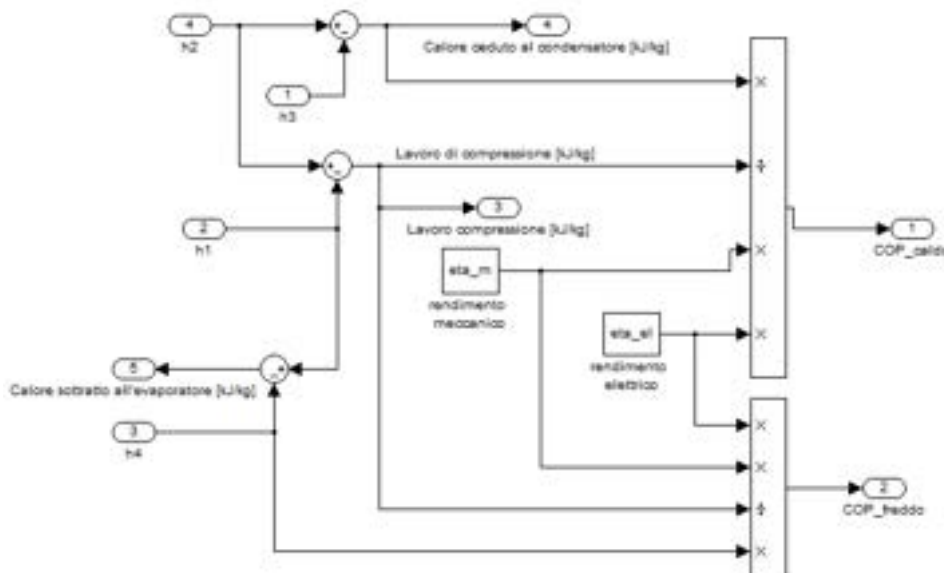


Figura 2-7 – Blocco di calcolo dei COP del ciclo

2.2. Validazione su dati reali

I parametri di funzionamento del modello di pompa di calore sono stati impostati prendendo come riferimento l'unità aria – acqua Panasonic, i cui dati di performance sono stati riportati nella parte A del Rapporto Finale. In particolare, è stato analizzato il COP al variare della temperatura dell'aria esterna, e per 5 diverse macchine rispettivamente di potenza pari a 7, 9, 12, 14, 16 kW, a parità di temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore pari a 35°C.

I valori dei rendimenti che sono stati assunti nella taratura del modello sono i seguenti:

- rendimento meccanico = 0,9
- rendimento elettrico = 0,9
- rendimento di compressione = 0,85

Fissati tali rendimenti, sono stati ricercati i salti di temperatura al condensatore e all'evaporatore, che consentono di interpolare la curva di COP medio per le diverse taglie considerate, come riportato in Figura 2-8. Come si nota, mantenendo i salti di temperatura costanti le curve simulate non hanno la concavità che è invece mostrata dai valori sperimentali. Tale concavità viene simulata con ottima aderenza ai dati sperimentali ammettendo dei salti di temperatura variabili in funzione della temperatura esterna, secondo l'andamento riportato in Figura 2-9.

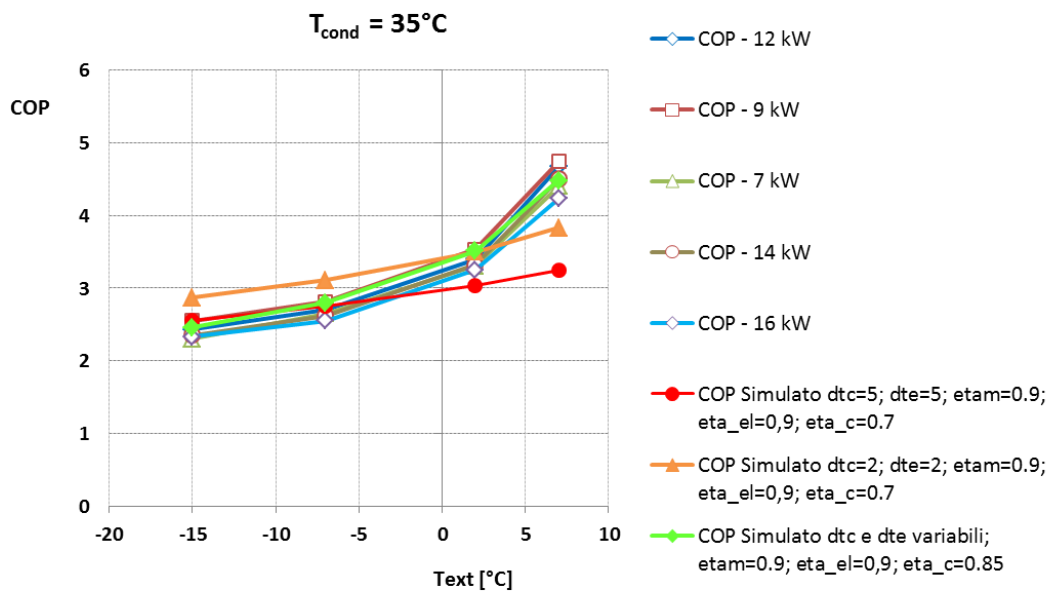


Figura 2-8 – Valori di COP per le pompe di calore Panasonic al variare della temperatura aria esterna

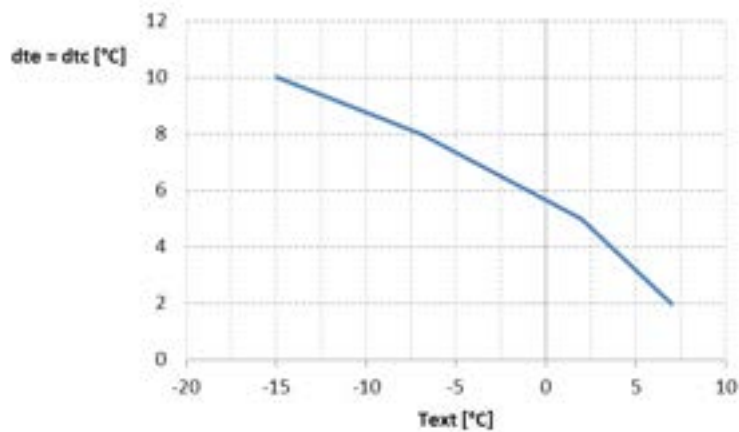


Figura 2-9 – Andamento dei salti di temperatura al variare temperatura esterna

Si è quindi proceduto alla validazione del modello così tarato, utilizzando i dati tecnici delle unità Carrier 30AWH 004-015 aria – acqua e 30RB-RQ 17-33 aria – acqua. I risultati sono riportati in

Tabella 2-1 e in Tabella 2-2. Come si nota, sono stati confrontati i valori di COP ottenuti dal modello, con quelli sperimentali medi sui diversi modelli considerati (le variazioni di COP con la taglia sono infatti minimali). Le discrepanze ottenute sono contenute entro il 10%.

