



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



Ministero della Transizione Ecologica



Ricerca di Sistema elettrico

Sistemi di microgenerazione per lo sfruttamento di biogas finalizzati alla produzione di acqua calda sanitaria nelle piccole isole – (anno 3 di 3)

M. A. Ancona, L. Branchini, A. De Pascale, F. Ferrari, F. Melino, S. Ottaviano



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

Report RdS/PTR2021/148

SISTEMI DI MICROCOGENERAZIONE PER LO SFRUTTAMENTO DI BIOGAS FINALIZZATI ALLA PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA NELLE PICCOLE ISOLE – (ANNO 3 DI 3)

M. A. Ancona, L. Branchini, A. De Pascale, F. Ferrari, F. Melino, S. Ottaviano (Dipartimento di Ingegneria Industriale – Alma Mater Studiorum – Università di Bologna)

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico (oggi Ministero della Transizione Ecologica) - ENEA
Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Obiettivo: *N. 1 - Tecnologie*

Progetto: *1.5 - Tecnologie, tecniche e materiali per l'efficienza energetica ed il risparmio di energia negli usi finali elettrici degli edifici nuovi ed esistenti*

Work package: *4 - Reti energetiche integrate*

Linea di attività: *LA4.8 - Sistemi di microcogenerazione per lo sfruttamento di biogas finalizzati alla produzione di acqua calda sanitaria nelle piccole isole – (anno 3 di 3)*

Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi, ENEA

Responsabile del Work package (LA4.1-LA4.15): Paolo Sdringola, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"Sistemi ibridi di accumulo per l'incremento dello sfruttamento della risorsa rinnovabile nell'ambito delle comunità energetiche e Sistemi di microcogenerazione per lo sfruttamento di biogas finalizzati alla produzione di acqua calda sanitaria nelle piccole isole"*

Responsabile scientifico ENEA: Ing. Biagio Di Pietra



Responsabile scientifico DIN – Alma Mater Studiorum - Università di Bologna: Prof. Francesco Melino



Si ringrazia il Perito Chimico Mario Ragusa della Startup "I nuovi Mille" per il supporto tecnico nella attività sperimentale con il biodigestore di piccola taglia.

Indice

SOMMARIO	4
1 INTRODUZIONE	5
2 SISTEMA INTEGRATO DIGESTORE ANAEROBICO + MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA.....	7
2.1 SETUP BANCO PROVA COGENERATORE ALIMENTATO DA BIOGAS	7
2.2 CAMPAGNA SPERIMENTALE – MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA	15
2.2.1 <i>Test preliminari per valutare le prestazioni nominali del motore (benzina e GPL)</i>	15
2.2.2 <i>Test di caratterizzazione del motore in assetto cogenerativo alimentato a biogas (configurazione “di fabbrica”)</i>	18
2.3 DEFINIZIONE DEL SISTEMA OTTIMIZZATO E DELLA STRATEGIA DI CONTROLLO.....	21
2.3.1 <i>Correzione del rapporto aria-combustibile per combustione stechiometrica del biogas</i>	21
2.3.2 <i>Modifica linea gas di scarico</i>	23
2.4 VALIDAZIONE DEL SISTEMA OTTIMIZZATO	23
2.4.1 <i>Test a carico massimo al variare della composizione del gas combustibile</i>	25
2.4.2 <i>Test a carico variabile con motore alimentato a biogas (configurazione ottimizzata)</i>	29
2.5 PUNTI SALIENTI DELLA SPERIMENTAZIONE SU SISTEMA INTEGRATO DIGESTORE ANAEROBICO-MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA	33
3 SISTEMA INTEGRATO DIGESTORE ANAEROBICO, CALDAIA A BIOGAS E SISTEMA MICRO-ORC	35
3.1 SETUP BANCO PROVA MICRO-ORC.....	36
3.2 CAMPAGNA SPERIMENTALE – SISTEMA MICRO-ORC	39
3.2.1 <i>Risultati sperimentali in regime stazionario</i>	39
3.3 DEFINIZIONE DEL SISTEMA OTTIMIZZATO E DELLA STRATEGIA DI CONTROLLO.....	45
3.3.1 <i>Risultati prove ORC in assetto cogenerativo in contropressione</i>	46
3.4 PUNTI SALIENTI DELLA SPERIMENTAZIONE SU SISTEMA INTEGRATO DIGESTORE ANAEROBICO-CALDAIA-ORC	49
4 CONFRONTO FRA I DUE SISTEMI INTEGRATI IN ASSETTO COGENERATIVO E CONSIDERAZIONI ECONOMICO AMBIENTALI	50
4.1.1 <i>Calcolo del consumo di combustibile</i>	50
4.1.2 <i>Considerazioni economico-ambientali</i>	51
5 CONCLUSIONI	53
6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	57
7 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	58
8 INDICE DELLE FIGURE	59
9 INDICE DELLE TABELLE	62
10 CURRICULUM DEL GRUPPO DI LAVORO	63

Sommario

Il presente documento è il risultato della collaborazione tra l'ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN) dell'Alma Mater Studiorum - Università di Bologna, avente l'obiettivo di condurre l'analisi di *Sistemi di microcogenerazione per lo sfruttamento di biogas finalizzati alla produzione di acqua calda sanitaria nelle piccole isole*. Tale collaborazione nasce all'interno dell'Accordo di Programma che il Ministero dello Sviluppo Economico ed ENEA hanno stipulato nel 2019 finalizzato all'esecuzione delle linee di attività del Piano Triennale 2019-2021 della Ricerca e Sviluppo di Interesse Generale per il Sistema Elettrico Nazionale.

Il presente documento descrive la ricerca svolta durante la terza annualità.

La linea di attività del terzo anno (LA4.8: Sistemi di microcogenerazione per lo sfruttamento di biogas finalizzati alla produzione di acqua calda sanitaria nelle piccole isole – anno 3 di 3) è dedicata alla sperimentazione e caratterizzazione dei dispositivi definiti ed acquisiti durante le precedenti annualità. La campagna sperimentale sarà finalizzata alla definizione di un dispositivo integrato per la produzione di biogas e successiva conversione in energia elettrica ed acqua calda sanitaria.

In particolare, in accordo con ENEA e sulla base dei risultati delle precedenti annualità (LA 4.6 – LA 4.7), si è deciso di testare due diverse tecnologie di micro-cogenerazione, un motore a combustione interna ed un sistema basato sulla tecnologia ORC (Organic Rankine Cycle).

I banchi prova sono stati progettati e installati presso i laboratori dell'Alma Mater Studiorum – Università di Bologna nel corso della seconda annualità, per testare i componenti (digestore e micro-cogeneratore) disaccoppiati al fine di poterli caratterizzare con maggiore semplicità operativa e flessibilità.

Lo studio svolto durante la terza annualità è suddiviso in tre fasi, così come riportato nel documento *Linee di attività* e di seguito illustrato:

- Fase I – Campagna sperimentale: in tale fase verranno condotti test sperimentali volti alla caratterizzazione – in termini di performance al variare delle condizioni al contorno – dei diversi componenti e del sistema integrato al fine di valutarne il reale funzionamento in condizioni sia di design che di off-design.
- Fase II – Analisi dei dati raccolti: i dati raccolti durante la campagna di sperimentazione saranno in questa fase analizzati ed elaborati, consentendo di conseguenza lo sviluppo di strategie ottimali per la gestione del sistema oggetto di analisi.
- Fase III - Definizione del sistema ottimizzato e della strategia di controllo: In tale fase si prevede di testare sul banco prova le strategie di gestione elaborate con l'obiettivo di effettuarne una validazione. Si procederà infine alla valutazione delle prestazioni del sistema in termini sia energetico – ambientali che economici.

1 Introduzione

Il presente documento è il risultato della collaborazione tra l'ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN) dell'Alma Mater Studiorum – Università di Bologna, finalizzata all'analisi di *Sistemi di microgenerazione per lo sfruttamento di biogas finalizzati alla produzione di acqua calda sanitaria nelle piccole isole*. Tale collaborazione nasce all'interno dell'Accordo di Programma che il Ministero dello Sviluppo Economico ed ENEA hanno stipulato nel 2019 finalizzato all'esecuzione delle linee di attività del Piano Triennale 2019-2021 della Ricerca e Sviluppo di Interesse Generale per il Sistema Elettrico Nazionale.

I temi sviluppati nell'ambito dell'accordo tra ENEA e il dipartimento DIN dell'Alma Mater Studiorum – Università di Bologna riguardano la possibilità di installare sistemi per la produzione e successiva riconversione di biogas nel contesto di piccole isole non raggiunte dalla rete gas e con una connessione elettrica al continente (mediante connessione sottomarine già esistenti) di ridotta capacità.

Lo studio presentato rientra nell'ambito della ricerca di soluzioni finalizzate al conseguimento di una indipendenza energetica delle utenze site in piccole isole, nonché di una maggiore efficienza energetica e di una riduzione dei costi di produzione. L'obiettivo finale è pertanto quello di favorire lo sviluppo di sistemi di auto-produzione di piccola taglia tali da garantire flussi energetici (elettrici e sotto forma di gas) indipendenti dalla connessione con il continente. L'attività di ricerca, in tale contesto, si inquadra quindi verso lo studio di un sistema integrato composto da un digestore anaerobico e da un micro-cogeneratore, entrambi di piccola taglia in considerazione della tipologia di utenza (residenziale/domestica). L'obiettivo è, infatti, quello di analizzare la possibilità di produrre localmente (presso un'utenza domestica) biogas a partire dalla digestione anaerobica di una biomassa costituita dai rifiuti alimentari domestici e di reimpiegare successivamente il biogas prodotto all'interno di un sistema micro-cogenerativo, al fine di produrre energia elettrica e termica che possa coprire – totalmente o parzialmente – i fabbisogni elettrici e di acqua calda sanitaria dell'utenza stessa. In tal modo, si stima di ridurre i consumi di energia elettrica (importata dal continente mediante le connessioni sottomarine esistenti), attualmente finalizzati al soddisfacimento dei fabbisogni elettrici e termici per produzione di acqua calda sanitaria.

Durante la prima annualità (LA#4.6_UniBologna-BIOGAS) [1], nell'ambito della prima fase dell'attività di ricerca condotta, sono stati studiati lo stato dell'arte delle tecnologie di digestione anaerobica ed i parametri chiave che ne influenzano il processo, consentendo la definizione di un modello di calcolo (con approccio di tipo "black box") in grado di simulare il comportamento di un digestore anaerobico al variare delle condizioni al contorno (quali ad esempio la composizione della biomassa in input al digestore e la concentrazione della biomassa all'interno del substrato). Tale modello matematico è basato su bilanci di massa che coinvolgono la biomassa, il substrato organico e il biogas prodotto e consente di stimare le caratteristiche e la composizione del biogas prodotto sulla base delle caratteristiche della corrente in input al digestore. In una fase successiva della ricerca, il modello sviluppato è stato impiegato, unitamente ai fabbisogni di acqua calda sanitaria ed energia elettrica di un'utenza domestica concordata con ENEA e rappresentativa del contesto che si intende analizzare (le piccole isole), per definire la taglia del sistema integrato di produzione e riconversione del biogas. Tale analisi ha, tra le altre cose, consentito di orientare la ricerca di mercato che è stata condotta per individuare alcuni possibili digestori anaerobici in commercio idonei per l'applicazione oggetto di analisi. Inoltre, nella seconda fase dell'attività di ricerca svolta durante la prima annualità, dopo un'analisi sullo stato dell'arte delle diverse tecnologie cogenerative di piccola taglia per la conversione del biogas (microturbine a gas, motori a combustione interna, motori Stirling, celle a combustibile e cicli Rankine organici), sono stati individuati – tramite un'analisi di mercato – alcuni modelli di micro-cogeneratori commerciali come possibili alternative per il sistema integrato che si intende realizzare. La selezione è stata effettuata sulla base dei fabbisogni di acqua calda sanitaria ed energia elettrica registrati per l'utenza presa in esame. Per ciascuna macchina è stato quindi creato un modello che consente di valutarne le prestazioni in relazione al profilo di fabbisogno dell'utenza e che ha quindi permesso di analizzare il funzionamento di ciascuna tecnologia durante l'intero periodo considerato, al fine di individuare la tecnologia (o le tecnologie) di conversione del biogas più idonea al contesto, così come la taglia del biodigestore ad essa integrato. A completamento delle indagini condotte durante la prima annualità, è stata infine elaborata una prima ipotesi preliminare di architettura per il banco prova relativo a ciascuna tecnologia micro-cogenerativa.

Sulla base delle analisi effettuate durante la prima annualità e in accordo con ENEA, sono state selezionate due possibili alternative di sistema integrato digestore anaerobico più micro-cogeneratore, individuati come i più idonei per l'applicazione in esame:

- digestore anaerobico + motore a combustione interna;
- digestore anaerobico + sistema ORC.

I banchi prova relativi a queste due alternative sono stati oggetto di progettazione e realizzazione durante la seconda annualità, così come è stato descritto nel dettaglio nella relativa relazione tecnica, e riproposto in breve nel presente documento per completezza.

L'oggetto di studio della terza annualità è l'esecuzione di test sperimentali volti alla caratterizzazione delle prestazioni del sistema integrato e dei suoi componenti, in particolare del motore a combustione interna ad uso cogenerativo alimentato da biogas prodotto da biodigestore. Il primo obiettivo è verificare l'operazione corretta e stabile del cogeneratore, identificando i limiti di funzionamento e le prestazioni nominali. Il secondo è la caratterizzazione vera e propria, svolta al variare delle condizioni al contorno (composizione del gas e carico elettrico), attraverso la riproduzione di biogas come miscela di metano e anidride carbonica in bombole industriali.

L'obiettivo finale è la definizione delle strategie di controllo dei sistemi micro-cogenerativi volte a garantire le prestazioni migliori possibili utilizzando i dispositivi selezionati per questo studio.

2 Sistema integrato digestore anaerobico + motore a combustione interna

Con l'obiettivo di realizzare presso un'utenza domestica un sistema energetico cogenerativo, atto a soddisfare i fabbisogni elettrico e termico per la produzione di acqua calda sanitaria e basato sulle tecnologie di digestione anaerobica e cogenerazione tramite motore a combustione interna, è stata definita l'architettura presentata in **Figura 1**. Nel dettaglio, il sistema proposto – sfruttando il rifiuto organico prodotto dall'utenza stessa – prevede la produzione di biogas mediante digestione anaerobica e, dopo essere stato filtrato in modo da eliminare le eventuali tracce di composti a base zolfo (sistema di adsorbimento dell' H_2S), il suo successivo stoccaggio all'interno di apposite sacche (S1 in **Figura 1**). Il biogas stoccato può quindi essere utilizzato per alimentare i fornelli da cucina e/o – il motore a combustione interna (previa compressione, C in **Figura 1**). La produzione di acqua calda sanitaria viene quindi effettuata tramite recupero termico dai fumi del motore a combustione interna, attraverso uno scambiatore di calore acqua-fumi (SC in **Figura 1**).

Si considera inoltre di prevedere e/o mantenere, come sistema di back-up, la presenza di uno scaldabagno elettrico, attualmente comunemente in uso presso le utenze domestiche site nel contesto delle piccole isole in cui la connessione alle reti di distribuzione del gas naturale e dell'energia elettrica risulta assente o con capacità limitata.

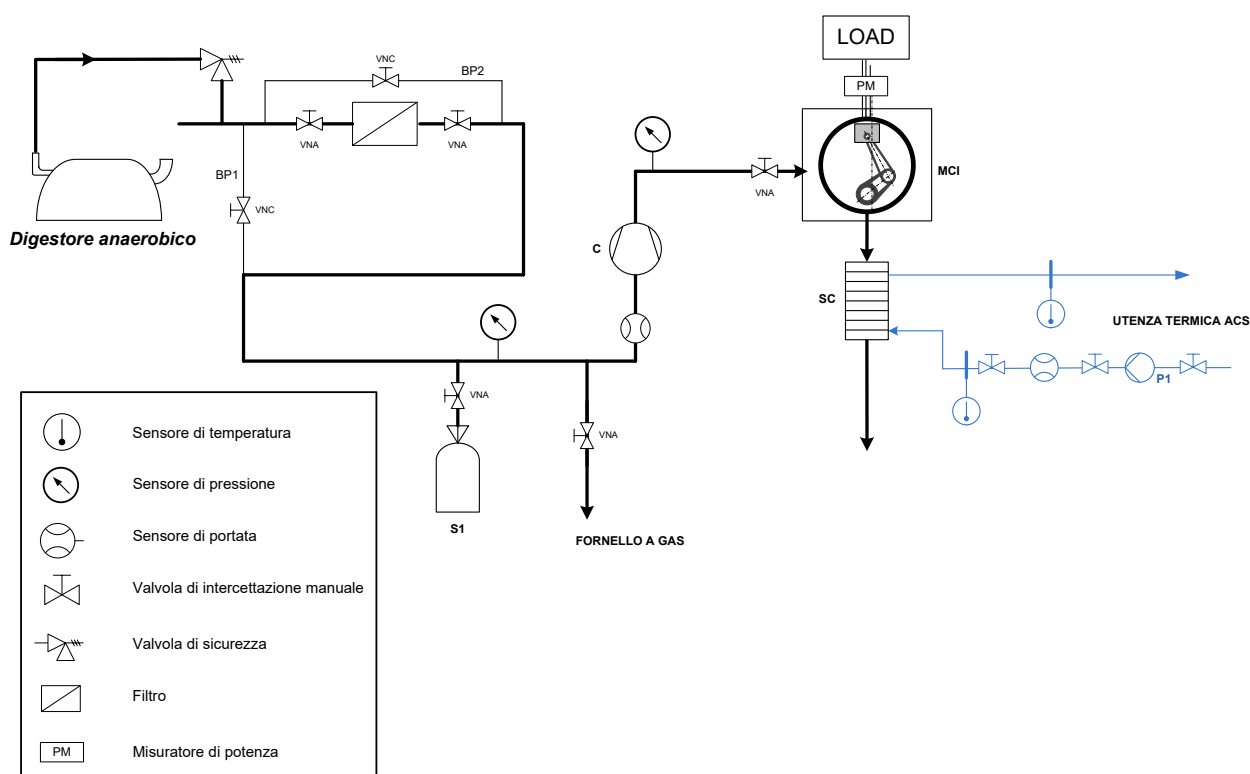


Figura 1 – Architettura del sistema integrato digestore anaerobico + motore a combustione interna, elaborato come ipotesi di installazione presso utenze domestiche site nel contesto delle piccole isole e volto al soddisfacimento dei fabbisogni energetici di tipo elettrico e termico per la produzione di acqua calda sanitaria delle utenze stesse.

2.1 Setup banco prova cogeneratore alimentato da biogas

L'installazione del banco prova è stata oggetto della seconda annualità, relativa alla linea di attività intitolata "Sistemi di microcogenerazione per lo sfruttamento di biogas finalizzati alla produzione di acqua calda sanitaria nelle piccole isole". Tuttavia, ai fini di completezza del presente report e per facilitare la

comprensione dei risultati presentati, se ne riporta nel seguito una sintesi, aggiornata sull'ultima versione dell'attrezzatura implementata. Lo svolgimento dei primi test ha infatti evidenziato la necessità di eseguire lievi modifiche di avanzamento sulla strumentazione installata. Il layout completo del banco prova è mostrato in **Figura 2**. È essenzialmente costituito da due bombole di gas compresso, il digestore, la linea di alimentazione del combustibile al motore, il carico elettrico, lo scambiatore di calore cogenerativo fumi-acqua e i dispositivi di misura e acquisizione. Una foto dell'installazione, in cui non è visibile il biodigestore, è mostrata in **Figura 3**.