Tabella 2-1 – Validazione del modello sui dati pompa di calore aria - acqua Carrier 30AWH 004-015

Modello	DT H2O fredda 23-18°C aria ext 35°C				DT H2O calda 30-35°C aria ext 7°C				DT H2O fredda 7-12°C aria ext 35°C				DT H2O calda 40-45°C aria ext 7°C			
	Pc [kWc]	Pass [kWel]	EER	Simulazione dte=dte=5	Pth [kWc]	Pass [kWel]	COP	Simulazione dte=dte=2	Pc [kWc]	Pass [kWel]	EER	Simulazione dte=dte=5	Pth [kWth]	Pass [kWel]	COP	Simulazione dte=dte=2
004	4,9	1,2	4,05	3,90	4,1	1,0	4,06	4,47	3,3	1,1	2,92	2,96	3,9	1,2	3,20	3,07
006	7,0	1,9	3,65		5,8	1,4	4,23		4,7	1,6	2,94		5,8	1,9	3,05	
008	7,8	2,0	3,94		7,2	1,8	3,96		5,8	2,0	2,94		7,4	2,3	3,19	
012	13,5	3,7	3,67		11,9	3,0	3,95		10,2	3,5	2,95		12,9	4,3	3,03	
015	16,0	4,2	3,81		14,5	3,6	4,06		13,0	4,5	2,91		14,0	4,4	3,21	
			3,82	+2,0%			4,05	+10,3%			2,93	+1,0%			3,14	-2,09%

Tabella 2-2 – Validazione del modello sui dati pompa di calore aria - acqua Carrier 30RB-RQ 17-33

Modello	DT H2O fredda 23-18°C aria ext 35°C				DT H2O calda 30-35°C aria ext 7°C				DT H2O fredda 7-12°C aria ext 35°C				DT H2O calda 40-45°C aria ext 7°C			
	Pc [kWc]	Pass [kWel]	EER	Simulazione dte=dte=5	Pth [kWc]	Pass [kWel]	COP	Simulazione dte=dte=2	Pc [kWc]	Pass [kWel]	EER	Simulazione dte=dte=5	Pth [kWth]	Pass [kWel]	COP	Simulazione dte=dte=2
017	22,5	5,3	4,26	3,90	17,4	4,3	4,09	4,48	16,1	4,9	3,27	2,97	16,8	5,2	3,23	3,07
021	27,7	6,9	4,00		22,0	5,4	4,10		20,4	6,3	3,24		21,4	6,4	3,34	
026	34,7	9,0	3,84		30,7	7,5	4,09		27,0	8,6	3,13		29,6	9,0	3,27	
033	44,1	10,4	4,24		34,3	8,4	4,09		33,0	9,8	3,35		33,0	10,1	3,26	
			4,09		-4,5%				4,10	+9,4%				3,25	-8,6%	

3. Modello di simulazione unità GHP

3.1. Descrizione del modello

Il presente capitolo intende descrivere il modello di simulazione sviluppato in Matlab Simulink dell'unità a pompa di calore con motore endotermico GHP.

Il modello del motore endotermico è stato derivato da opportune modifiche e ottimizzazioni al modello dinamico già realizzato di cogeneratore di piccola taglia (100-500 kWel) sviluppato dal DENERG per ENEA nell'ambito della precedente annualità di ricerca di sistema elettrico (2010-2011), per renderlo idoneo alla simulazione di sistemi di micro-cogenerazione (2-10 kWel). Il modello della pompa di calore descritto al Capitolo 2 è stato quindi accoppiato al modello di micro-cogeneratore.

il modello completo dell'unità GHP è mostrato in Figura 3-1.

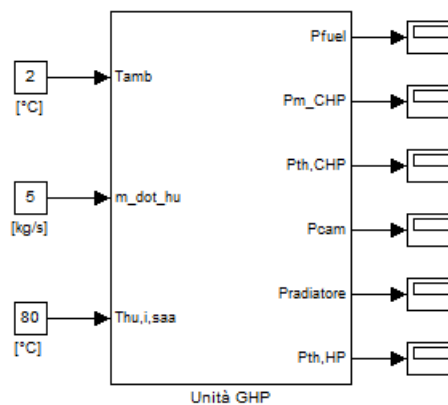


Figura 3-1 – Modello dell'unità GHP

Il modello prevede i seguenti dati in input:

- temperatura ambiente (T_{amb});
- portata acqua del circuito utenza (\dot{m}_{hu});
- temperatura di ritorno dell'acqua dal circuito utenza ($T_{hu,i,saa}$).

Al suo interno il blocco Unità GHP si presenta come mostrato in Figura 3-2:

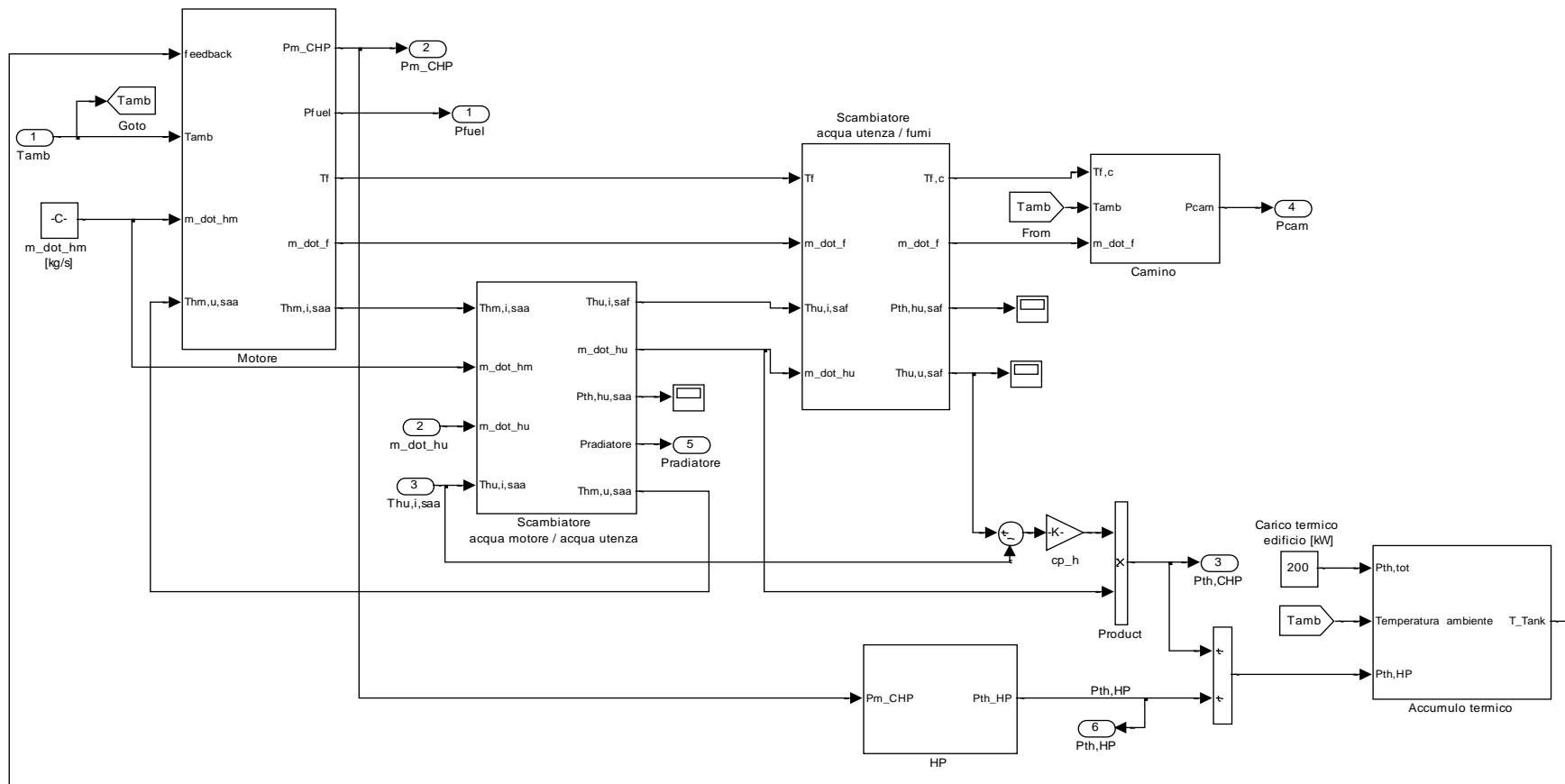


Figura 3-2 – Elementi costitutivi dell'unità GHP

Rispetto al modello di motore a combustione interna in assetto cogenerativo precedentemente sviluppato, sono state implementate le seguenti modifiche:

- E' stata inserita la mappa della potenza elettrica erogata in funzione della potenza termica del combustibile (P_{el} vs P_f); tale mappa è stata ottenuta dall'interpolazione dei dati sperimentali forniti dai produttori dei micro-cogeneratori, come illustrato nella Parte A del Rapporto Finale. In particolare, usualmente, i produttori forniscono le mappe del rendimento elettrico in funzione della potenza elettrica. Tali mappe sono facilmente riconvertibili nel formato richiesto dividendo la potenza elettrica fornita per il relativo rendimento elettrico; si calcola in tal modo la potenza termica del combustibile, che può essere inserita nell'apposita look-up table, in funzione della potenza elettrica; la mappa della potenza elettrica è stata quindi adimensionalizzata rispetto alla potenza elettrica e potenza termica del combustibile nominali;
- È stato inserito il modello di pompa di calore, come descritto al Capitolo 2;
- La caldaia è stata rimossa;
- È stato mantenuto l'accumulo di energia termica sotto forma di acqua calda, con un set-point di temperatura interna impostabile dall'utente, e due temperature minima e massima di off-set per definire l'azionamento e lo spegnimento dell'unità GHP.

3.2. Motore a combustione interna

Il modello richiede la mappa sperimentale del motore che si intende simulare. In particolare, è stata inserita la mappa della potenza elettrica erogata in funzione della potenza termica del combustibile introdotta nel cogeneratore. Tale mappa è stata derivata dall'interpolazione dei dati sperimentali rilevati e presentati nella Parte A del presente Rapporto Finale, ed è mostrata in Figura 3-3.

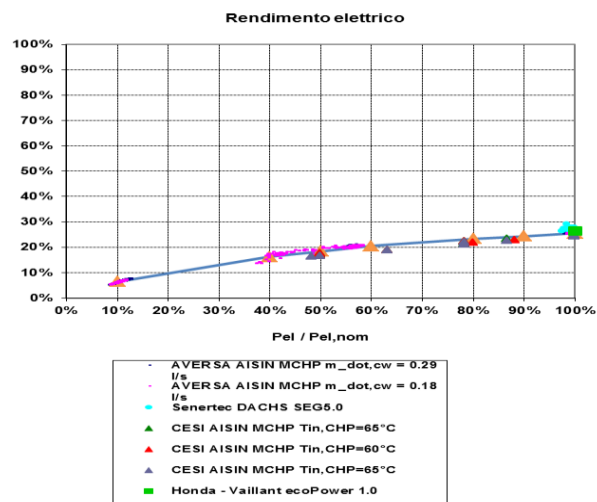


Figura 3-3 – Interpolazione dei dati sperimentali dei micro-cogeneratori analizzati

La conversione di tale mappa con l'espressione della potenza elettrica erogata in funzione della potenza del combustibile in ingresso, e la conseguente adimensionalizzazione di tali grandezze, porta al grafico riportato in Figura 3-4.