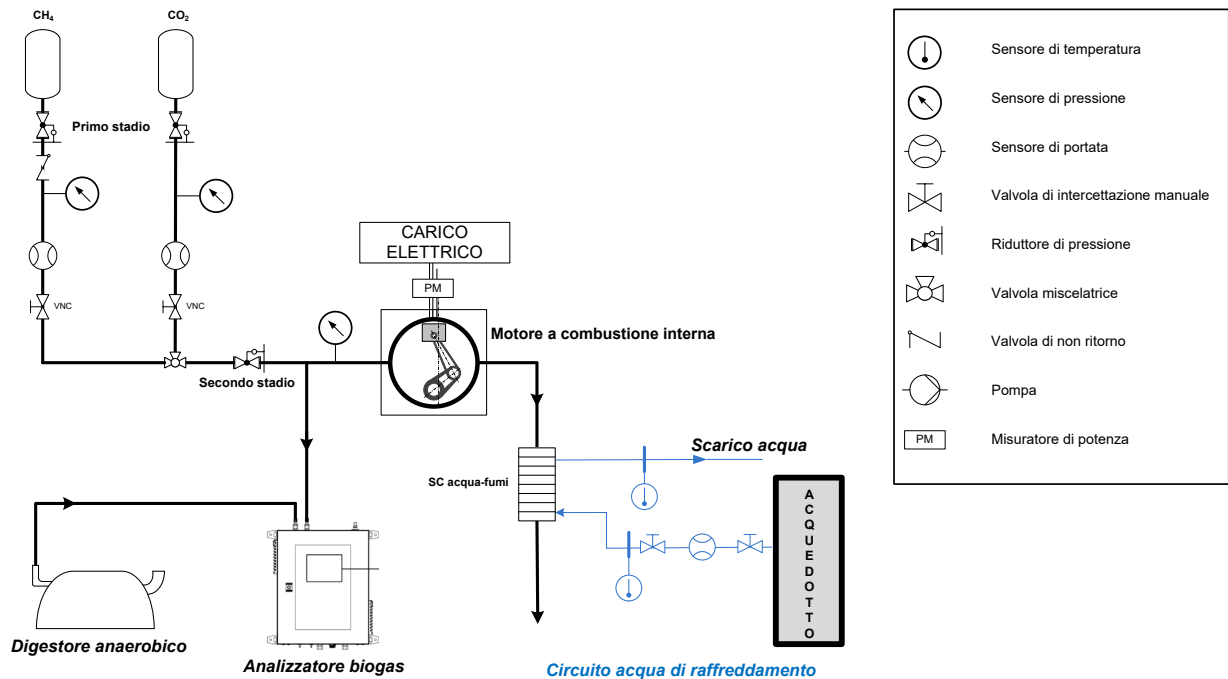


Figura 2 – Layout del banco prova cogeneratore alimentato da miscela metano-anidride carbonica.



Figura 3 – Immagine installazione banco prova MCI.

Nel seguito si riportano per completezza le foto e le specifiche dei componenti principali installati nell'impianto, già descritti nel dettaglio nel report dell'annualità precedente, i quali sono: il digestore anaerobico (**Figura 4**), il motore a combustione interna multi-fuel, che può funzionare a benzina, GPL, gas naturale e biogas (**Figura 5**), e lo scambiatore di calore a piastre e guscio (**Figura 6**).



Figura 4 – Immagine del digestore anaerobico HomeBiogas 2.0 [1].

Tabella 1 – Specifiche del digestore anaerobico HomeBiogas 2.0.

	Unità	Valore
Dimensioni del sistema complessivo	[cm]	210x115x125
Volume del serbatoio di gas	[L]	600
Volume del digestore	[L]	1500
Massima quantità giornaliera di rifiuto domestico in input	[L]	6
Massima quantità giornaliera di deiezioni animali (slurry) in input	[L]	45
Peso	[kg]	1200



Figura 5 – Immagine del motore a combustione interna multi-fuel.

Tabella 2 – Specifiche motore a combustione interna [2].

	GENERATORE		
Costruttore	GRETECH		
Modello	JLY 2500-3		
Tensione di design (output AC)	230 V		
Frequenza di design	50 Hz		
Fuel	<u>Benzina/GPL</u>	<u>Gas naturale</u>	<u>Biogas</u>
Potenza elettrica prodotta in design	2.00 kW	1.80 kW	1.35 kW
Massima potenza elettrica prodotta	2.20 kW	2.00 kW	1.45 kW
Tensione/Corrente DC	12 V/8.3 A		
Fattore di potenza	1.0		
Peso	50 kg		
Ingombro	610x465x465 mm		
Pressione fuel in ingresso	2.8 kPa	2.0 kPa	4.0 kPa
Consumo specifico	0.36 m ³ /kW.h	0.35 m ³ /kW.h	0.60 m ³ /kW.h
	MOTORE		
Numero modello motore	JL 200		
Tipologia	1 cilindro/4 tempi/valvole in testa/raffr. ad aria		
Alesaggio x Corsa	68 x 54 mm		
Cilindrata	196 cm ³		
Sistema di accensione	Transistor Magneto (T.C.I.)		
Candela	NGK (BP6E)		



Figura 6 – Immagini dello scambiatore di calore a piastre e guscio [3].

Tabella 3 – Specifiche scambiatore a piastre e guscio [4].

	Unità	Valore
Produttore	[-]	dpPerformance GmbH
Tipologia	[-]	shell
Materiale	[-]	Alluminio
Massima potenza termica	[kW]	54
Lunghezza totale	[mm]	340
Lunghezza dissipatore	[mm]	200
Diametro esterno dissipatore	[mm]	100
Peso	[kg]	1.9

I componenti principali del banco prova sono elencati qui sotto (cfr. layout in [Figura 2](#) e immagine in [Figura 3](#)):

- il digestore anaerobico, con la sacca del biogas sufficientemente piena per effettuare almeno cinque analisi di composizione (specifiche in [Tabella 1](#));
- una bombola di anidride carbonica compressa, con capacità di 40 litri, inizialmente riempita a 40 bar;
- bombola di metano compresso, purezza 3.0 (99.9%), con capacità di 40 litri, inizialmente riempita a 200 bar;
- un riduttore di pressione di primo stadio per CH₄, ingresso fino a 300 bar, uscita 0-20 bar, collegato direttamente alla bombola;
- una valvola di non ritorno per combustibile, collegata all'uscita del riduttore di primo stadio del metano;
- riduttore di pressione di primo stadio per CO₂, ingresso fino a 300 bar, uscita 0-20 bar, collegato direttamente alla bombola;
- un misuratore di portata massica a effetto termico, sulla linea del metano prima della miscelazione;
- due valvole manuali a flusso avviato di regolazione della portata dei due gas, una sulla linea del CH₄ e una sulla linea della CO₂;
- collettore di miscelazione;
- un misuratore di portata massica a effetto termico in uscita dal miscelatore, per la misura di portata di gas aspirata dal motore;
- riduttore di pressione di secondo stadio, uscita 0-4 bar, per regolare la pressione di alimentazione del gas miscelato al motore;
- un trasduttore di pressione, 0-100 mbar relativi, per impostare in maniera precisa la pressione di alimentazione al motore;
- linea di analisi della composizione del gas miscelato, con sbocco *dead-end* nell'analizzatore per biogas SWG;
- uno scambiatore di calore fumi-acqua a piastre e guscio.

La strumentazione di misura e regolazione include quindi:

- tre termocoppie in sonde da 1 mm per misura di temperatura sullo scarico del motore, e all'ingresso e all'uscita dello scambiatore fumi-acqua;
- due termocoppie in sonde da 1 mm per misura di temperatura dell'acqua sui rami di ingresso e uscita dello scambiatore cogenerativo;
- due trasduttori di pressione assoluta 0-15 bar, per misura pressioni di miscelazione sulle linee CH₄ e CO₂;
- un trasduttore di pressione relativa 0-100 mbar;

- pinza amperometrica per la misura della corrente alternata sulla linea di alimentazione del carico elettrico, modello HT4010;
- due misuratori di portata massici a effetto termico, modello *red-y smart meter GSM-C*;
- un misuratore di portata volumetrica elettromagnetico, modello *Endress+Hauser Promag*
- un analizzatore per biogas SWG100 BIOCompact.

L'elenco completo con le specifiche dei sensori è riportato in **Tabella 4**.

Per l'acquisizione dei segnali di misura è stato adottato un sistema basato su un dispositivo CompactDAQ della National Instrument, modello NI CDAQ 9133. Il dispositivo è dotato di un processore Intel Atom dual-core da 1.33 GHz nel quale sono installati il sistema operativo Windows e il software LabVIEW 2016. Il CDAQ dispone di uno chassis a 8 slot, nel quale sono inseriti i seguenti moduli di input:

- due moduli NI 9211, per l'acquisizione dei segnali dalle termocoppie;
- un modulo NI 9203, per i segnali analogici in corrente (0-20 mA);
- un modulo NI 9201, per i segnali analogici in tensione (0-10 V).

All'interno del dispositivo CDAQ è stato sviluppato il software di acquisizione in linguaggio LabVIEW, per il monitoraggio delle prove e la registrazione dei dati. La schermata con il diagramma a blocchi del software implementato è mostrata in **Figura 7**.

Tabella 4 – Specifiche dei sensori.

Grandezza misurata	<u>Portata gas (x2)</u>	<u>Composizione gas</u>	<u>Portata acqua</u>	<u>Pressione di alimentazione</u>	<u>Pressione di miscelazione</u>	<u>Temperatura acqua (x2)</u>	<u>Temperatura fumi</u>
Modello	red-y smart meter GSM-C	SWG100 BIOCompact	H + E Promag	JUMO 404327	Impress	Sonda a immersione 1 mm	Sonda esterna a fascetta
Tipologia	thermal mass flow meter		misuratore magnetico	trasduttore con sensore capacitivo di tipo ceramico	trasduttore con sensore capacitivo di tipo ceramico	termocoppia di tipo K	termocoppia di tipo T
Posizione	uscita bombole CH ₄ e uscita miscelatore	uscita riduttore di secondo stadio	ingresso SC, lato acqua	alimentazione e MCI	uscita riduttori di pressione CO ₂ e CH ₄	ingresso e uscita SC, lato acqua	Uscita blocco motore, ingresso e uscita SC, lato fumi
Precisione	± 1.0 % del fondo scala		±0.5 % RV	≤ 0.2 % del fondo scala		±0.5 °C	
Range di calibrazione	0-1000 NL/min*	0-100% CH ₄ 0-100% CO ₂ 0-1000 ppm H ₂ S	0-9.8 L/s	0-100 mbar	0-15 bar	0-90 °C	
Segnale di output	4-20 mA	4-20mA	4-20 mA	4-20 mA	0-10 V	TC	TC

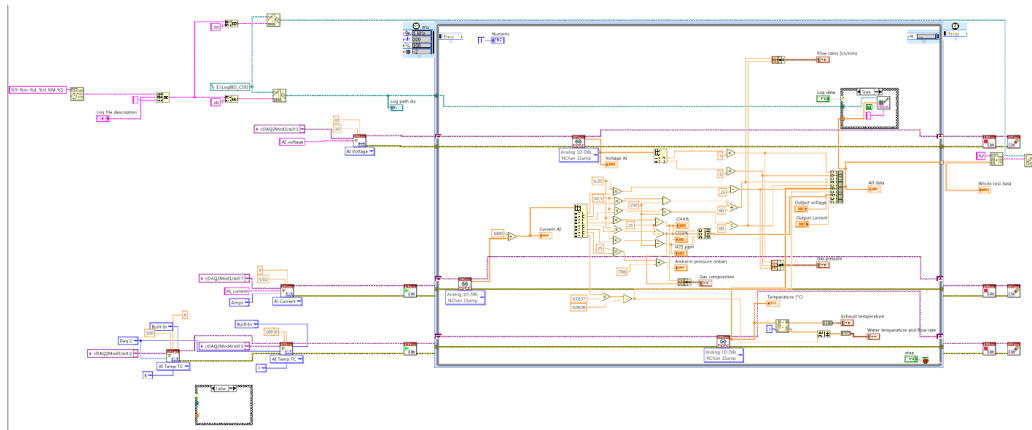


Figura 7 – Diagramma a blocchi del software di acquisizione in linguaggio LabVIEW.

Il dispositivo SWG100 BIOCompact è un analizzatore compatto dotato di display e moduli di output analogico e seriale, per la connessione ad altri dispositivi di acquisizione. È composto da un misuratore a infrarossi per rilevare metano e anidride carbonica (misura fra 0% e 100%), un sensore elettrochimico per l'ossigeno e l'acido solfidrico (0-25% e 0-2000 ppm rispettivamente), valvole a solenoide per il gas da aspirare e una "pompa" di riempimento. Fino a quattro canali di output analogici in corrente fra 4 e 20 mA possono essere impostati per l'acquisizione tramite CDAQ. Oltre alla composizione del gas, l'analizzatore fornisce una misura di temperatura e altri parametri di funzionamento. In questa applicazione le uscite analogiche sono state impostate su frazione di CH₄, frazione di CO₂, frazione di H₂S e temperatura ambiente, i cui cavi di segnale sono stati connessi a quattro canali di input del modulo NI 9203 per ingressi analogici in corrente.



Figura 8 – Immagine dell'analizzatore di biogas SWG 100 BIOCompact.

I sistemi di controllo manuale includono i due regolatori di alta pressione per CH₄ e CO₂, per ridurre la pressione fino a un valore compatibile con la pressione di ingresso del regolatore di secondo stadio e con la pressione massima di esercizio dei misuratori di portata, il regolatore di bassa pressione per regolare la pressione di ingresso al motore, e due valvole di regolazione del flusso per modificare la frazione dei gas a comporre la miscela (**Figura 9**).



Figura 9 – Dispositivi di regolazione manuale: riduttore di alta pressione, riduttore di bassa pressione, valvola di regolazione del flusso.

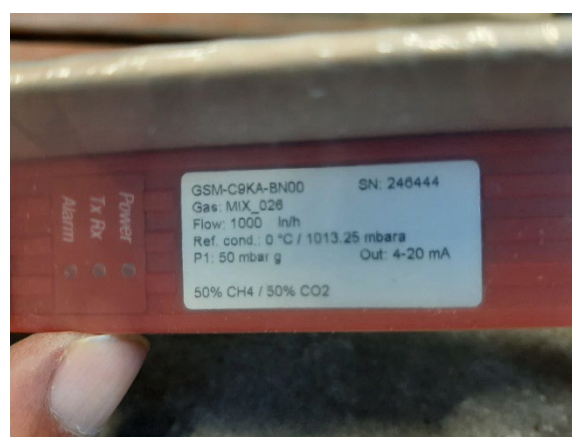


Figura 10 – Immagini del misuratore di portata in massa termico.



Figura 11 – Immagini dei misuratori di pressione.

2.2 Campagna sperimentale – motore a combustione interna

Le prove sono state eseguite presso il Laboratorio di Meccanica del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Alma Mater Studiorum, Università di Bologna. Nel paragrafo seguente si ripropongono i risultati principali della caratterizzazione del motore

2.2.1 Test preliminari per valutare le prestazioni nominali del motore (benzina e GPL)

Al fine di caratterizzare in maniera completa ed esaustiva il motore a combustione interna multi-fuel installato presso il Laboratorio di Meccanica dell'Alma Mater Studiorum Università di Bologna, in aggiunta alla specifica applicazione oggetto di analisi (accoppiamento con il digestore anaerobico e dunque alimentazione con biogas), si è deciso di testare il suo funzionamento in condizioni di alimentazione con benzina e GPL. Nel dettaglio, si è proceduto come segue:

- set di prove con MCI alimentato a benzina al variare del carico elettrico, con motore operante in assetto non cogenerativo;
- set di prove con MCI alimentato a GPL al variare del carico elettrico, con motore operante in assetto non cogenerativo;
- set di prove con MCI alimentato a GPL al variare del carico elettrico, con motore operante in assetto cogenerativo.

I risultati delle prove sperimentali effettuate sono presentati da Figura 12 a Figura 14, per quanto riguarda i set di prove con benzina e GPL sul motore operante in assetto non cogenerativo, e da Figura 15 a Figura 18, per quanto riguarda il set di prove con GPL sul motore operante in assetto cogenerativo. Come si può notare, il comportamento del sistema risulta sensibilmente differente al variare del combustibile con cui viene alimentato, soprattutto in termini di consumo specifico (Figura 12): all'aumentare del carico, infatti, si nota un aumento del consumo specifico di benzina fino al raggiungimento di un punto di massimo, oltre il quale il consumo specifico torna a diminuire, seppure più lentamente; viceversa, alimentando il MCI con GPL si nota un iniziale decremento del consumo specifico con l'aumentare del carico, fino al raggiungimento di un punto di minimo oltre il quale se ne registra un aumento. In generale, la variazione di consumo specifico sembra essere più contenuta se il motore viene alimentato con GPL.

Inoltre, ai bassi carichi si osservano comportamenti differenti – tra benzina e GPL – anche in termini di temperatura dei fumi allo scarico (Figura 14); le temperature tendono invece a coincidere a carichi elevati. Il rendimento elettrico al variare del carico (Figura 13), al contrario, presenta un trend simile per i due combustibili e assume valori più alti alimentando il motore con GPL.

Per quanto riguarda il funzionamento del MCI in assetto cogenerativo, infine, si può notare come la potenza termica disponibile (Figura 18), ovvero la potenza termica massima recuperabile dai fumi del motore supponendo una temperatura ambiente pari a 25 °C, sia compresa tra circa 0.9 kW e 1.5 kW rendendo il sistema idoneo per applicazioni residenziali di produzione di acqua calda sanitaria per utenze monofamiliari.

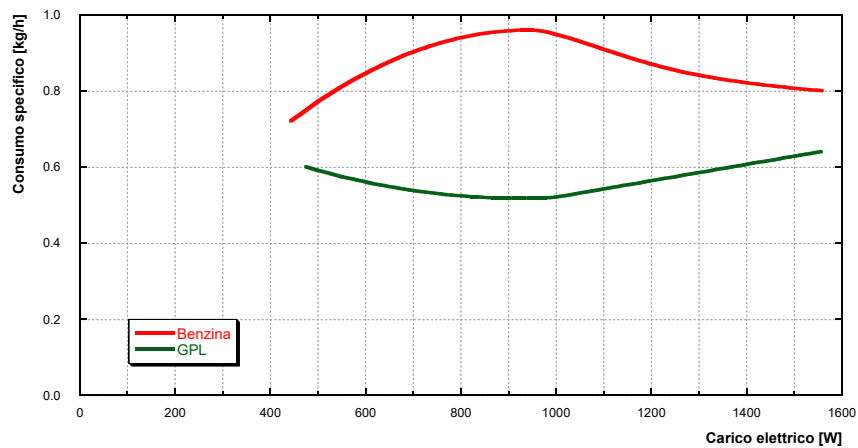


Figura 12 – Andamento del consumo specifico di combustibile del motore al variare del carico elettrico (set di prove con benzina e GPL in assetto non cogenerativo).