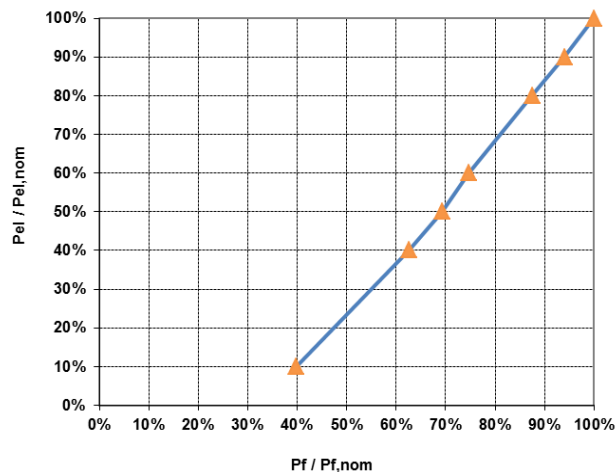


Figura 3-4 – Conversione ed adimensionalizzazione dei dati interpolati

Tale mappa è stata quindi inserita all'interno dell'apposita look-up table all'interno del modello. Nota la potenza elettrica erogata in funzione del combustibile in ingresso, viene calcolata quindi la potenza meccanica erogata dal motore, $P_{m,CHP}$, dividendo la potenza elettrica per il rendimento nominale dell'alternatore. La potenza meccanica $P_{m,CHP}$ viene quindi trasmessa al compressore della pompa di calore per mezzo di un accoppiamento meccanico.

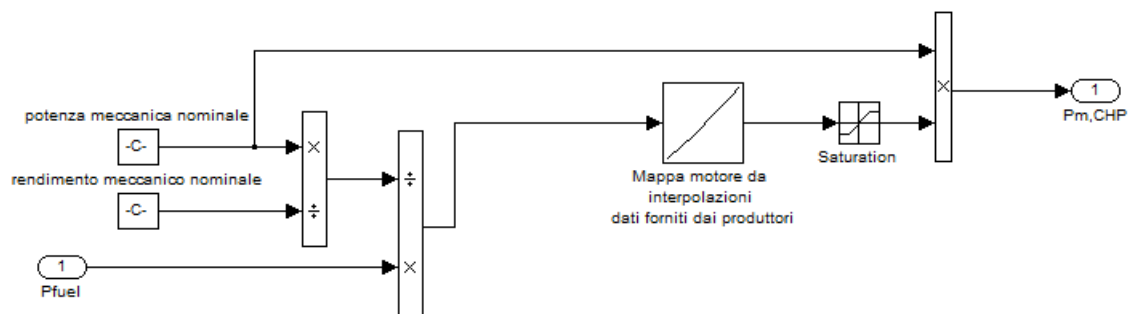


Figura 3-5 – Inserimento della mappa sperimentale interpolata del motore all'interno del modello

3.3. Integrazione fra motore e pompa di calore

Il modello sviluppato prevede la gestione della GHP in assetto di riscaldamento. La potenza termica recuperata dal motore a combustione interna ($P_{th,CHP}$, somma del contributo dell'acqua di raffreddamento e del recupero dai fumi di scarico), viene considerata come potenza termica utile in ingresso all'accumulo, e concorre al mantenimento della temperatura di set-point al suo interno.

La potenza meccanica sviluppata invece dal motore viene inviata, per mezzo di un rendimento meccanico di trasmissione, al compressore della pompa di calore, simulandone in questo modo l'assorbimento.

Quando l'unità GHP è spenta, essa non eroga né potenza meccanica, e quindi non aziona il compressore della pompa di calore, né potenza termica.

Lo schema funzionale dell'integrazione fra il modello di cogeneratore, e quello della pompa di calore, è mostrato in Figura 3-6.

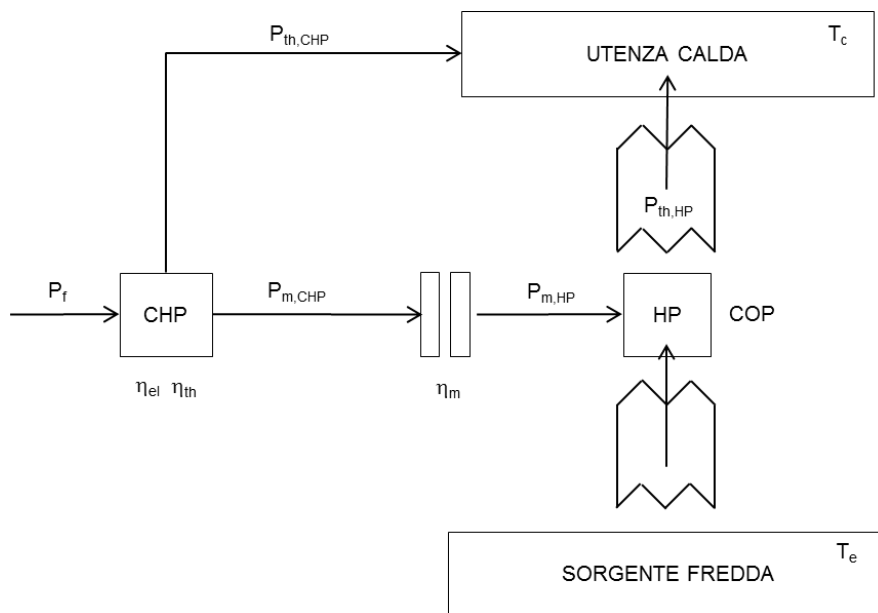


Figura 3-6 – Schema funzionale dell’integrazione fra cogeneratore e pompa di calore

Le equazioni fra le grandezze che intervengono nelle trasformazioni termodinamiche, implementate all’interno del modello della GHP, sono di seguito riportate:

$$P_{m,HP} = \eta_m P_{m,CHP}$$

$$P_{th,HP} = COP P_{m,HP}$$

$$P_{th,tot} = P_{th,HP} + P_{th,CHP}$$

$$P_{th,CHP} = P_f * \eta_{th}$$

$$GUE = P_{th,HP} / P_f$$

Il controllo dell’unità è rappresentato dall’inseguimento termico, ovvero la funzione obiettivo è il mantenimento di una temperatura di set-point prefissata all’interno dell’accumulo, con un off-set di temperature minime e massime ammesse impostabili dall’utente. Raggiunta la temperatura massima, l’unità GHP si spegne, e rimane spenta fino a quando la temperatura dell’accumulo non raggiunge il valore minimo impostato dell’utente, dopo di che si riaccende e la potenza termica totale erogata dalla macchina riprende a conferire nell’accumulo. Tale funzionamento è tipico delle unità di micro-cogenerazione della taglia considerata nell’ambito di tale ricerca (5÷15 kW), in cui il funzionamento ai carichi parziali in taluni casi non è previsto dal produttore, o comunque non è suggeribile a causa della diminuzione sensibile delle efficienze della produzione meccanica o elettrica.