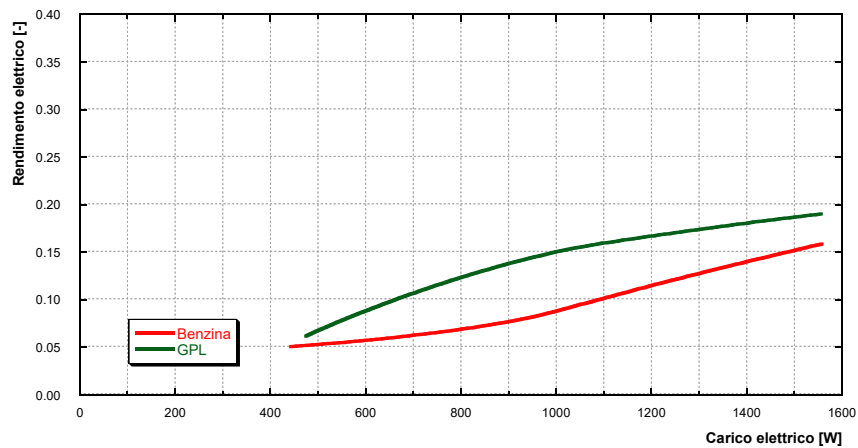


Figura 13 – Andamento del rendimento elettrico del motore al variare del carico elettrico (set di prove con benzina e GPL in assetto non cogenerativo).

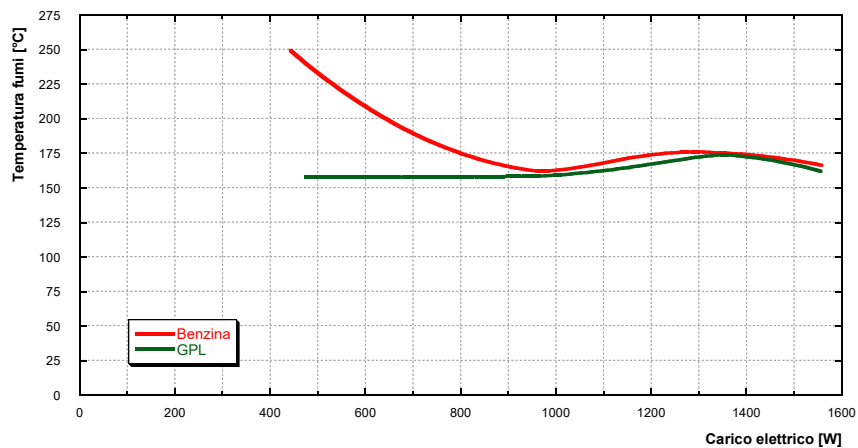


Figura 14 – Andamento della temperatura dei fumi allo scarico del motore al variare del carico elettrico (set di prove con benzina e GPL in assetto non cogenerativo).

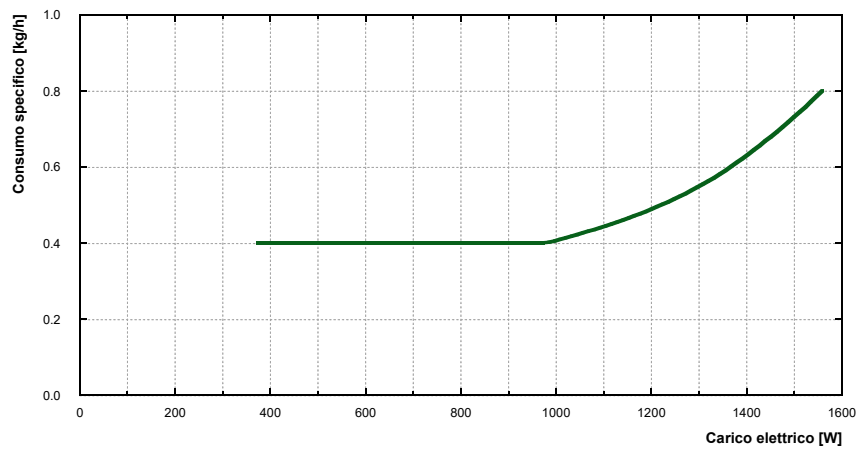


Figura 15 – Andamento del consumo specifico di combustibile del motore al variare del carico elettrico (set di prove con GPL in assetto cogenerativo).

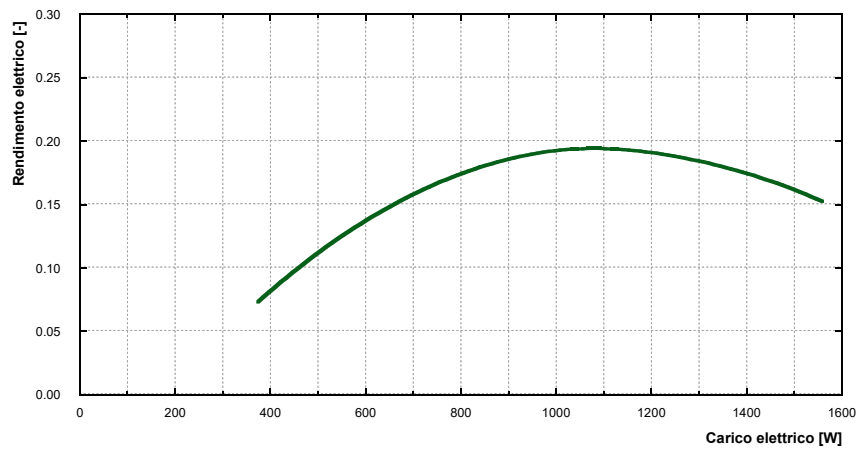


Figura 16 – Andamento del rendimento elettrico del motore al variare del carico elettrico (set di prove con GPL in assetto cogenerativo).

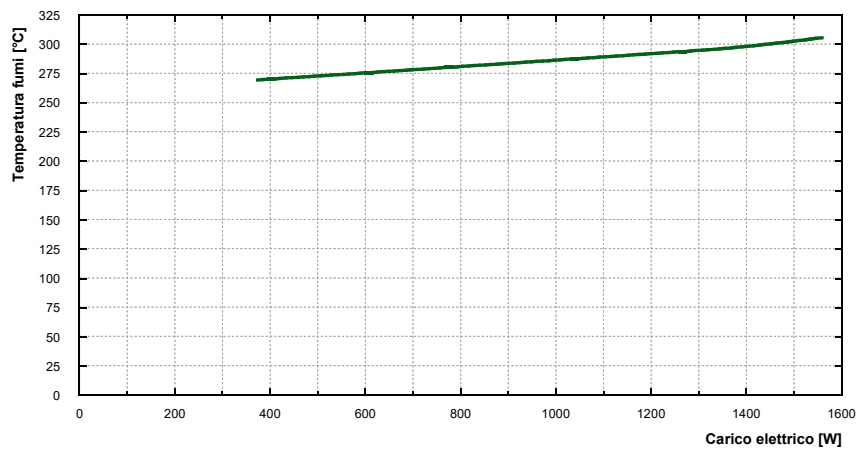


Figura 17 – Andamento della temperatura dei fumi in ingresso allo scambiatore acqua-fumi, al variare del carico elettrico (set di prove con GPL in assetto cogenerativo).

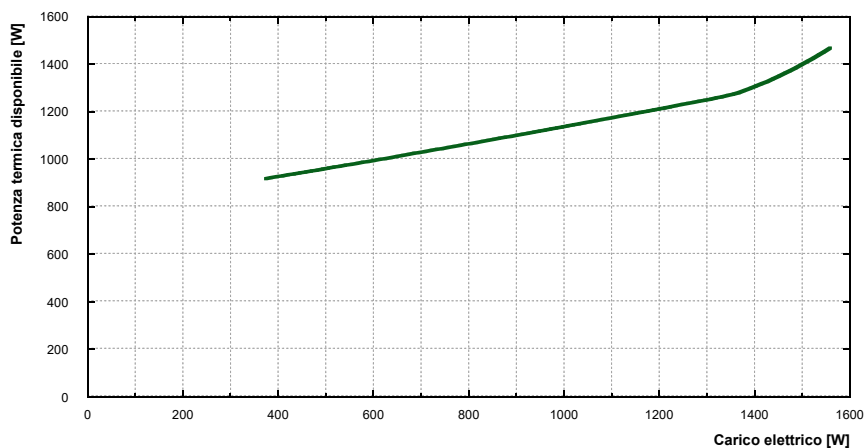


Figura 18 – Andamento della potenza termica massima disponibile per il recupero dai fumi del motore, al variare del carico elettrico (set di prove con GPL in assetto cogenerativo, potenza calcolata considerando una temperatura ambiente pari a 25 °C).

2.2.2 Test di caratterizzazione del motore in assetto cogenerativo alimentato a biogas (configurazione “di fabbrica”)

Le prove descritte in questa sezione sono state svolte con il motore in assetto cogenerativo, ovvero con lo scambiatore fumi-acqua in coda alla marmitta, lasciando il motore nella sua configurazione di fabbrica.

Per garantire una maggiore flessibilità e per svincolarsi dai tempi di produzione del biogas, le prove sul motore alimentato dal biogas sono state svolte attraverso l'utilizzo di bombole industriali di metano e anidride carbonica, riproducendo l'esatta composizione del biogas prodotto dal biodigestore. La composizione è stata rilevata grazie all'analizzatore di biogas descritto al paragrafo precedente, e ottenuta con le bombole tramite regolazione della portata di ciascun gas, attraverso valvole a flusso avviato posizionate sulla linea di alimentazione al motore. In questo modo si è stati in grado di “simulare” le prestazioni reali del motore alimentato a biogas, svincolandosi dai tempi di produzione del biogas da parte del digestore.

Per rendere l'analisi più generale, il motore è stato attivato con diverse composizioni della miscela combustibile metano-anidride carbonica. Partendo da una alimentazione di puro metano, condizione di solito adottata in fase di accensione e di riscaldamento del motore, è stata aperta progressivamente la valvola di anidride carbonica, ottenendo percentuali di CO₂ via via maggiori, fino a una frazione prossima al 45% in massa, corrispondente al valore effettivamente misurato nel biogas prodotto dal digestore. Questo valore è considerato anche vicino al limite di funzionamento del motore, a meno di non prevedere modifiche al condotto di aspirazione dell'aria. La tensione del generatore è mantenuta circa costante dal sistema meccanico di regolazione della frequenza del motore (tachimetro di Watt), fra 220 V e 230 V a una frequenza di circa 50 Hz. La portata di acqua circolante nello scambiatore di recupero dai fumi è stata tenuta costante e pari a 5 litri al minuto. La temperatura di ingresso dell'acqua è mantenuta circa costante nell'intorno dei 14 °C.

Il primo set di prove è stato eseguito lasciando il motore nella sua configurazione “di fabbrica” (mostrata in [Figura 5](#)), con la marmitta originale montata e lo scambiatore posto a valle e connesso attraverso un tubo flessibile in alluminio. Sul condotto di aspirazione dell'aria, a valle della scatola filtro, è stata sostituita la restrizione di 14 mm di diametro (adatta per l'uso con benzina e GPL) con una da 10 mm, la più piccola fra quelle incluse in dotazione con gli accessori di ricambio del motore.

Per ogni punto di lavoro, identificato da una specifica composizione della miscela e da un carico elettrico impostato, il test è condotto in due step: nel primo viene svolta l'analisi del gas in alimentazione al motore, in cui la valvola Vswg viene lasciata aperta, in modo da convogliare una certa portata di gas premiscelato nell'analizzatore per verificarne la composizione. Il ciclo di analisi è impostato su una durata complessiva di 5 minuti, di cui 4 minuti e 30 secondi per l'aspirazione del gas nella camera di misura, e 30 secondi per l'analisi

vera e propria. A valle di questa prima fase, la valvola Vswg viene chiusa in modo da misurare correttamente la portata aspirata dal motore, come somma dei due valori misurati dai sensori termici, che sono montati sulle due linee dei gas puri. I sensori di portata hanno anche la funzione di fornire una stima immediata della composizione del gas.

I dati sono mostrati per tre composizioni della miscela di gas: 75% CH₄ – 25% CO₂, 60% CH₄ – 40% CO₂, 55% CH₄ – 45% CO₂, e per il metano puro. In Figura 19 sono visibili le variazioni della composizione del combustibile in termini di frazione di CH₄ e CO₂ nella miscela, mentre Figura 20 riporta l'andamento delle portate dei gas puri (CH₄ e CO₂), che determinano la composizione del gas combustibile in alimentazione al motore. Si evidenzia che frazioni di CH₄ superiori al 75% (eccetto il caso del metano puro) non sono state prese in considerazione in quanto non ritenute compatibili con biogas prodotto da scarti alimentari, come nel caso di questo studio. Valori inferiori al 55%, al contrario, hanno determinato instabilità nel funzionamento del motore, che si presenta tramite una diminuzione della tensione e della frequenza in uscita dal generatore, fino in certi casi ad arrivare allo spegnimento. L'operazione del motore è infatti molto sensibile alla composizione del gas in alimentazione, dal momento che con un aumento della frazione di CO₂ inerte nel combustibile, la quantità d'aria necessaria per la combustione stechiometrica diminuisce. Di conseguenza, ogni volta che la composizione viene modificata è necessario agire sulla valvola di regolazione del carburatore, svitandola mano a mano che aumenta la percentuale di anidride carbonica. In aggiunta, sul condotto di aspirazione dell'aria, a valle del filtro, è stata inserita una restrizione di diametro pari a 10 mm per limitare il flusso d'aria, dovendo lavorare con un gas combustibile meno reattivo.

In **Tabella 5** sono riportate le condizioni principali imposte per i diversi test, in termini di composizione del gas, carico elettrico, portata e temperatura dell'acqua.

Con riferimento alle temperature dei gas di scarico e dell'acqua, i risultati acquisiti con la configurazione di fabbrica evidenziano che il salto di temperatura del gas esausto nello scambiatore rimane al di sotto dei 100 °C (**Figura 21**), mentre l'aumento di temperature dell'acqua è molto limitato, non superando i 3 °C (**Figura 22**). Da questi dati è possibile calcolare la potenza termica scaricata allo scambiatore fumi-acqua e disponibile per l'utenza termica, che risulta fra 600 W e 900 W come mostrato in **Figura 23**. Come si vedrà più avanti, questi valori sono significativamente inferiori rispetto a quelli che si possono ottenere a valle di una ottimizzazione della configurazione del motore in assetto cogenerativo.

I test effettuati in questa fase hanno anche evidenziato che il motore lavora in un punto non ottimale in termini di rapporto aria-combustibile, e mostra instabilità ad alto carico e per elevate frazioni di CO₂ (> 30% in volume) nella miscela che riproduce il biogas.

Tabella 5 – Condizioni operative dei test sperimentali.

# test	Composizione gas	Carico elettrico	Portata acqua	Temperatura ingresso acqua
1	75%CH ₄ – 25% CO ₂	0.35 A, 4.3 A	5.1 l/min	14.4 °C
2	60% CH ₄ – 40% CO ₂	0.35 A, 4.3 A	5.1 l/min	14.1 °C
3	55% CH ₄ – 45% CO ₂	0.35 A, 4.3 A	5.1 l/min	14.7 °C

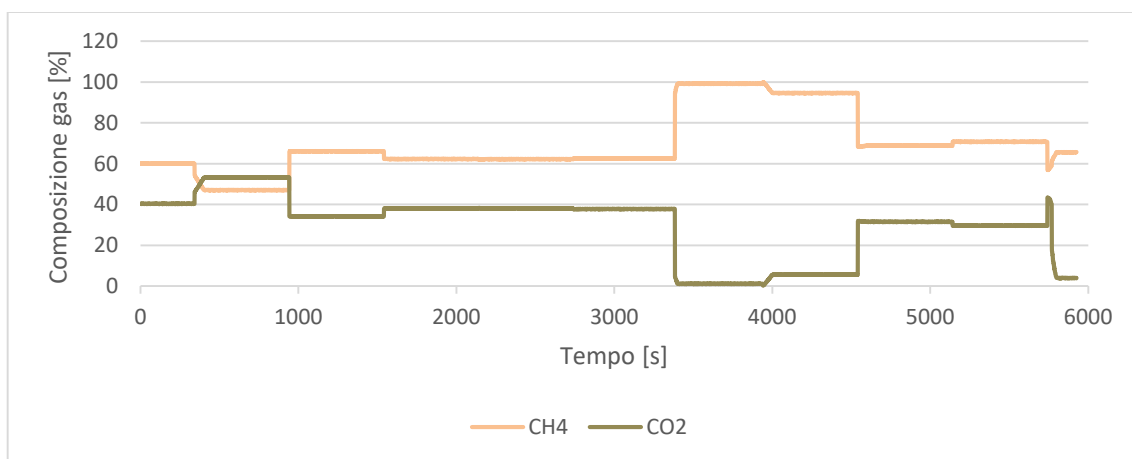


Figura 19 – Andamento della frazione in volume della miscela di gas combustibile.

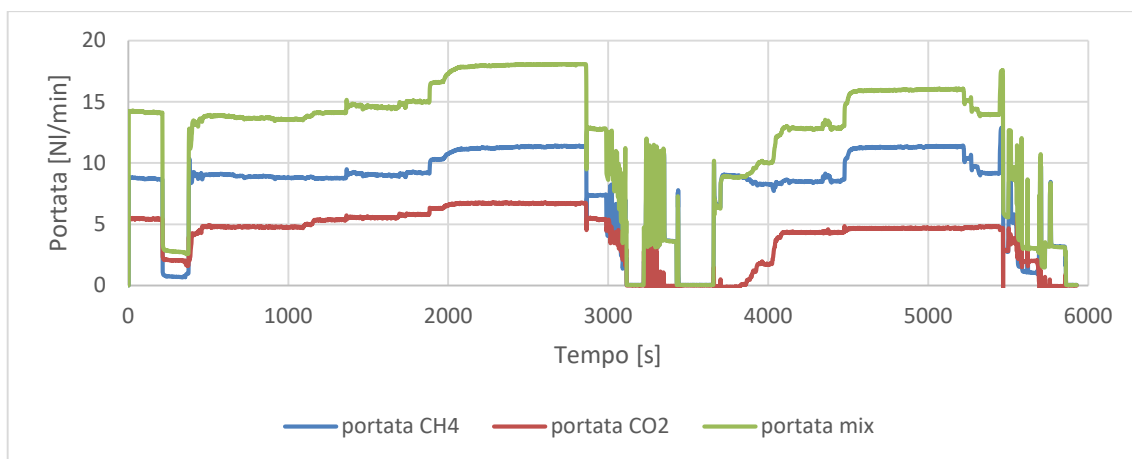


Figura 20 – Andamento delle portate di gas in alimentazione al motore.