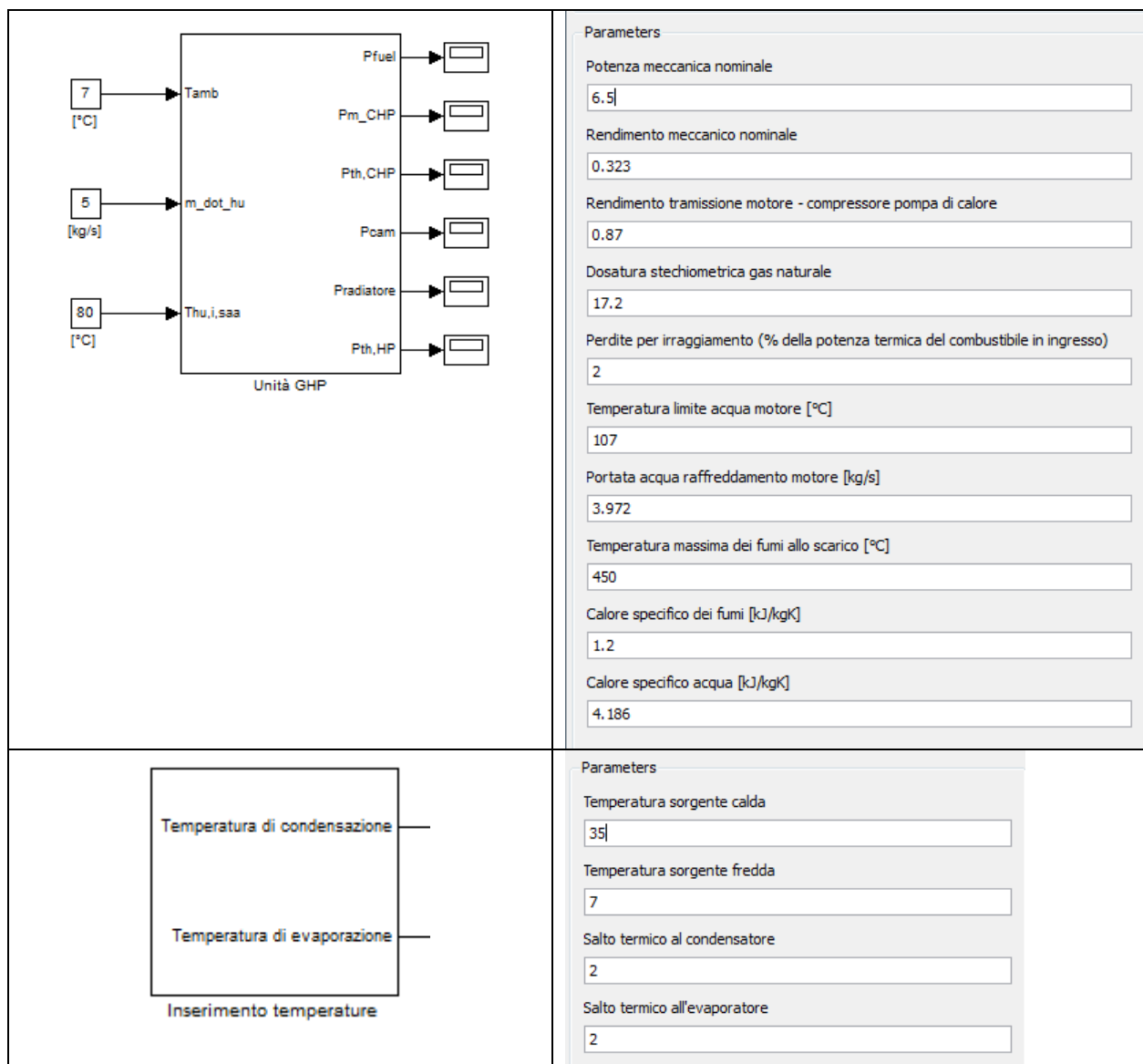
3.4. Validazione su dati reali

Il modello di GHP illustrato ai capitoli precedenti è stato validato per mezzo dei dati sperimentali forniti dal produttore dell’unità. Sono state condotte due simulazioni, sui dati nominali delle unità 8HP e 10 HP, le più vicine come taglie a quelle considerate nell’ambito della presente ricerca. I dati di setup assunti sono stati, in entrambi i casi, i seguenti:

- rendimento meccanico del motore: 0,323
- rendimento elettrico della pompa di calore: 0,85
- rendimento meccanico della pompa di calore: 0,85

- rendimento trasmissione motore / pompa di calore: 0,87
- rendimento isentropico del compressore: 0,70
- temperatura della sorgente fredda (aria): 7°C
- temperatura della sorgente calda (acqua): 35°C
- salto termico al condensatore: 2°C
- salto termico all'evaporatore: 2°C

Le maschere per l'inserimento dei dati di configurazione, e la loro posizione all'interno del modello, sono riportate in Figura 3-7.