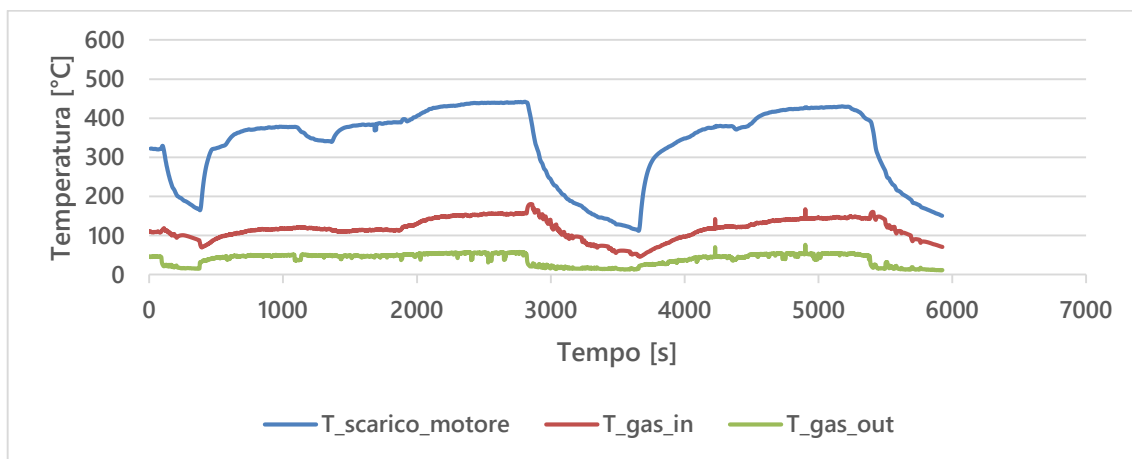


Figura 21 – Andamento delle temperature dei gas di scarico (configurazione di fabbrica).

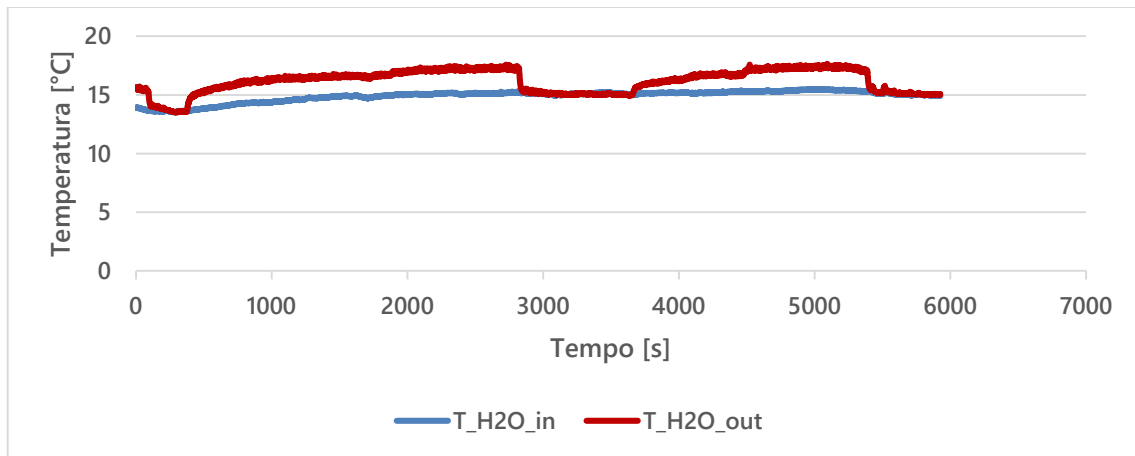


Figura 22 – Andamento delle temperature dell'acqua (configurazione di fabbrica).

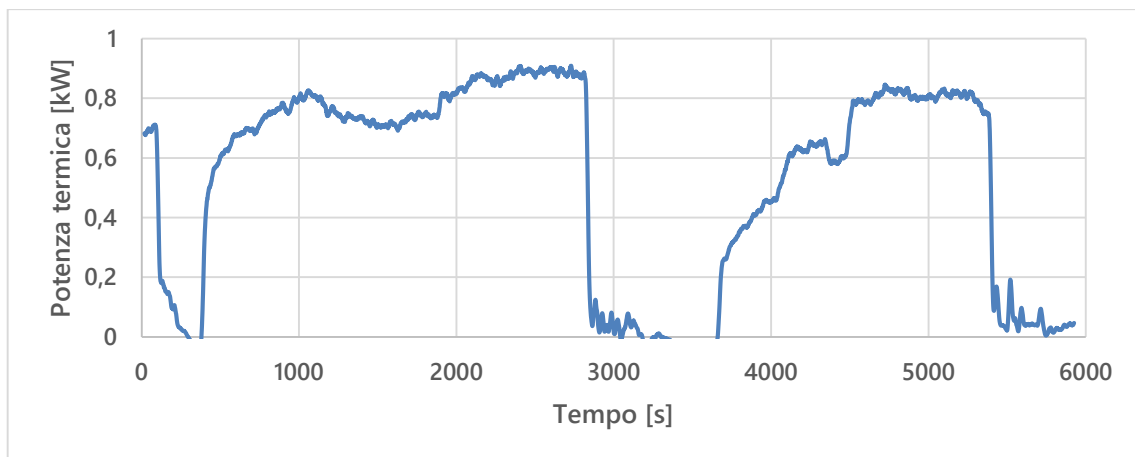


Figura 23 – Andamento della potenza termica trasferita allo scambiatore fumi-acqua (configurazione di fabbrica).

2.3 Definizione del sistema ottimizzato e della strategia di controllo

Le prove effettuate con il motore nella sua configurazione di fabbrica e mostrate al paragrafo precedente, hanno evidenziato la necessità di effettuare alcuni interventi migliorativi, volti ad aumentare la stabilità di funzionamento con il biogas in alimentazione, e ad incrementare le prestazioni sia termiche che elettriche. In particolare gli interventi hanno riguardato:

- 1) la correzione del rapporto aria-combustibile in alimentazione al motore, che ha un effetto sulle prestazioni elettriche e sulla stabilità;
- 2) la modifica della linea di scarico dei gas combusti, con l'obiettivo di limitare le dispersioni di calore verso l'ambiente e migliorare le prestazioni termiche e la qualità del calore scaricato.

I dettagli e gli effetti di entrambe le operazioni di modifica sono discussi nel seguito.

2.3.1 Correzione del rapporto aria-combustibile per combustione stechiometrica del biogas

Nell'ipotesi verosimile che la combustione nel motore debba avvenire in condizioni circa stechiometriche, una stima di calcolo del flusso d'aria medio in ingresso al motore può essere fatta, conoscendo la portata e la composizione della miscela combustibile. Considerando un rapporto aria-combustibile (A/F) stechiometrico di $17.4 \text{ kg}_{\text{aria}}/\text{kg}_{\text{CH}_4}$ per il metano puro, il calcolo della massa d'aria al diminuire della concentrazione di CH_4 , è dato dalla seguente espressione:

$$\dot{m}_A = \dot{m}_F \cdot x_{\text{CH}_4} \cdot \left(\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_F} \right)_{\text{st,CH}_4}$$

dove $\dot{m}_A$ e $\dot{m}_F$ corrispondono alle portate in massa di aria e di combustibile, rispettivamente, x_{CH_4} è la frazione in massa di metano nella miscela combustibile, mentre il pedice *st,CH₄* indica le condizioni

stechiometriche del rapporto aria-combustibile. Con una composizione del biogas come quella rilevata sperimentalmente (55% CH₄ – 45% CO₂), il rapporto stimato A/F si riduce a 9.3 kg_{aria}/kg_{CH₄}. In **Figura 24** è riportata la curva lineare che descrive l'andamento del rapporto aria-combustibile al variare della frazione di metano nella miscela. È evidente come, nell'utilizzare con biogas un motore a combustione interna concepito per essere alimentato a gas naturale, alcuni accorgimenti vanno presi per limitare il flusso d'aria al motore in conseguenza alla riduzione della frazione di CH₄ nel gas combustibile.

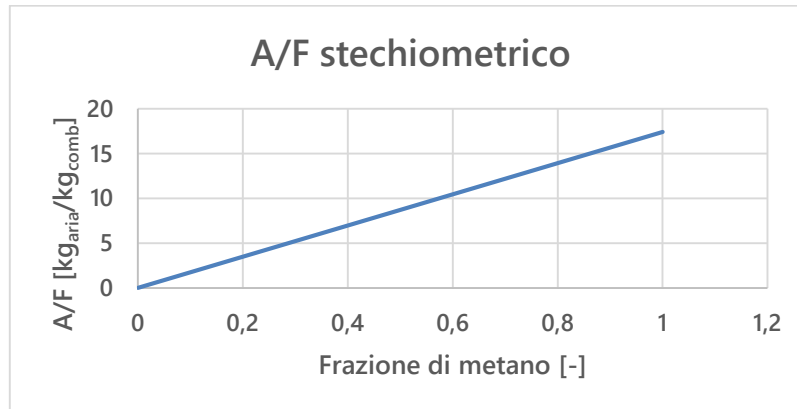


Figura 24 – Andamento del rapporto aria-combustibile stechiometrico al variare della frazione di metano nel biogas.

La modifica del rapporto aria combustibile può essere fatta:

- entro un certo intervallo, attraverso la regolazione del carburatore gas del motore. In particolare, all'aumentare della frazione di anidride carbonica nella miscela, è opportuno allentare la vite che regola l'afflusso di gas combustibile, ingrassando la miscela. La regolazione può essere eseguita anche durante il funzionamento del motore.
- A motore spento, è possibile diminuire la sezione di passaggio dell'aria comburente, introducendo una strozzatura nel condotto di aspirazione. La dotazione del motore include una serie di piastrine forate con diametri diversi, che possono essere applicate subito dopo la scatola del filtro dell'aria. Il diametro minore è stato montato per le prove nella configurazione ottimizzata, con la più alta frazione di CO₂ nel gas combustibile.

Come conclusione, si può affermare che un'operazione stabile del motore alimentato con biogas prodotto da rifiuti domestici può essere garantita tramite un aggiustamento della portata d'aria, in funzione della composizione del biogas. In generale, il condotto di aspirazione dell'aria comburente dovrebbe essere dimensionato opportunamente per ottenere una combustione efficace con una data composizione di biogas. Come nel caso del motore analizzato in questo documento, è possibile applicare delle strozzature nel condotto dell'aria. Nel caso sia richiesta una regolazione in continuo, si potrebbe procedere con l'installazione di un'ulteriore valvola automatica, sulla linea del combustibile o su quella dell'aria, da azionare in retroazione in base al segnale di una sonda lambda posta allo scarico, eventualmente unito alla misura di tensione del generatore (che dovrebbe rimanere sopra i 220 V a pieno carico), attraverso una logica a inseguimento del punto di lavoro ottimale. Ovviamente sarebbe necessario implementare una centralina di controllo. Questa soluzione, seppur aumentando la complessità del sistema, permetterebbe di ottimizzare il funzionamento del motore senza la necessità di conoscere la composizione del biogas, che potrebbe variare con la temperatura ambiente o con la qualità dei rifiuti organici conferiti nel digestore anaerobico. Anche il transitorio di avviamento sarebbe facilitato, attraverso un controllo opportuno della posizione della valvola di regolazione, magari con l'obiettivo di "ingrassare" la miscela aria-combustibile a motore freddo.

2.3.2 Modifica linea gas di scarico

Un'altra inefficienza riscontrata nell'uso cogenerativo del motore con configurazione originale è la grossa dispersione di calore nel condotto di scarico. Essendo raffreddato ad aria, il motore in generale è concepito per dissipare il calore dalle pareti del blocco cilindro. A differenza quindi del motore raffreddato a liquido, in cui una buona parte di potenza termica a media temperatura è trasportata dall'acqua di raffreddamento e quindi può essere scambiata più facilmente, il motore raffreddato ad aria non è di per sé perfettamente idoneo al recupero di calore. In quest'ultimo l'unica potenza che può essere recuperata è quella dei fumi, mentre il calore rimosso dalle pareti del blocco motore è disperso in ambiente, grazie alla ventola connessa all'albero e alla superficie alettata delle pareti. Inoltre la configurazione originale, che prevede una marmitta con ampia superficie verso l'esterno e non semplice da coibentare, e lo scambiatore fumi-acqua a valle, comporta delle dispersioni significative di potenza termica dei fumi in ambiente. La riduzione di temperatura dei gas di scarico fra il blocco motore e l'ingresso dello scambiatore può raggiungere i 250 °C, mentre il salto di temperatura allo scambiatore non supera i 100 °C.

La configurazione ottimizzata (visibile in **Figura 25**), ha previsto la rimozione della marmitta e il collegamento attraverso un tubo direttamente all'imbocco dello scambiatore. Lo scambiatore è stato coibentato con un tubo di gomma espansa di spessore 10 mm, adatta a resistere fino a 120 °C. In questo caso è stato possibile coibentare lo scambiatore con il tubo in gomma anche se attraversato da fumi più caldi rispetto alla configurazione precedente, in quanto è raffreddato dal flusso d'acqua. Questa soluzione consente di limitare significativamente la dispersione termica del gas di scarico. È stato osservato che con la configurazione ottimizzata della linea di scarico, il calo di temperatura dovuto a dispersioni in ambiente è di circa 120 °C, ed è legato alle perdite dal breve condotto di collegamento fra il blocco motore e lo scambiatore (**Figura 25**).

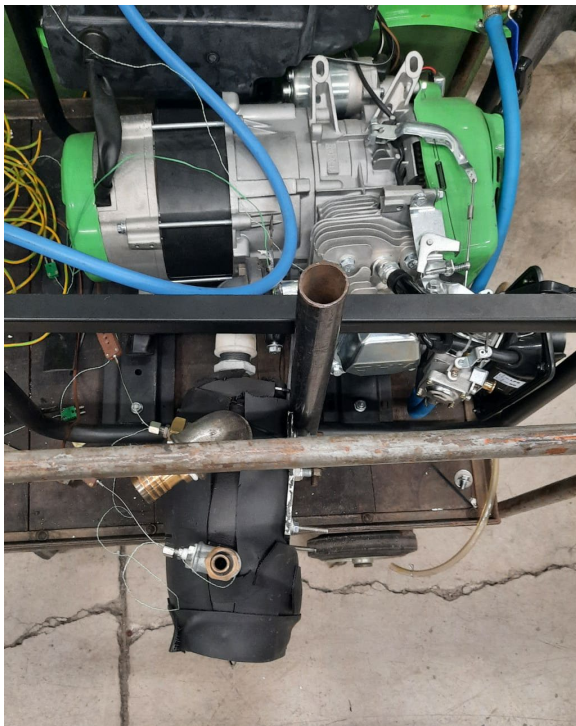


Figura 25 – Foto della linea di scarico del motore nella configurazione ottimizzata (senza marmitta e con scambiatore coibentato).

2.4 Validazione del sistema ottimizzato

Il set di prove descritto in questo paragrafo è stato dunque condotto con la configurazione ottimizzata (senza marmitta e con scambiatore coibentato, e con flusso d'aria ottimizzato, cfr. paragrafi precedenti), a carico costante massimo e per diversi valori di frazione dei gas che compongono la miscela combustibile. Da **Figura**

26 a Figura 28 sono riportati i grafici con l'andamento delle grandezze misurate durante una prova, rispettivamente la pressione del gas lungo la linea di alimentazione, le temperature dei gas di scarico nelle varie sezioni, e le temperature dell'acqua all'ingresso e all'uscita degli scambiatori. Nella prima parte della prova, il motore è stato acceso per alcune decine di minuti con un'alimentazione di puro metano e portato in temperatura. La portata di gas in questa fase è la minore rilevata, sia perché il gas puro ha il massimo potere calorifico, sia perché il motore è fatto girare a vuoto (senza carico elettrico). La portata complessiva aumenta con l'aumentare della frazione di CO₂ (cfr. Figura 20). Le pressioni sono acquisite sulla linea di miscelazione del gas in alimentazione al motore, sul ramo del metano, dell'anidride carbonica e a valle del miscelatore. Le variazioni della pressione di alimentazione (linea grigia in Figura 26, in mbar), sono legate alla regolazione effettuata sul riduttore di secondo stadio in seguito a modifiche della composizione della miscela di gas. La pressione di alimentazione della miscela, come da manuale del motore, varia fra 20 mbar e 40 mbar, a seconda della composizione. Le variazioni della pressione dei gas puri a valle dei riduttori di primo stadio sono invece dovute all'effetto della regolazione delle valvole a flusso avviato, mentre il settaggio dei regolatori stessi è mantenuto costante.

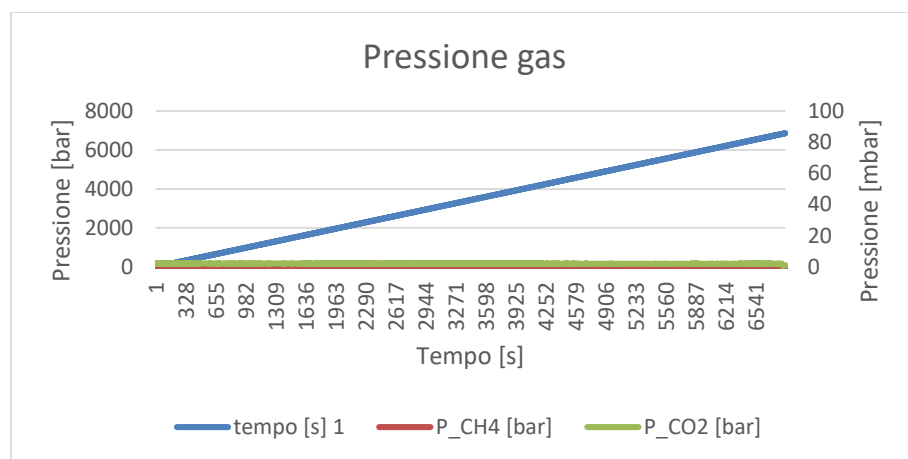


Figura 26 – Andamento delle pressioni nella linea di alimentazione del gas combustibile.

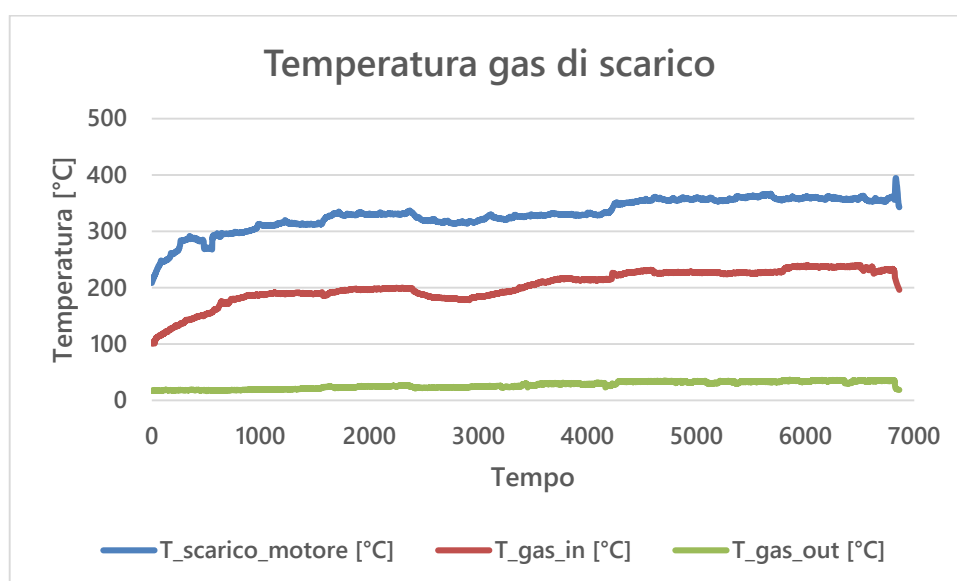


Figura 27 – Andamento delle temperature dei gas di scarico.

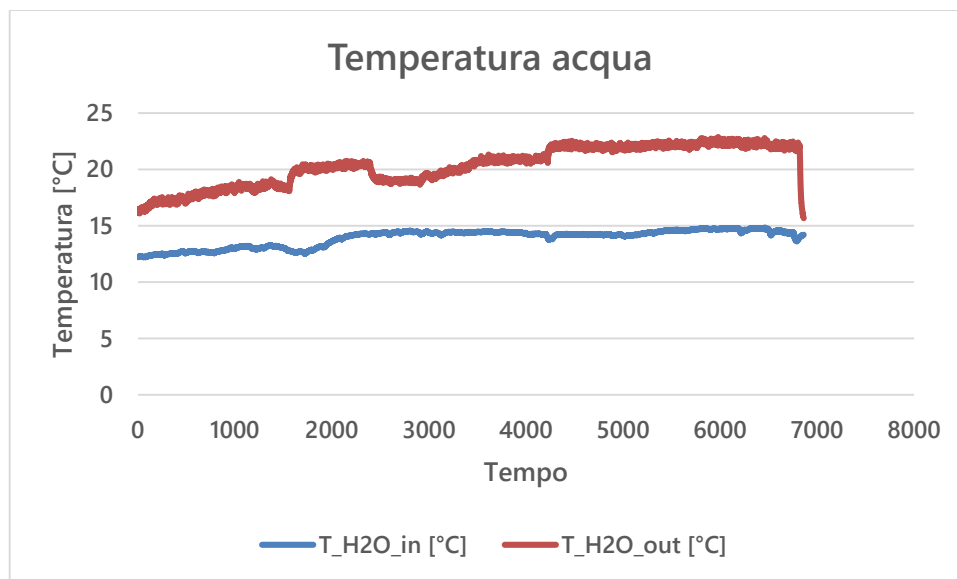


Figura 28 – Andamento delle temperature dell'acqua.

2.4.1 Test a carico massimo al variare della composizione del gas combustibile

Nelle figure seguenti (**Figura 29** – **Figura 35**), sono riportati i valori stazionari delle grandezze direttamente misurate e degli indici di prestazione calcolati. I valori misurati sono ottenuti come medie sugli intervalli in cui le varie grandezze mantenevano un andamento circa costante.

La portata di combustibile aumenta leggermente all'aumentare della concentrazione di CO_2 nella miscela, passando da circa 12 NI/min a quasi 16 NI/min . Nel grafico sono riportati anche i valori di portata dei gas puri CH_4 e CO_2 (**Figura 29**) che compongono la miscela.

In **Figura 30** sono riportati i valori di densità e di potere calorifico inferiore delle diverse miscele combustibili metano-anidride carbonica. Come si vede, la densità media della miscela varia fra circa $0.68 \text{ kg}/\text{m}^3$ per il CH_4 puro a $1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$ per la CO_2 , che invece ha densità di circa $1.98 \text{ kg}/\text{m}^3$ in condizioni standard. Il potere calorifico si riduce invece dai 50 MJ/kg del metano puro a circa 15 MJ/kg . Questi valori sono calcolati moltiplicando la frazione massica del metano per il suo potere calorifico, essendo l'unico elemento che partecipa alla combustione.

La temperatura dei gas di scarico misurata all'uscita del blocco motore risulta compresa fra 320° e 360°C , ma a causa delle dispersioni in ambiente si riduce notevolmente nel tratto di condotto fra il motore e lo scambiatore, fino a un valore compreso fra 200°C e 240°C . Il gas di scarico trasferisce il proprio calore all'acqua, raffreddandosi fino a temperature nell'intorno dei 30°C (**Figura 31**). L'acqua entra nello scambiatore ad una temperatura circa costante nell'intorno dei 14°C ed esce al massimo a 22°C (**Figura 32**), realizzando un salto di temperatura compreso fra 6°C e 8°C (**Figura 33**). Si fa presente che la temperatura ambiente media durante i test è compresa fra 8°C e 12°C .

Infine, in **Figura 26** sono visibili le pressioni acquisite sulla linea di miscelazione del gas in alimentazione al motore, sul ramo del metano, dell'anidride carbonica e a valle del miscelatore. Le variazioni della pressione di alimentazione (linea grigia in **Figura 26**, in mbar), sono legate alla regolazione effettuata sul riduttore di secondo stadio in seguito a modifiche della composizione della miscela di gas. La pressione di alimentazione della miscela, come da manuale del motore, varia fra 20 mbar e 40 mbar, a seconda della composizione. Le variazioni della pressione dei gas puri a valle dei riduttori di primo stadio sono invece dovute all'effetto della regolazione delle valvole a flusso avviato, mentre il settaggio dei regolatori stessi è mantenuto costante.

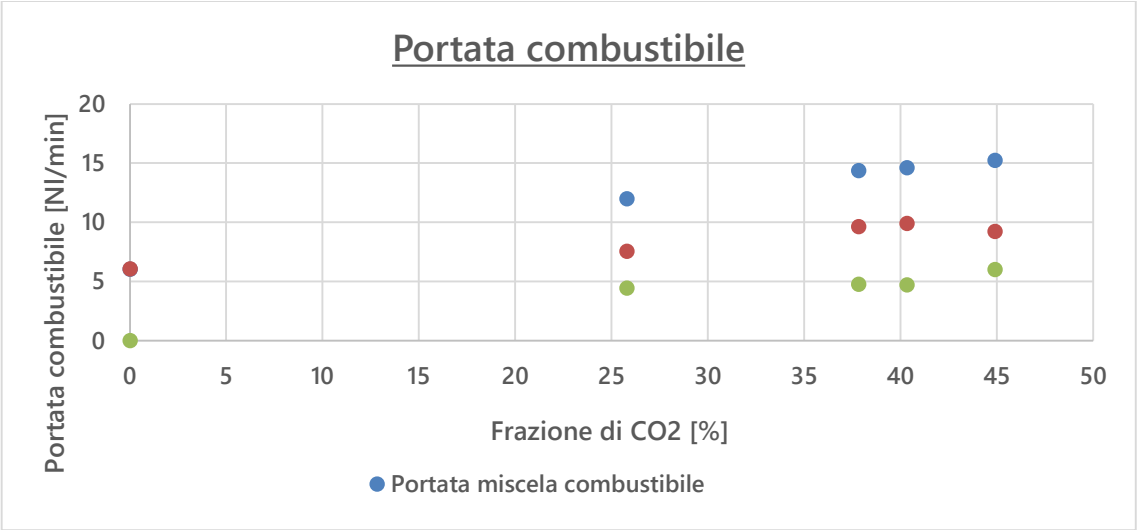


Figura 29 – Portata gas in funzione della frazione di CO₂ nel combustibile.

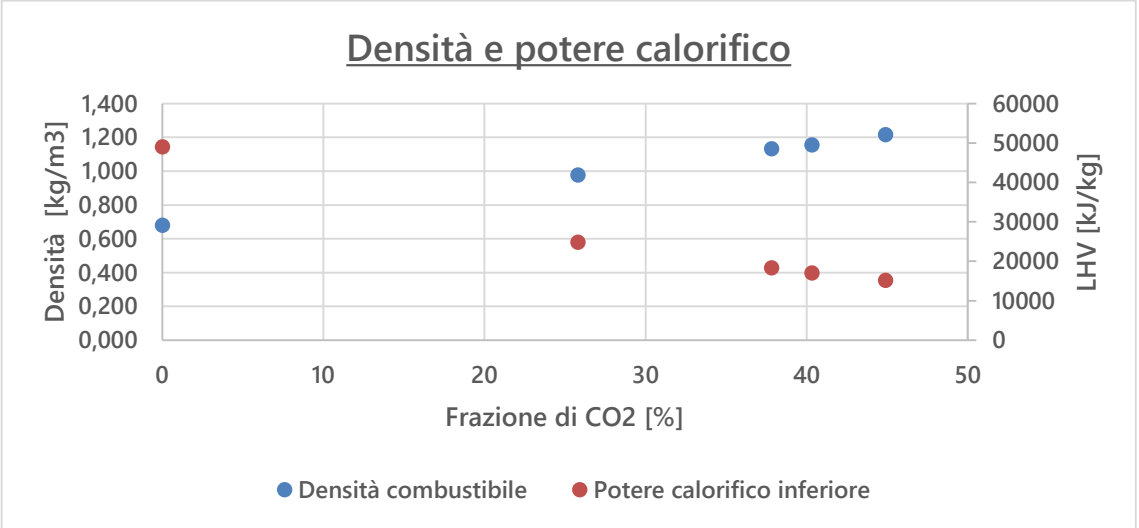


Figura 30 – Densità e potere calorifico in funzione della frazione di CO₂ nel combustibile.

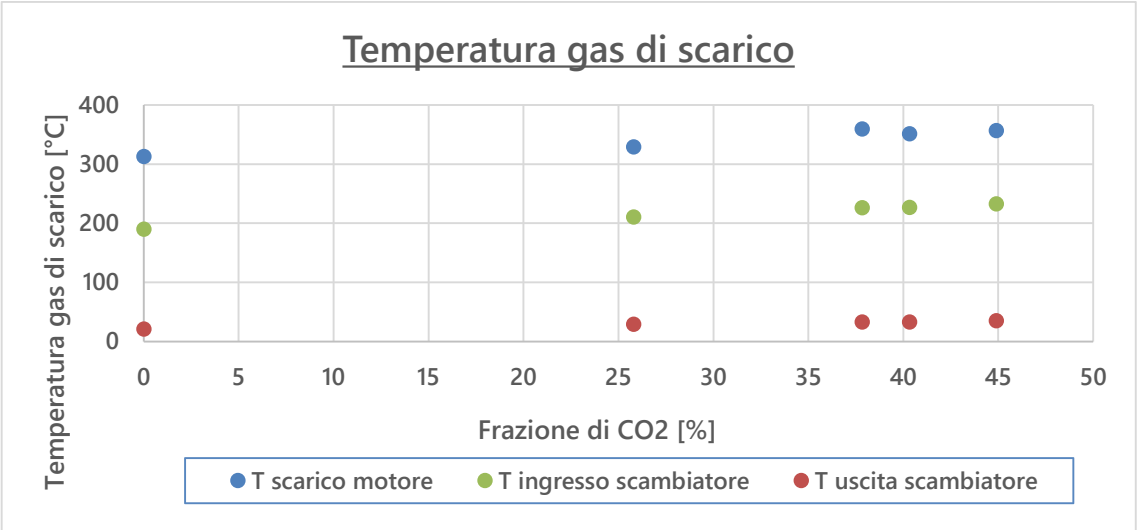


Figura 31 – Temperatura gas di scarico in funzione della frazione di CO₂ nel combustibile.

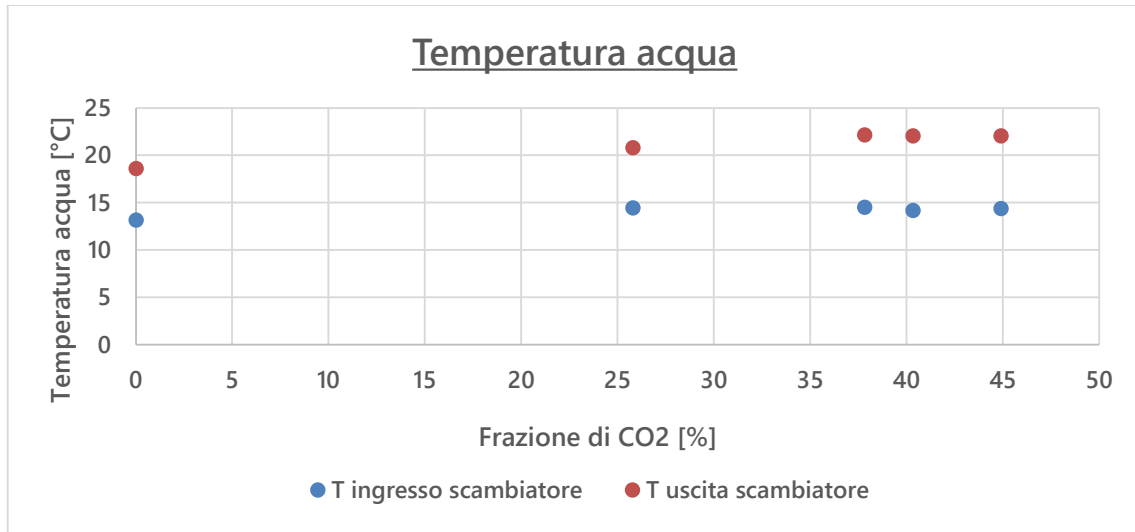


Figura 32 – Temperatura acqua in funzione della frazione di CO₂ nel combustibile.

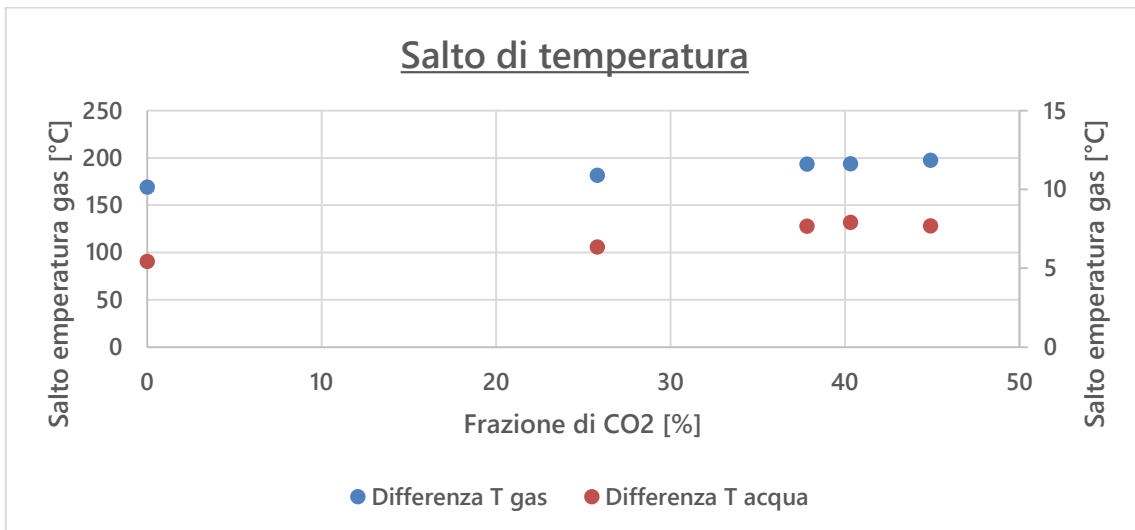


Figura 33 – Salto di temperatura del gas di scarico e dell'acqua in funzione della frazione di CO₂ nel combustibile.

In **Figura 34** sono riportati i valori della potenza introdotta con il combustibile, del calore trasferito all'utenza termica e della potenza elettrica prodotta dal motore. Quest'ultima è legata al carico elettrico che è mantenuto costante e pari a circa 980 W. La potenza introdotta aumenta con la frazione di CO₂, che determina un aumento della portata di combustibile, fino a un massimo di circa 5 kW. La potenza termica ceduta all'acqua varia fra 2 kW e 3 kW e dipende dalla frazione di CO₂ e dal carico.

La **Figura 35** riporta infine i valori calcolati dei rendimenti elettrico e termico del motore, del rendimento di cogenerazione e dell'efficienza di scambio allo scambiatore cogenerativo. Le definizioni dei quattro indici sono riportate nelle Equazioni 1) – 4).

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_F \cdot LHV} \quad 1)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}_{H2O} \cdot c_{H2O} (T_{in} - T_{out})_{H2O}}{\dot{m}_F \cdot LHV} \quad 2)$$

$$\eta_{cog} = \frac{P_{el} + \dot{m}_{H2O} \cdot c_{H2O} (T_{in} - T_{out})_{H2O}}{\dot{m}_F \cdot LHV} \quad 3)$$

$$\varepsilon_{sc} = \frac{(T_{in} - T_{out})_{gas}}{(T_{in,gas} - T_{in,H2O})} \quad 4)$$

dove i simboli η_{el} , η_{th} , η_{cog} , sono rispettivamente il rendimento elettrico, termico e cogenerativo, e ε_{sc} è l'efficienza di scambio termico; P_{el} la potenza elettrica, $\dot{m}_F$ e LHV sono la portata in massa di combustibile e il suo potere calorifico inferiore; $\dot{m}_{H2O}$ e c_{H2O} sono rispettivamente la portata in massa di acqua e il suo calore specifico; T_{in} e T_{out} sono generiche temperature di ingresso e uscita dallo scambiatore, mentre i pedici *gas* e *H2O* indicano se le temperature si riferiscono al gas di scarico o all'acqua rispettivamente.

Il rendimento elettrico (Figura 35) si mantiene di poco superiore al 20% per concentrazioni di anidride carbonica fra il 25% e il 45%, mentre risulta vicino al 32% con alimentazione a metano puro. Il rendimento termico si mantiene sempre superiore al 50% con picchi vicini al 75%, riducendosi con l'aumentare della frazione di CO₂. L'efficienza di scambio è molto alta (vicino all'unità) in tutte le condizioni testate, ma le dispersioni termiche verso l'ambiente non sono considerate nella differenza di temperatura lato gas di scarico. Il rendimento cogenerativo varia fra il 60% e l'80%. È stato infine calcolato il PES (*Primary Energy Saving*) del sistema cogenerativo, che rappresenta l'indice di risparmio di energia primaria della produzione combinata di elettricità e calore, rispetto alla produzione attraverso impianti separati. La definizione di PES è riportata in Equazione 5), in cui η_{el} e η_{th} sono rispettivamente il rendimento elettrico e termico del sistema cogenerativo, mentre η_{el}^* e η_{th}^* rappresentano i rendimenti di riferimento della produzione separata, nel caso del biogas, il cui valore secondo normativa risulta pari a 0.40 e 0.89, rispettivamente per il rendimento elettrico e per il rendimento termico. Per il PES si osservano valori maggiori di zero in tutte le condizioni di miscela, con il carico massimo di circa 1 kW. Il valore ottenuto con metano puro è di poco superiore a 0.76, mentre con miscela al 75% di CH₄ si riduce a 0.36. Per i valori di miscela corrispondenti alla composizione del biogas prodotto dal digestore, il PES è di poco inferiore a 0.05. In Figura 36 è mostrato il piano rendimento elettrico-rendimento termico, in cui sono tracciate le curve a rendimento cogenerativo unitario e a PES uguale a zero (che incrociano gli assi nei rispettivi valori dei rendimenti di riferimento).

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{el}}{\eta_{el}^*} + \frac{\eta_{th}}{\eta_{th}^*}} \quad 5)$$

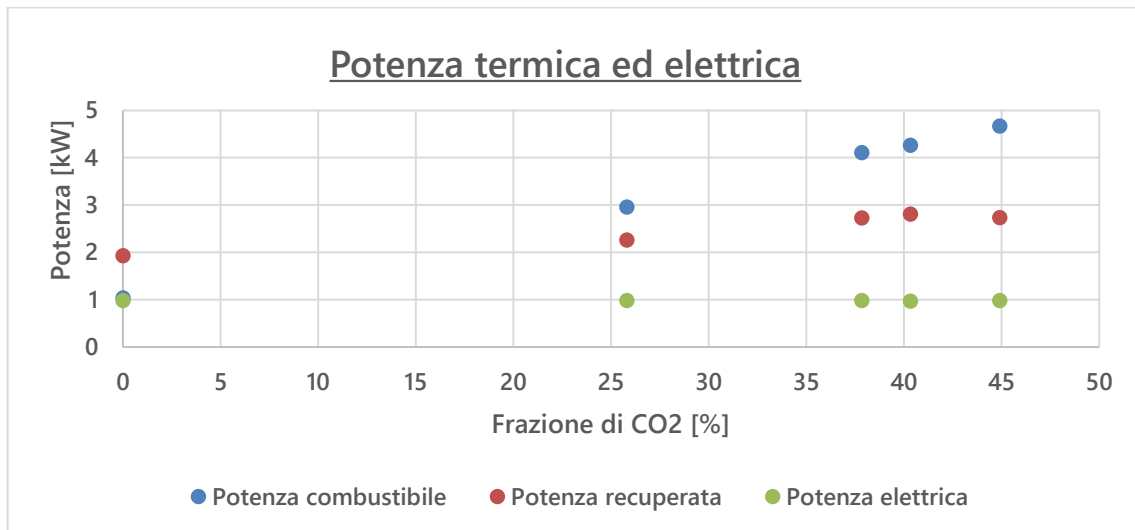


Figura 34 – Potenze sistema cogenerativo: combustibile, elettrica, termica.