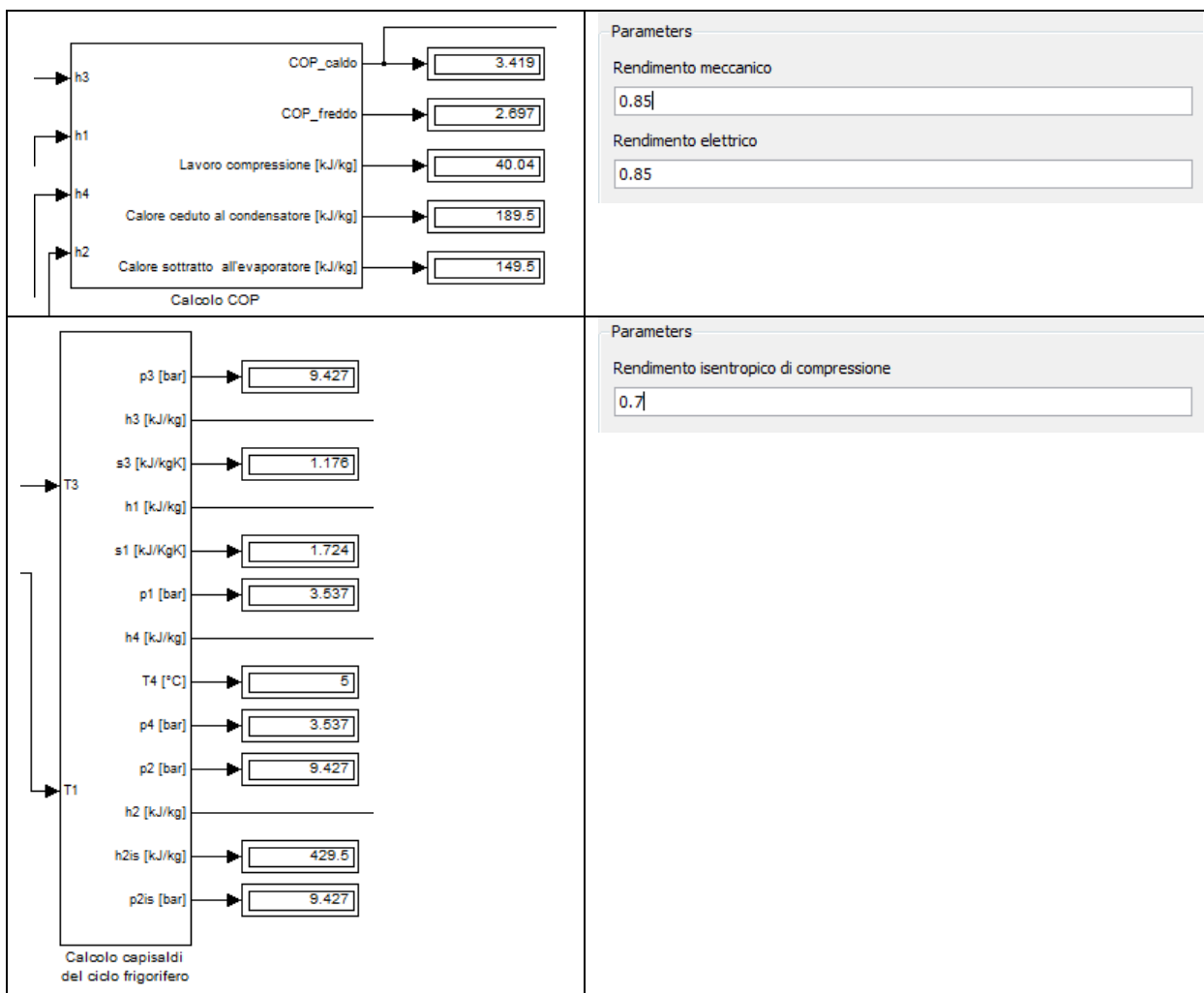


Figura 3-7 – Maschere per l’inserimento dei parametri di configurazione del modello

I risultati delle due prove condotte sono riportate in Tabella 3-1

Tabella 3-1 – Validazione del modello sui dati nominali unità 8HP e 10 HP

Modello	Dati di targa		Dato produttore	Dato simulato	Discrepanza
	P _m [kW]	P _f [kW]	P _{th,tot} [kW]		
8HP	5	15,5	23,5	23,7	+0,9%
10HP	6,5	20,1	30	30,7	+2,3%

Dove $P_{th,tot} = P_{th,HP} + P_{th,CHP}$ è la potenza termica totale resa all’acqua, in uscita dalla pompa di calore. Si nota come l’aderenza dei dati simulati ai dati forniti dal produttore sia molto buona. In si riporta il posizionamento dei punti simulati sulla mappa $P_{th,tot}$ vs P_f per le unità 8HP e 10 HP.

Dati nominali; configurazione aria - acqua; sorgente calda 35°C; sorgente fredda 7°C

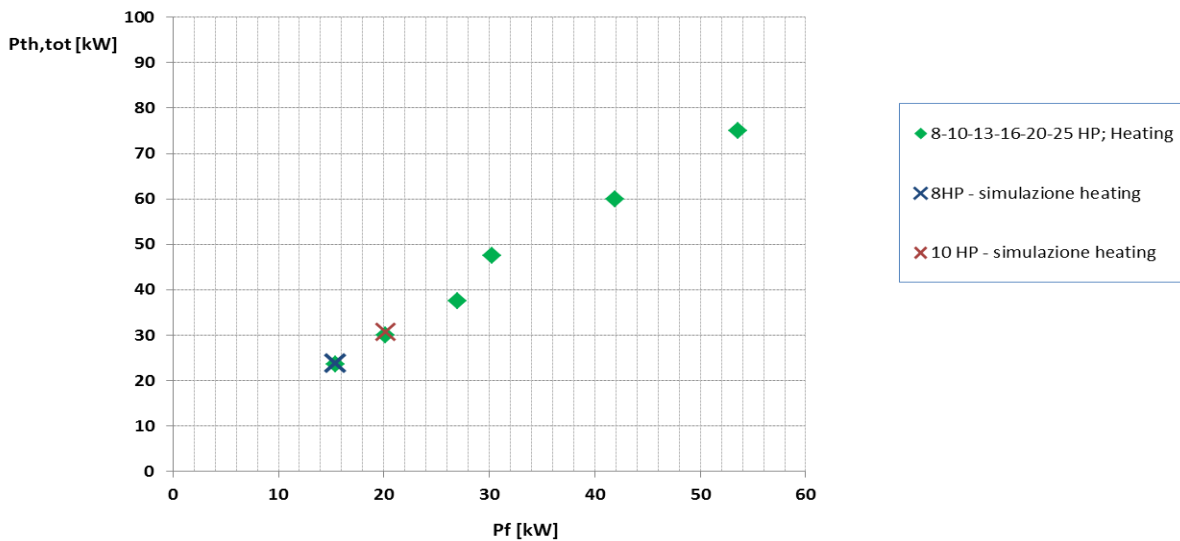


Figura 3-8 – Posizionamento dei punti simulati per le unità GHP 8HP e 10 HP (dati nominali)

3.5. Esempio di simulazione

Dopo aver effettuato la validazione del modello con i dati sperimentali forniti dal produttore, nel presente paragrafo si intende illustrare i risultati di un esempio di simulazione. E' stato testato il funzionamento del modello dell'unità GHP nell'ipotesi di fornire acqua calda per riscaldamento ad un edificio, che è stato simulato come un carico termico costante, di valore impostabile dall'utente.