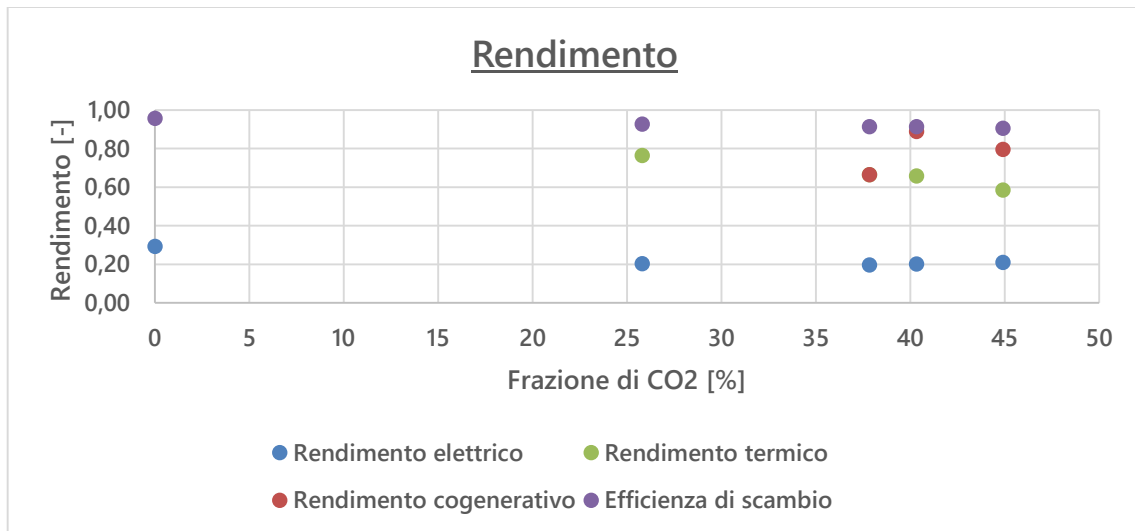


Figura 35 – Rendimenti elettrico, termico e cogenerativo ed efficienza di scambio.

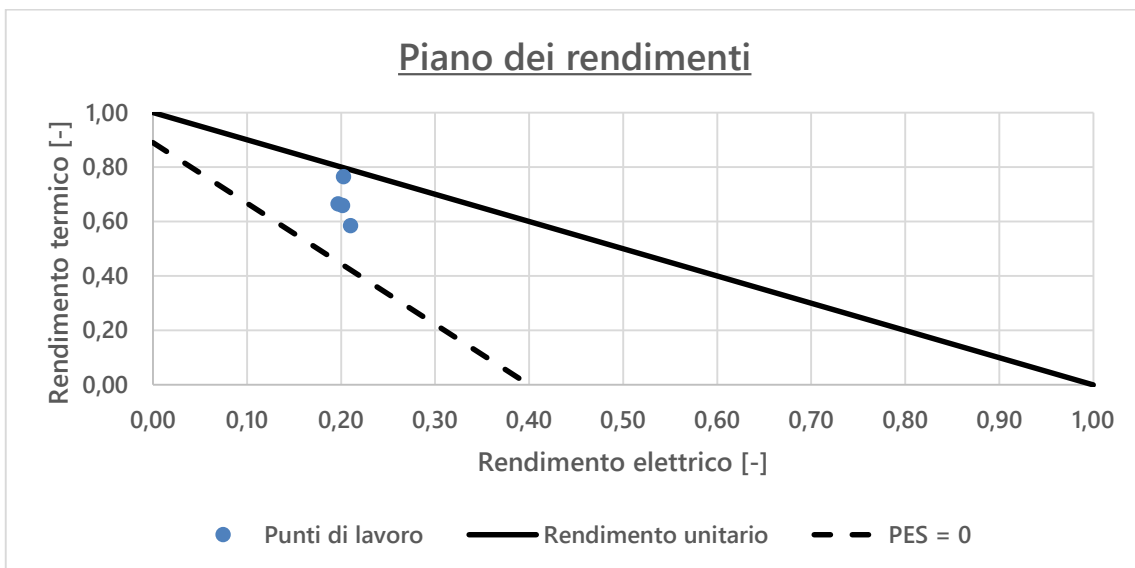


Figura 36 – Piano rendimento elettrico – rendimento termico a pieno carico.

2.4.2 Test a carico variabile con motore alimentato a biogas (configurazione ottimizzata)

Nelle figure seguenti sono mostrati i dati medi di condizioni operative e prestazioni misurate al variare del carico elettrico, sempre in assetto cogenerativo. I dati sono mostrati per la miscela di gas corrispondente alla composizione misurata dall'analizzatore, e confrontati con quelli relativi al metano puro. Le prove sono state condotte per 3 condizioni di carico, corrispondenti ad un assorbimento di circa 300 W, 550 W e 1000 W. La portata di biogas rimane pressoché costante nell'intorno di 16 NI/min, per le tre condizioni di carico considerate (Figura 37, indicatori gialli pieni). Differentemente, la portata di metano puro (indicatori blu vuoti) mostra un leggero aumento al crescere del carico, passando da 6 NI/min @ 300 W a 8.5 NI/min @ 1000 W. Se si fa riferimento alla portata di metano nella miscela che compone il biogas (indicatori arancioni pieni), si vede che risulta maggiore della portata di CH₄ nel caso di alimentazione a puro metano. Le temperature misurate nei tre punti della linea dei gas di scarico (all'uscita del blocco motore, all'ingresso e all'uscita dello scambiatore) sono riportate in Figura 38. La temperatura in uscita dallo scambiatore rimane in un intervallo relativamente stretto (28-35 °C) nelle tre condizioni di carico testate, sia in caso di alimentazione con metano puro che con biogas. La temperatura di uscita dal blocco motore aumenta sensibilmente col carico nel caso di alimentazione a biogas, da 290 °C a circa 355 °C. Nel caso del metano varia invece in un intervallo molto più ristretto e su un livello più basso (fra 280 °C e 290 °C). Conseguentemente, anche la temperatura del gas

all'ingresso dello scambiatore cogenerativo risulta superiore nel caso del biogas (fra 240 °C e 260 °C) rispetto al metano puro (fra 170 °C e 190 °C). La temperatura dell'acqua fredda in ingresso allo scambiatore si mantiene nell'intorno di 12-14 °C e non dipende dalle condizioni operative, visto che le sue lievi variazioni sono legate a modifiche delle condizioni ambiente (Figura 39). Si registra una differenza di temperatura dell'acqua che circola nello scambiatore di poco superiore nel caso del biogas (quasi 8 °C) rispetto al metano (fra 5 °C e 7.5 °C), con temperature in uscita che raggiungono i 22 °C. In Figura 40 sono presentati i valori di potenza chimica introdotta con il combustibile e di potenza termica trasferita all'utenza termica, in funzione della potenza elettrica prodotta. Con il biogas in alimentazione, i livelli di potenza termica mostrano piccole variazioni in funzione del carico. In particolare, il calore trasferito all'utenza ammonta in media a circa 2.7 kW. Nel caso di metano puro la potenza termica è in media più bassa (circa 2.2 kW), a causa della temperatura di ingresso allo scambiatore significativamente inferiore (cfr. Figura 38). La mappa di rendimento elettrico e termico in funzione del carico è riportata in Figura 41. Il rendimento elettrico in generale aumenta al crescere della potenza elettrica, e risulta leggermente superiore nel caso di alimentazione con metano puro. Il valore massimo di rendimento elettrico con biogas è nell'intorno del 20% a pieno carico, mentre il minimo è registrato per una potenza elettrica di 250 W e risulta del 5% circa. Il rendimento termico si attesta nell'intorno del 60%, con piccole variazioni fra le diverse condizioni di carico. Infine, in Figura 42 è riportato il piano dei rendimenti elettrico e termico, in cui sono tracciate le curve a rendimento cogenerativo unitario e a PES uguale a zero. Si è osservato che nel caso del metano, i valori del PES per i valori del carico minimo, intermedio e massimo variano fra -0.03, 0.05 e 0.14, rispettivamente, mentre con il biogas l'unico punto caratterizzato da un valore del PES maggiore di zero è quello a carico massimo, in cui è pari a 0.12. Nonostante i valori positivi dell'indice di risparmio, si deve evidenziare che il sistema integrato digestore-motore non è configurato per soddisfare una tipica utenza termica domestica, in quanto fornisce una potenza termica molto limitata, anche a causa dell'architettura del motore raffreddato ad aria che non consente un recupero efficace della potenza scaricata. Ferma restando l'idoneità della tecnologia studiata per applicazioni cogenerative, nel caso di installazione in applicazioni reali sarà dunque necessario scegliere una opportuna taglia.

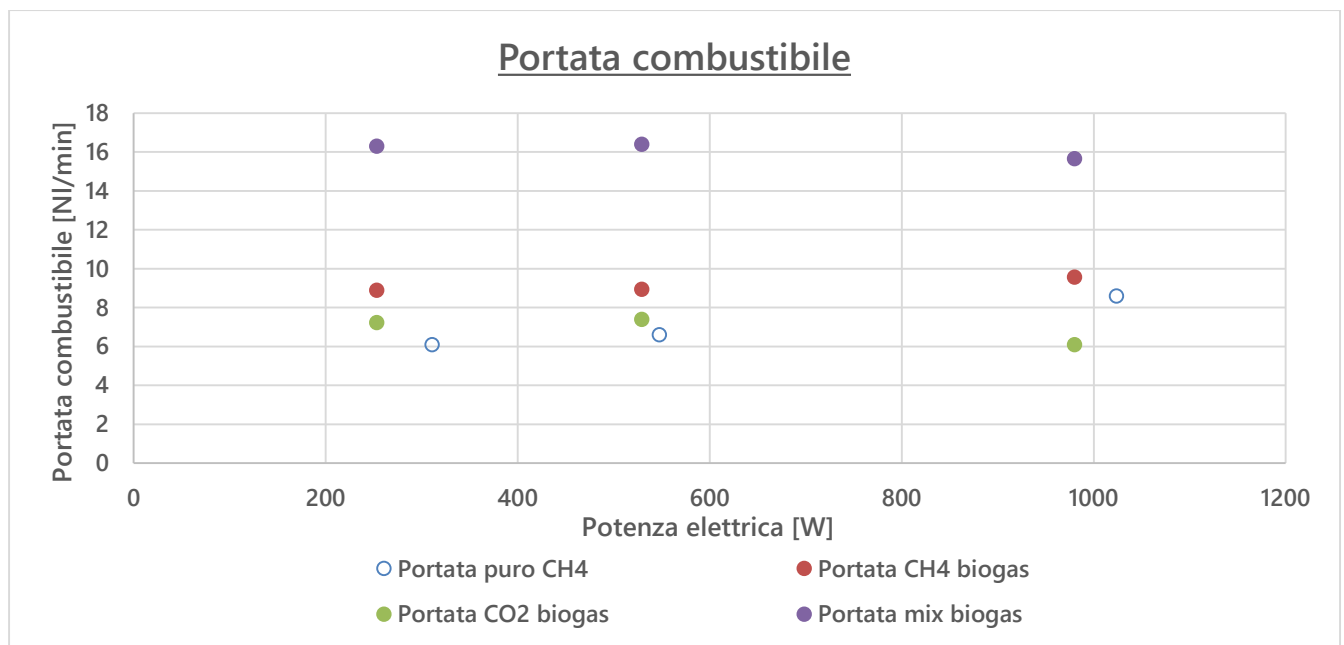


Figura 37 – Portata di gas combustibile in funzione della potenza elettrica prodotta.

Temperatura gas di scarico

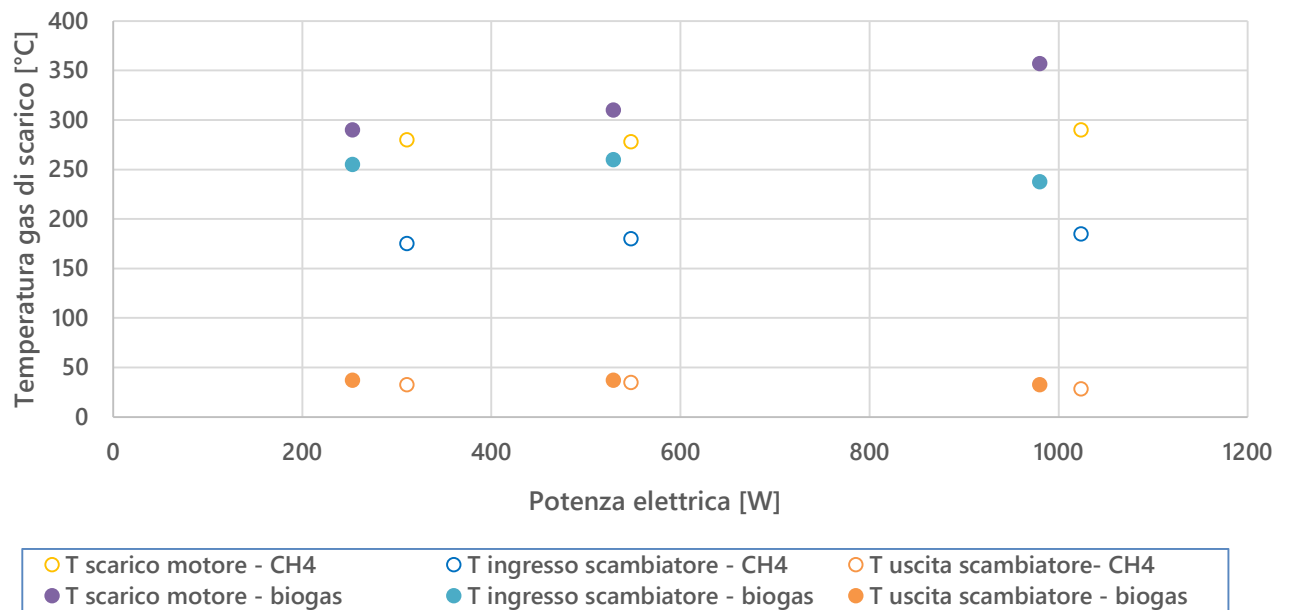


Figura 38 – Temperatura dei gas di scarico in funzione della potenza elettrica prodotta.

Temperatura acqua

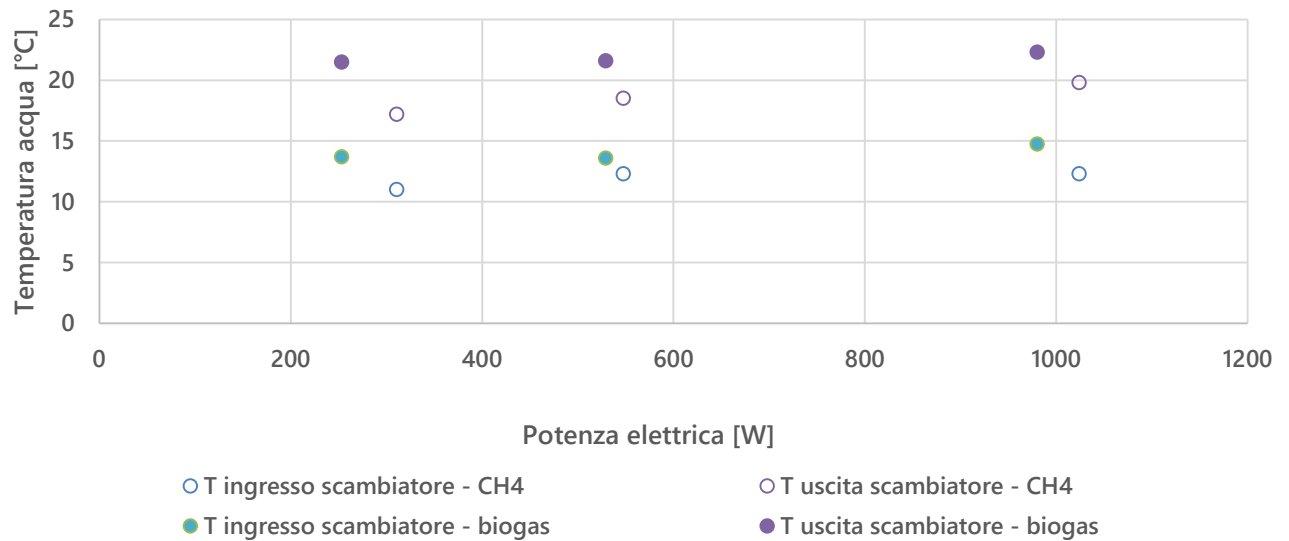


Figura 39 – Temperatura dell'acqua in funzione della potenza elettrica prodotta.

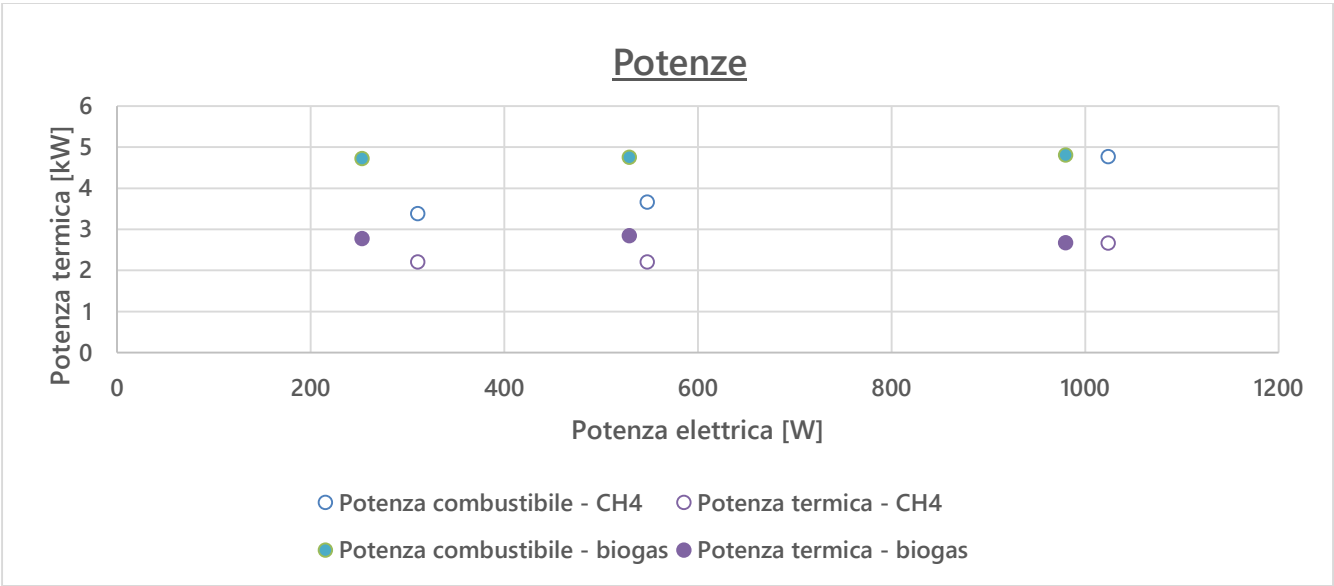


Figura 40 – Potenza introdotta col combustibile e scambiata nello scambiatore in funzione della potenza elettrica prodotta.

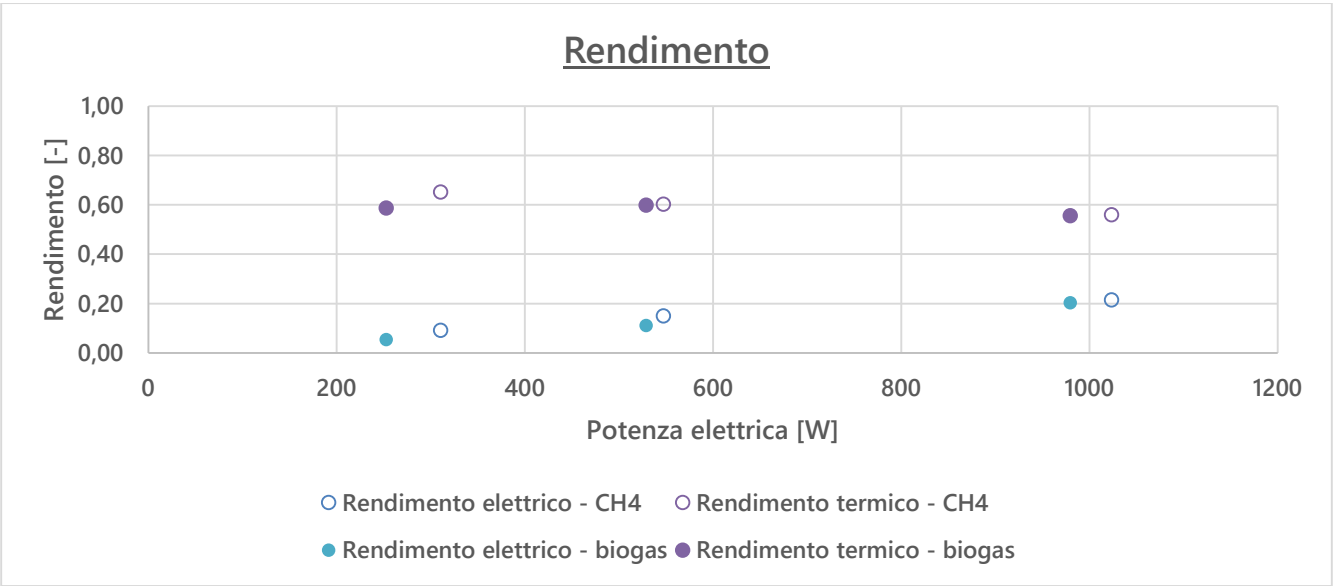


Figura 41 – Rendimento elettrico e termico in funzione della potenza elettrica prodotta.

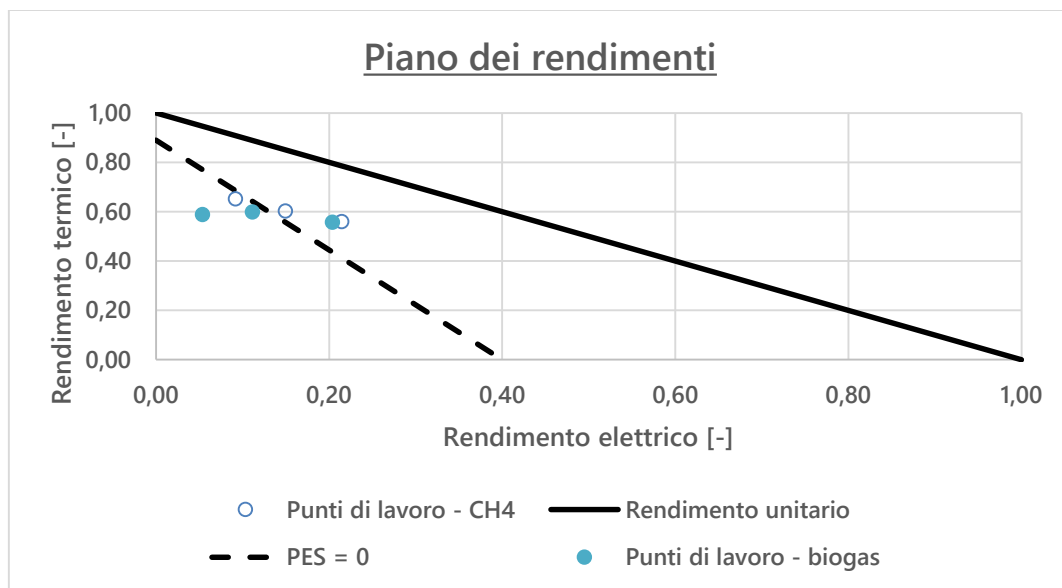


Figura 42 – Piano rendimento elettrico rendimento termico al variare del carico.

2.5 Punti salienti della sperimentazione su sistema integrato digestore anaerobico-motore a combustione interna

I punti elencati nel seguito possono essere evidenziati in conclusione alla campagna di caratterizzazione sperimentale del sistema cogenerativo con digestore e motore a combustione interna, che ha avuto come obiettivo anche la validazione delle strategie di ottimizzazione implementate sul sistema.

- ✓ L'analisi del gas prodotto dal biodigestore alimentato a rifiuti alimentari ha rilevato una composizione pari al 55% di CH₄ e al 45% di CO₂, con tracce minime di H₂S;
- ✓ il biogas prodotto dal digestore anaerobico utilizzato in questo studio è conforme alla qualità richiesta per il funzionamento stabile del motore, ma la quantità di gas che è possibile produrre non può soddisfare il fabbisogno di un'utenza domestica;
- ✓ il motore a combustione interna è stato in grado di funzionare in modo stabile con una miscela contenente una frazione di CO₂ pari al 45%, producendo circa 1 kW con un consumo specifico di 0.9 Nm³/kWh;
- ✓ per garantire una corretta combustione all'aumentare della frazione di CO₂ è stato necessario aggiungere una strozzatura nel condotto di aspirazione dell'aria, nonché regolare gradualmente la vite di controllo del carburatore gas del motore; il rapporto aria/combustibile in condizioni stechiometriche si riduce da 17.4 (valore del metano) a circa 9 per la miscela 55% CH₄ - 45% CO₂;
- ✓ per migliorare le prestazioni termiche del motore in assetto cogenerativo, è stata ottimizzata la configurazione della linea dei gas di scarico dal motore allo scambiatore, attraverso la rimozione della marmitta e il collegamento diretto dello scambiatore all'uscita del blocco motore. Lo scambiatore è stato isolato termicamente per ridurre ulteriormente le dispersioni di calore in ambiente;
- ✓ durante la prima campagna di prove con motore in assetto ottimizzato, condotte al variare della composizione della miscela metano-anidride carbonica, la potenza trasferita all'acqua dell'utenza termica aumenta fra 2.2 kW e 2.8 kW con il crescere della frazione di CO₂, con una portata di 5 l/min e un salto di temperatura fra 6 °C e 8 °C;

- ✓ il PES del sistema cogenerativo si riduce all'aumentare della frazione di CO₂, mantenendosi maggiore di zero per tutte le composizioni testate a pieno carico;
- ✓ all'aumentare della frazione di CO₂, aumenta la portata di combustibile e quindi il consumo specifico, a causa della diminuzione del potere calorifico della miscela combustibile;
- ✓ una seconda sessione di test, svolta per il metano puro e la miscela 55% CH₄ - 45% CO₂ (corrispondente alla composizione del biogas effettivamente misurata) e al variare del carico elettrico, ha evidenziato come il rendimento elettrico si riduca notevolmente all'abbassarsi del carico, fino ad un minimo del 6% al minimo carico testato; il rendimento termico non mostra variazioni importanti in funzione del carico, mantenendosi nell'intorno del 60%.

3 Sistema integrato digestore anaerobico, caldaia a biogas e sistema micro-ORC

Il sistema integrato per la produzione di acqua calda sanitaria e di energia elettrica a servizio di un'utenza domestica nel contesto delle piccole isole, progettato considerando le tecnologie di digestione anaerobica e ORC, è presentato in **Figura 43**. Come si può osservare, la prima parte del sistema è del tutto identica a quanto visto nel paragrafo precedente, con il biodigestore accoppiato ad opportune sacche per lo stoccaggio del biogas ed al sistema di adsorbimento dell' H_2S . Tuttavia, in questo caso il biogas prodotto tramite il digestore anaerobico alimentato da rifiuti domestici, oltre che per il funzionamento di fornelli da cucina, viene utilizzato come combustibile all'interno di una caldaia, la cui produzione di potenza termica è a servizio di:

- I. un sistema ORC per la produzione di potenza elettrica;
- II. uno scambiatore di calore acqua-acqua per la produzione di acqua calda sanitaria dell'utenza.

Più in dettaglio, grazie alla combustione in caldaia si prevede di produrre potenza termica ad elevati livelli di temperatura, idonei alla cessione di calore, in prima battuta, all'evaporatore di un sistema ORC (EVA in **Figura 43**) e, successivamente, ad uno scambiatore di calore disposto in serie rispetto all'evaporatore e preposto alla produzione di acqua calda sanitaria per l'utenza domestica (SCAMB. ACS in **Figura 43**). In ragione delle temperature di condensazione tipiche dei sistemi ORC di piccola taglia, infatti, il calore scaricato al condensatore è caratterizzato da livelli di temperatura che non consentono un accoppiamento con l'utenza termica in questa sezione dell'impianto. Al contrario, è dimostrato che le temperature del fluido in uscita dall'evaporatore lato acqua sono ancora sufficientemente elevate da poter garantire il soddisfacimento del fabbisogno di acqua calda sanitaria dell'utenza anche in condizione di funzionamento a pieno carico del sistema ORC [2]. In aggiunta, al fine di svincolare la produzione termica per ACS dal funzionamento del sistema ORC, è previsto un ramo di by-pass (BP, freccia tratteggiata in **Figura 43**) che possa deviare parte o tutta la portata proveniente dal serbatoio di accumulo qualora la richiesta di potenza elettrica da parte dell'utenza sia nulla o inferiore a quella di design dell'ORC.

Come si può osservare sempre dalla **Figura 43**, è inoltre previsto un serbatoio di accumulo termico per interfacciare la caldaia con l'ORC e l'utenza.

In analogia con il sistema basato sul motore a combustione interna come tecnologia di micro-cogenerazione, anche in questo caso è prevista la presenza di uno scaldabagno elettrico come sistema di back-up, che interviene solo quando il biogas prodotto non è sufficiente a soddisfare il fabbisogno dell'utenza.

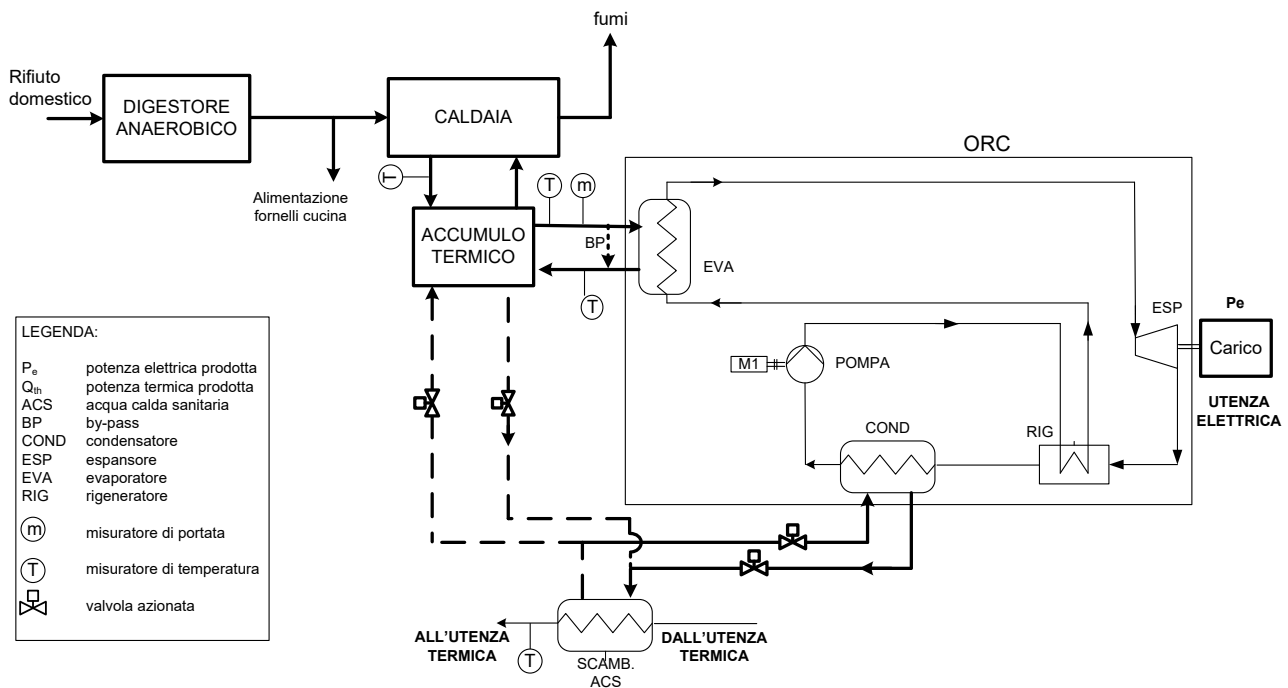


Figura 43 – Architettura del sistema integrato digestore anaerobico + ORC, elaborato come ipotesi di installazione presso utenze domestiche site nel contesto delle piccole isole e volto al soddisfacimento dei fabbisogni energetici di tipo elettrico e termico per la produzione di acqua calda sanitaria delle utenze stesse.

3.1 Setup banco prova micro-ORC

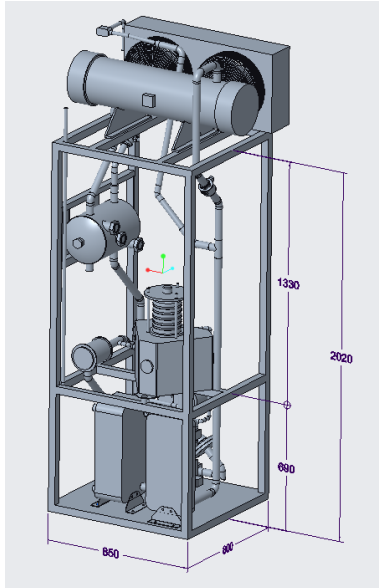
In **Figura 44** sono riportati il modello CAD 3D e il layout del sistema installato a banco prova all'interno del Laboratorio di Tecnologie di Micro-generazione dell'Alma Mater Studiorum Università di Bologna. In **Figura 45** sono invece mostrate alcune foto dell'impianto.

Il sistema è costituito essenzialmente da un evaporatore a piastre, un espansore a pistoni, un recuperatore a piastre, un condensatore a fascio tubiero e una pompa di alimentazione a ingranaggi esterni [5]. La sorgente termica è rappresentata da acqua calda fornita da un riscaldatore elettrico, costituito da un serbatoio coibentato da 500 litri e cinque resistenze elettriche con una potenza totale nominale di 42 kW. Anche in questo caso, per assicurarsi totale flessibilità per l'esecuzione dei test (come per l'alimentazione del gas al motore a combustione interna, cfr. Capitolo 2), la sorgente calda utilizzata in fase di sperimentazione non corrisponde al layout di **Figura 43**, nel quale compare una caldaia alimentata a biogas. Condizioni di temperatura compatibili con la caldaia a biogas sono state quindi riprodotte grazie alla caldaia elettrica. Si fa presente che l'integrazione fisica del sistema ORC con la caldaia a biogas non è stata implementata in quanto la caldaia stessa non è stata fornita da ENEA.

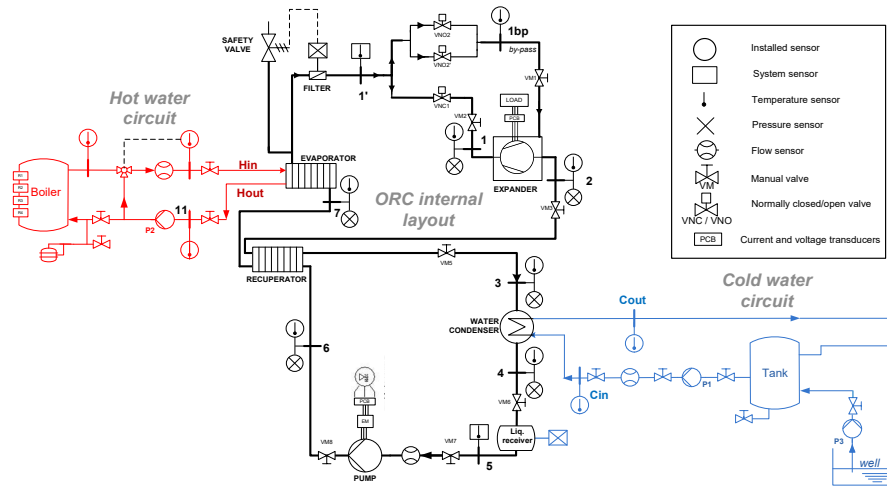
Il circuito dell'acqua calda è dotato di dispositivi automatici per la regolazione della temperatura e della portata in ingresso all'evaporatore, garantendo ampia flessibilità nel riprodurre diverse condizioni di sorgente termica. Il condensatore è alimentato da un circuito di raffreddamento ad acqua a temperatura ambiente. La portata di acqua fredda è altresì modificabile manualmente attraverso la regolazione della pompa centrifuga e dei rubinetti posti a valle di essa. Il carico elettrico è un carico resistivo trifase di potenza massima pari a 3 kW, costituito da un pannello di lampadine disposte in 5 file attivabili separatamente, in gradini di 600 W.

Il fluido di lavoro è HFC-134a (R134a), caratterizzato da una temperatura critica di circa 101 °C e da una pressione critica di circa 40 bar. Le specifiche e il diagramma pressione-entalpia sono riportati rispettivamente in **Tabella 6** e **Figura 46**. L'espansore del sistema ORC è un prototipo di espansore a pistoni alternativi, con tre cilindri disposti radialmente a 120° e una cilindrata complessiva di 230 cm³. Il generatore elettrico è un alternatore trifase a magneti permanenti, con tensione nominale di 380 V e corrente nominale di 5.2 A. La pompa di alimento del fluido organico è una pompa volumetrica a ingranaggi esterni, alimentata da un motore asincrono trifase da 3 kW. Il motore è collegato all'albero della pompa attraverso un riduttore

di velocità (con rapporto di riduzione 3:1), e la sua frequenza di rotazione è controllata per mezzo di un inverter. Avendo una cilindrata di circa 60 cm^3 , il valore massimo teorico di portata volumetrica elaborabile dalla pompa risulta nell'intorno di 0.3 litri al secondo.



a



b

Figura 44 – Modello CAD 3D (a) e layout (b) del banco prova micro-ORC.