Le simulazioni sono state condotte con i seguenti parametri:

- rendimento meccanico del motore: 0,323
- rendimento elettrico della pompa di calore: 0,85
- rendimento meccanico della pompa di calore: 0,85
- rendimento trasmissione motore / pompa di calore: 0,87
- rendimento isentropico del compressore: 0,70
- temperatura della sorgente fredda (aria ambiente): 7°C
- temperatura della sorgente calda (acqua): 35°C
- salto termico al condensatore: 2°C
- salto termico all'evaporatore: 2°C
- tempo di simulazione: 30000 time-step (secondi)

Sono inoltre stati considerati i seguenti dati di input al modello:

- potenza meccanica nominale della GHP: 5 kW
- rendimento meccanico nominale della GHP: 0,323
- temperatura acqua calda di ritorno dall'edificio: 70°C
- portata acqua utenza: 0,25 kg/s
- temperatura di set-point dell'accumulo: 80°C

- temperatura massima dell'accumulo: 85°C
- temperatura minima dell'accumulo: 75°C
- carico termico dell'edificio: 5 kW

La temperatura all'interno dell'accumulo mostra il trend riportato in Figura 3-9, in cui si nota il mantenimento della temperatura di set-point con gli offset di temperatura minima e massima impostati dall'utente.

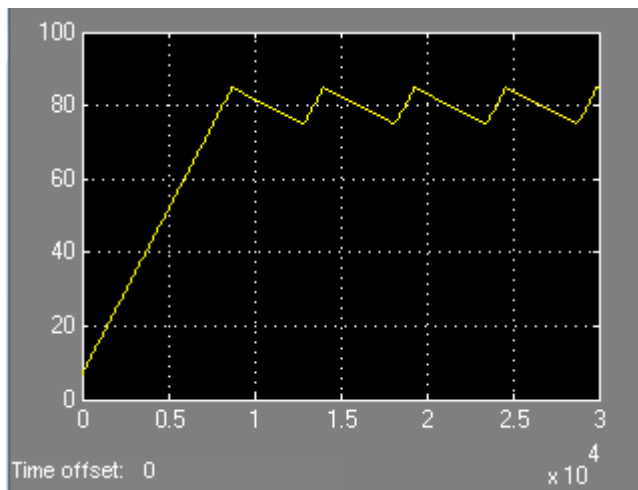


Figura 3-9 – Andamento della temperatura all'interno dell'accumulo termico [°C]

L'andamento della potenza termica recuperata dal motore a combustione interna è mostrato in Figura 3-10, mentre l'andamento della potenza termica calda erogata dalla pompa di calore è riportato in Figura 3-11.

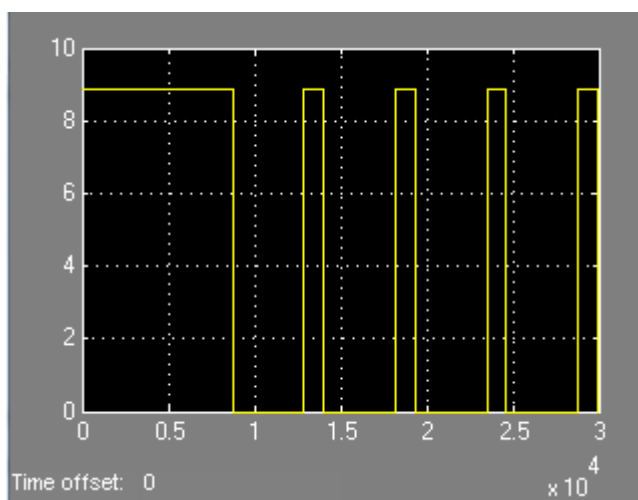


Figura 3-10 – Andamento della potenza termica recuperata dal motore [kW]

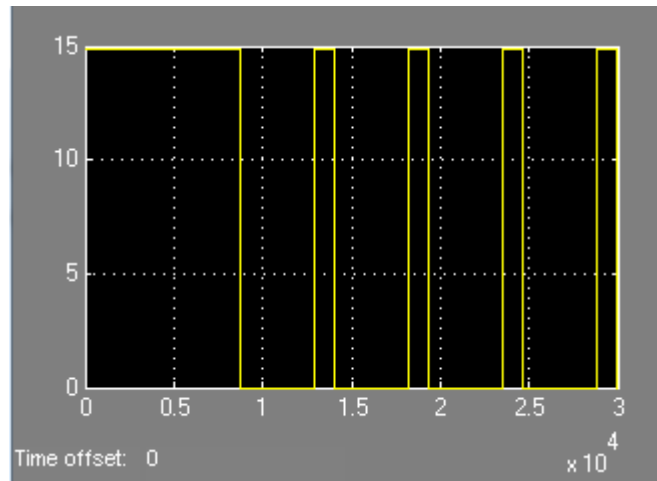


Figura 3-11 – Andamento della potenza termica erogata dalla pompa di calore [kW]

Dal momento che il modello calcola i capisaldi del ciclo frigorifero, è possibile tracciarlo nel diagramma p-h. Si riporta tale ciclo in Figura 3-12.

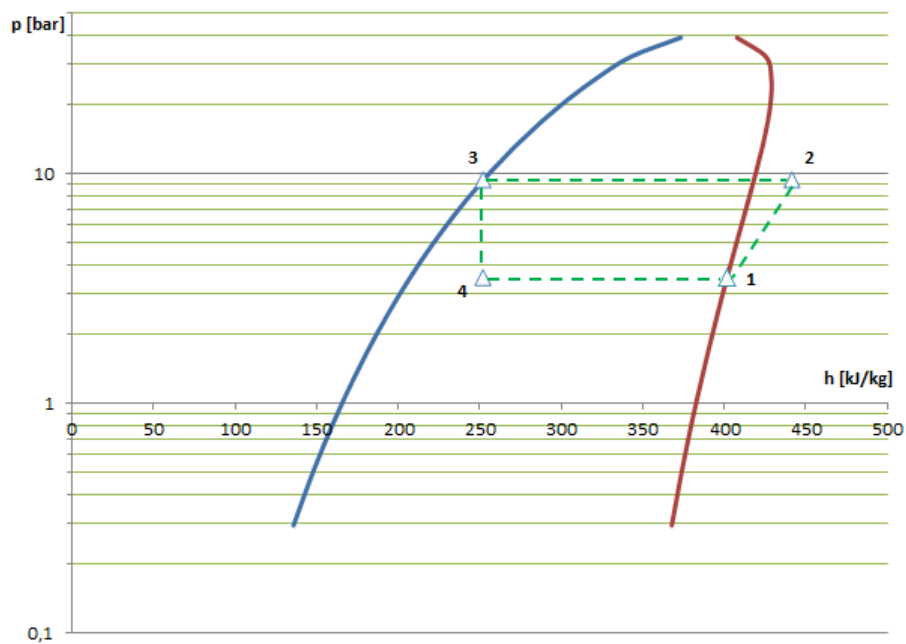


Figura 3-12 – Ciclo di lavoro del fluido frigorifero nel diagramma p-h

APPENDICE

Esperienza del gruppo di ricerca

Il Gruppo di Ricerca è formato dal Prof. Marco Badami e dall'assegnista di ricerca ing. Armando Portoraro del Dipartimento Energia del Politecnico di Torino.

Le attività svolte dai componenti gruppo nell'ambito dei sistemi di cogenerazione/trigenerazione di piccola taglia sono testimoniate da:

- Responsabilità dell'Unità Operativa del Politecnico di Torino per il progetto "HEGEL - High Efficiency polyGEneratiOn appLIcation" finanziato dell'Unione Europea nell'ambito del VI programma quadro (Coordinatore: Centro Ricerche FIAT). Il programma ha permesso la progettazione, lo sviluppo e la sperimentazione di tre diversi impianti di cogenerazione-trigenerazione di piccola taglia. Uno di questi impianti è stato installato e provato nel laboratorio EcoEner.Lab del Politecnico di Torino.
- Direzione del laboratorio di sistemi energetici (EcoEner.lab) per lo studio teorico-sperimentale di sistemi energetici a basso impatto ambientale che comprende attualmente due impianti ed in particolare quello citato al punto precedente e un secondo impianto costituito da una microturbina da 100 kWe e da un gruppo ad assorbimento che sfrutta il calore della microturbina per la produzione di energia frigorifera.
- Tutoring di 5 Tesi di Dottorato su argomenti riguardanti lo studio teorico-sperimentale di impianti di cogenerazione-trigenerazione di piccola taglia.
 - XVIII ciclo; Casetti A.: Analisi di sistemi di cogenerazione distribuita.(2006)
 - XXI ciclo; Mura M.: Progettazione e valutazione delle prestazioni di un impianto innovativo di piccola taglia a ciclo combinato in assetto cogenerativo (2009)
 - XXII ciclo; Portoraro A.: Studio teorico sperimentale di sistemi di trigenerazione di piccola taglia. (2010)
 - XXIV ciclo; Ferrero M.: Analisi sperimentale e simulazione di sistemi di trigenerazione. (2012)
 - XXVII ciclo (Dottorato in apprendistato con COMAU Spa); Vigliani E.: Interventi di efficienza energetica nel settore automotive e dei relativi meccanismi normativi di incentivazione.
- Referaggio di Tesi di Dottorato Europeo per l'Università Rovira i Virgili di Tarragona (Spagna):
 - Villada J.L.: "Integración de sistemas de refrigeración solar en redes de distrito de frío y de calor", 2010
 - Marimón Sarmiento M.A.: "Modelización y análisis energético de configuraciones de trigeneración en edificios", 2011
 - Montero Izquierdo I.A. "Modelización de sistemas de refrigeración por absorción con captadores solares de concentración", 2012

Durante l'attività di ricerca svolta negli ultimi anni sono stati pubblicati i seguenti lavori:

Badami M., Portoraro A., Ruscica G. (2012). Analysis of trigeneration plants: Engine with liquid desiccant cooling and micro gas turbine with absorption chiller . INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, vol. 36, p. 579-589, ISSN: 0363-907X, doi: 10.1002/er.1817

Badami M., Ferrero M., Portoraro A. (2012). Experimental tests of a small-scale microturbine with a liquid desiccant cooling system. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, ISSN: 1099-114X, doi: 10.1002/er.2914

M. BADAMI, MURA M. (2010). Exergetic analysis of an innovative small scale combined cycle cogeneration system. ENERGY, vol. 35, p. 2535-2543, ISSN: 0360-5442

BADAMI M., PORTORARO A (2009). Performance analysis of an innovative small-scale trigeneration plant with liquid desiccant cooling system. ENERGY AND BUILDINGS, vol. 11, p. 1195-1204, ISSN: 0378-7788

BADAMI M., MURA M (2009). Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine Cycle (RC) with a reciprocating steam engine (SE). ENERGY, vol. 34, p. 1315-1324, ISSN: 0360-5442, doi: 10.1016/j.energy.2009.04.031

BADAMI M, MURA M., CAMPANILE P, ANZIOSO F (2008). Design and Performance Evaluation of an Innovative Small Scale Combined Cycle Cogeneration System. ENERGY, vol. 33, p. 1264-1276, ISSN: 0360-5442, doi: 10.1016/j.energy.2008.03.001

Badami M., Ferrero M., Portoraro A. (2011). NOMINAL AND PARTIAL LOAD OPERATION OF A SMALL-SCALE MICROTURBINE WITH A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM: AN EXPERIMENTAL ASSESSMENT. In: Proceedings of 2011 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. Denver, Colorado, USA, November 11-17, 2011

BADAMI M., PORTORARO A, RUSCICA G (2010). Analysis and comparison of performance of two small-scale Trigeneration plants: an ICE with a liquid desiccant cooling system and a MGT with an absorption chiller, Orlando, Florida, USA, November 13-19, 2009., vol. 6, p. 459-467, ASME, ISBN: 9780791843796, doi: 10.1115/IMECE2009-12279

M. BADAMI, J.C. BRUNO, A. CORONAS, J. ORTIGA, PORTORARO A. (2010). PRELIMINARY EXPERIMENTAL RESULTS OF A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM AND COMPARISON WITH EMPIRICAL CORRELATIONS. In: -. Proceedings, 9th IIR Gustav Lorentzen Conference,. Sidney, Australia, 12-14 April 2010

BADAMI M., PORTORARO A (2009). ENERGETIC AND ECONOMIC ANALYSIS OF A SMALL-SCALE TRIGENERATION PLANT WITH A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM. In: -. ExHFT-7. Krakow, Poland, 28 June - 03 July 2009, p. 475-482, ISBN: 9788374642354