Figura 45 – Foto del banco prova ORC installato presso il Laboratorio di Tecnologie di Micro-generazione dell’Alma Mater Studiorum Università di Bologna.

Tabella 6 – Proprietà principali del fluido HFC-134°.

Proprietà	U.d.m.	Valore
Temperatura critica	°C	101.1
Pressione critica	bar	40.67
Densità a 0 °C e 1 bar	Kg/m³	4.25
ODP	-	0
GWP	-	1430
Classe di sicurezza	-	A1

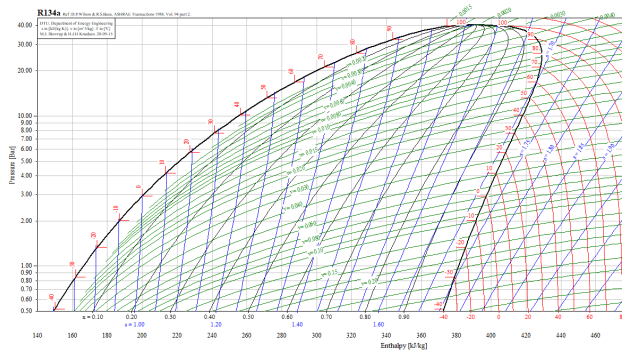


Figura 46 – Diagramma termodinamico del fluido HFC-134a impiegato all’interno del sistema ORC sperimentale.

3.2 Campagna sperimentale – sistema micro-ORC

La campagna sperimentale in regime stazionario è stata condotta per diversi valori di temperatura di sorgente calda (temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore, T_{Hin}) e di carico elettrico, e per ogni condizione è stata variata la velocità di rotazione della pompa di alimento, che influenza la portata di fluido organico.

All'aumentare del numero di carichi attivati (ogni carico è rappresentato da una fila di lampadine), si riduce il valore di impedenza di carico nominale per ciascuna fase, come specificato in **Tabella 7**.

Nel seguito sono mostrate le mappe di condizioni operative e prestazioni ottenute nel corso della campagna sperimentale. Sono stati acquisiti un totale di 120 punti operativi in regime stazionario; in **Figura 47** sono identificati i valori relativi alle temperature di sorgente calda e fredda e alla velocità della pompa.

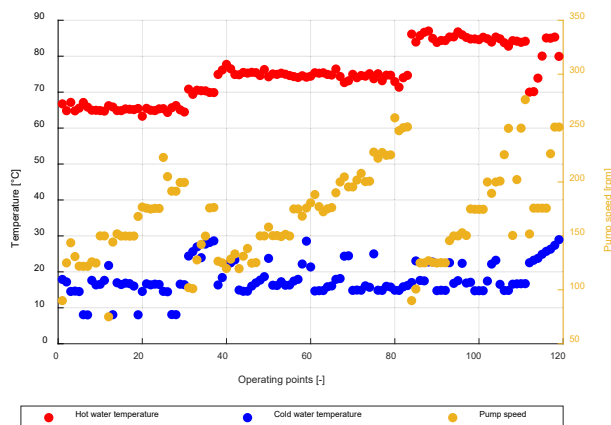


Figura 47 – Mappa delle condizioni operative testate (temperature di sorgente calda e fredda, velocità di rotazione della pompa ORC).

Tabella 7 – Specifiche nominali del carico elettrico.

Numero di carichi / lampadine	Potenza nominale @ 380 V [W]	Impedenza di fase nominale [Ω]	Numero di punti acquisiti
1 / 3	600	288	16
2 / 6	1200	144	15
3 / 9	1800	96	24
4 / 12	2400	72	20
5 / 15	3000	57.6	44

3.2.1 Risultati sperimentali in regime stazionario

In **Figura 48** è mostrato l'andamento della portata in massa misurata in funzione della velocità di rotazione della pompa di alimento del fluido organico. La portata varia fra 50 g/s e 220 g/s, per una frequenza che va da 18 Hz a 55 Hz (il massimo raggiungibile è 60 Hz, corrispondente a 300 rpm). La **Figura 49** riporta i valori di pressione di evaporazione in funzione della portata in massa, al variare dell'impedenza di carico. Si nota che, a parità di portata in massa, si ottengono pressioni di evaporazione maggiori (di circa 2 bar) con valori dell'impedenza di carico minimi (intorno ai 10 Ω , corrispondenti al numero massimo di carichi attivabile – cinque). La pressione di condensazione sulla portata in massa è presentata in **Figura 50**, in cui mostra di avere un andamento leggermente crescente con la portata, oltre all'influenza della temperatura dell'acqua fredda al condensatore. Il grado di surriscaldamento all'ingresso dell'espansore è una variabile chiave, spesso usata come parametro di controllo della frequenza della pompa, in quanto individua il livello di pressione di evaporazione per data temperatura massima del ciclo. Per data temperatura di sorgente calda, il grado di surriscaldamento si riduce all'aumentare della portata in massa (**Figura 51**), la quale determina un aumento della pressione e della temperatura di evaporazione.

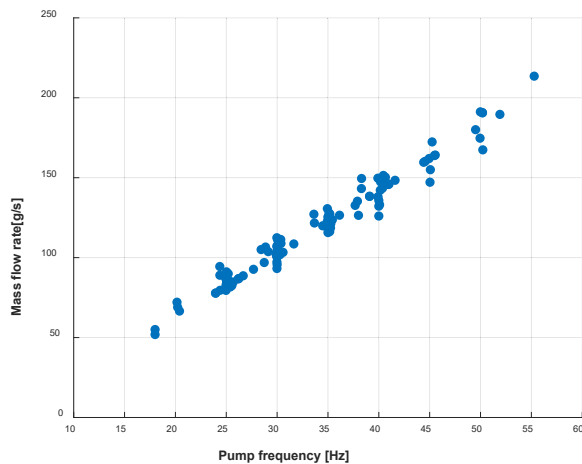


Figura 48 – Portata in massa di fluido organico in funzione della velocità di rotazione della pompa.

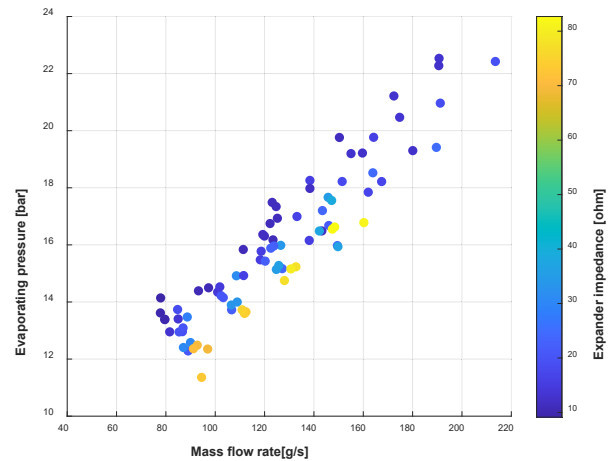


Figura 49 – Pressione di evaporazione in funzione della portata in massa, per diversi valori dell'impedenza di carico.

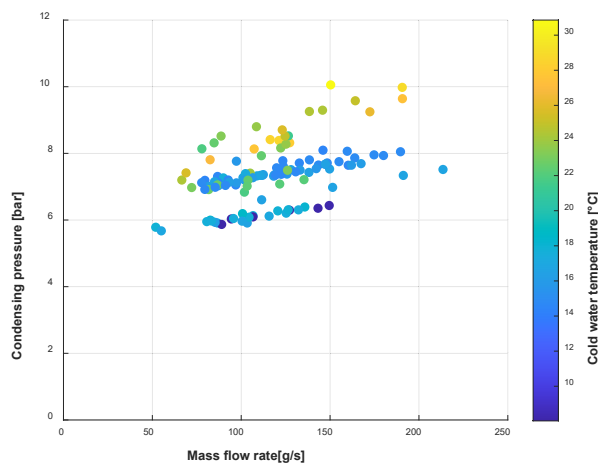


Figura 50 – Pressione di condensazione in funzione della portata in massa, al variare della temperatura di sorgente fredda.

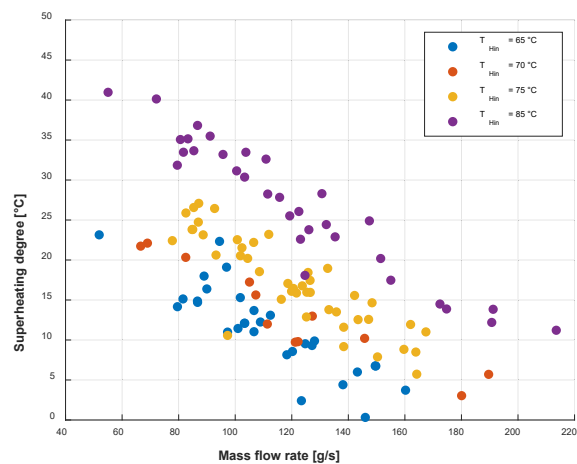


Figura 51 – Grado di surriscaldamento in funzione della portata in massa, per diversi valori della temperatura di sorgente calda.

In **Figura 52** la potenza elettrica prodotta dall'espansore è riportata in funzione della sua velocità di rotazione, per diversi valori del carico elettrico. Si nota che l'andamento della potenza forma un fascio di curve circa lineari con la velocità di rotazione, e la cui pendenza cresce all'aumentare del numero di carichi. In altri termini, a parità di potenza in uscita, l'espansore ruota più velocemente con un numero di carichi inferiore. Una potenza di circa 300 W è ottenuta ad una velocità di 320 rpm con 5 carichi attivati, mentre con un solo carico la si raggiunge a circa 750 rpm. Il valore massimo di potenza registrato è risultata vicino a 1700 W.

In **Figura 53** la potenza è mostrata in funzione della differenza di pressione fra ingresso e uscita dell'espansore. Si nota che la macchina è in grado di produrre potenza anche con valori di differenza di pressione inferiori a 4 bar, corrispondenti a una differenza fra le temperature di vaporizzazione e di condensazione del ciclo inferiore a 20 °C. Il rapporto potenza-differenza di pressione evidenzia un picco di circa 110 W/bar nell'intorno di 800-1000 rpm, per un numero alto di carichi, mentre si mantiene ridotto, circa 70 W/bar, per la condizione di carico minimo, anche ad alte velocità di rotazione (**Figura 54**).

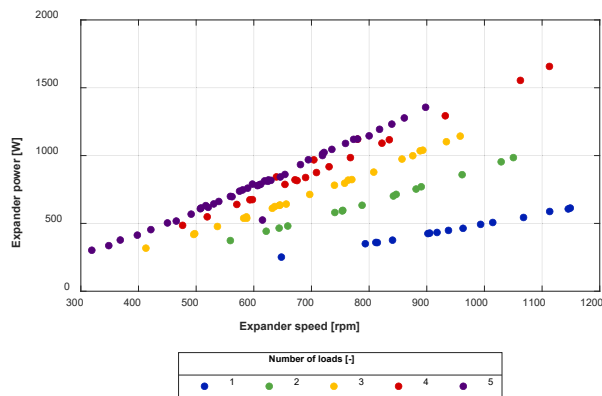


Figura 52 – Potenza elettrica prodotta dall’espansore in funzione della sua velocità di rotazione, per diversi valori del carico.

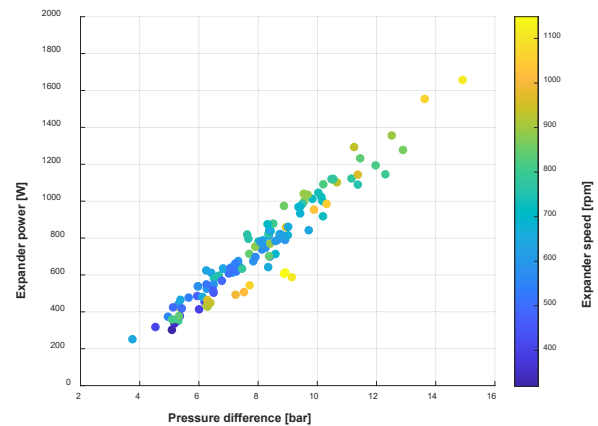


Figura 53 – Potenza elettrica prodotta dall’espansore in funzione della differenza di pressione, al variare della velocità di rotazione.

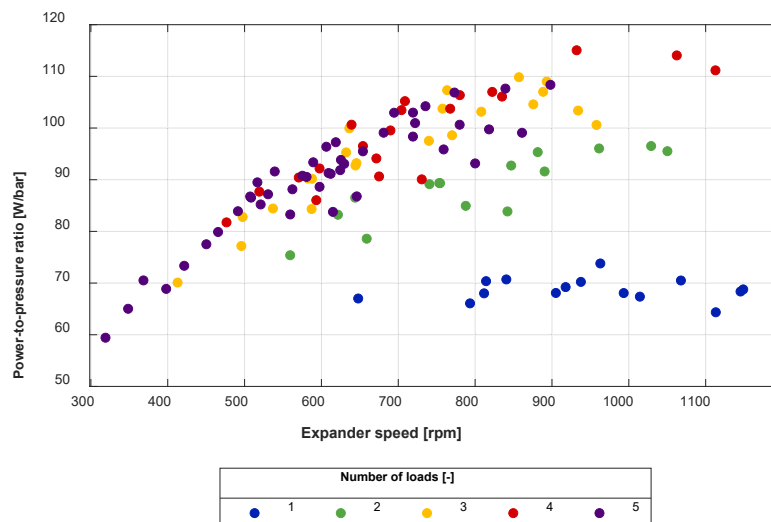


Figura 54 – Rapporto potenza-pressione in funzione della velocità di rotazione, per diversi valori del carico.

Il rendimento totale dell’espansore, definito in Equazione 6), non mostra variazioni importanti per un ampio *range* operativo, mantenendosi nell’intervallo compreso fra il 35% e il 43% (**Figura 55**). Valori ancora più bassi si osservano per i punti con numero minimo di carichi, in cui il rendimento scende al di sotto del 30%. L’aumento della velocità di rotazione dell’espansore penalizza leggermente il rendimento, a causa principalmente della diminuzione del fattore di riempimento dell’espansore (definito in Equazione 6), che si riduce fino a valori inferiori al 50% per alte velocità di rotazione. L’efficienza complessiva della pompa (Equazione 8) rimane molto bassa in tutte le condizioni operative, con picchi nell’intorno del 25% per alte portate volumetriche (**Figura 56**). Ciò è dovuto in buona parte ai valori ridotti del rendimento volumetrico della pompa (Equazione 9), che rimane nell’intervallo fra il 50% e il 60%. Un consumo della pompa sproporzionato penalizza enormemente la convenienza nell’adottare un impianto di questo tipo per la produzione elettrica. Pertanto, per rendere i risultati più significativi e applicabili a un contesto reale, nella sezione dedicata alle prestazioni cogenerative si farà riferimento a un rendimento della pompa di circa il 40%, inteso rispetto alla potenza idraulica ricavata dai dati sperimentali. Questo valore è assunto sulla base della prestazione di una pompa di alimento analoga a quella utilizzata, sviluppata dallo stesso fornitore (StarEngine srl), che è stata ottenuta sperimentalmente nel corso di uno studio in collaborazione con il DIN, che ha portato ad una pubblicazione degli Autori nel 2018 [6].

$$\eta_{exp} = \frac{\dot{W}_{exp,el}}{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_1 - h_{2,is})} \quad (6)$$

$$FF_{exp} = \frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_{1,id}} = \frac{\dot{m}_{ORC}}{\rho_1 \cdot N_{exp}/60 \cdot V_{exp}} \quad (7)$$

$$\eta_{p,tot} = \frac{\dot{W}_{p,hy}}{\dot{W}_{p,el}} \quad (8)$$

$$\eta_{p,vol} = \frac{\dot{V}_5}{\dot{V}_{5,id}} = \frac{\dot{m}_{ORC}}{\rho_5 \cdot N_p/60 \cdot V_p} \quad (9)$$

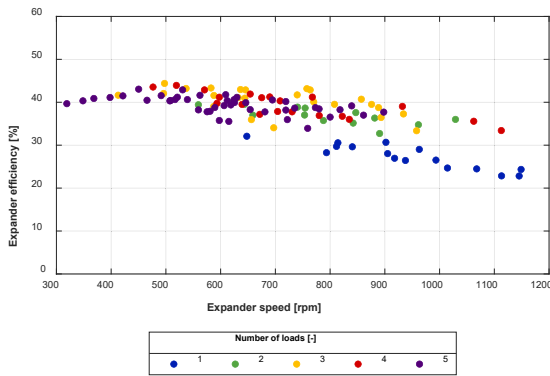


Figura 55 – Rendimento totale dell'espansore in funzione della velocità di rotazione, per diversi valori del carico.

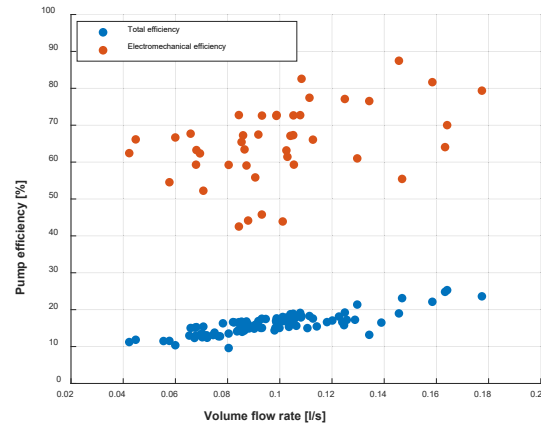


Figura 56 – Efficienza totale ed elettromeccanica della pompa in funzione della portata in volume elaborata.

La potenza termica trasferita dall'acqua calda al fluido organico nell'evaporatore (così come quella al condensatore, definite nelle Equazioni 10) e 11)), è influenzata quasi esclusivamente dalla portata di fluido,

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_1 - h_7) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_4) \quad (11)$$

crescendo circa linearmente fra 10 kW e 40 kW con la portata che varia fra 45 g/s e 220 g/s (**Figura 57**).

La potenza termica scambiata al recuperatore aumenta con la portata in massa di fluido e con la temperatura di sorgente (**Figura 58**). Il contributo del recuperatore a riscaldamento, vaporizzazione e surriscaldamento del fluido risulta compreso fra l'8% e il 14% del calore complessivo scambiato, dato dalla somma delle potenze scambiate nel recuperatore e nell'evaporatore. Nelle **Figura 59** e **Figura 60** sono mostrati alcuni esempi di diagrammi di scambio temperatura-potenza termica, ricavati per l'evaporatore assumendo uno scambio in controcorrente. Nel caso di **Figura 59 a)** e **b)** il confronto è fatto fra due condizioni a pari grado di surriscaldamento e differenti valori di temperatura di sorgente, 65 °C e 85 °C rispettivamente. Nel primo caso la potenza scambiata risulta di poco inferiore a 15 kW, contro i 31 kW del caso b). In **Figura 60 a)** e **b)** il confronto è eseguito fra due condizioni a parità di potenza termica (circa 25 kW) ma differente temperatura di sorgente (65 °C e 85 °C), quindi con un diverso grado di surriscaldamento. In tutte le condizioni si osserva un'efficienza di scambio della zona di surriscaldamento (ε_{sh}) del fluido quasi unitaria, visto che la temperatura di uscita del fluido organico è molto vicina alla temperatura di ingresso dell'acqua calda. Si nota come il caso a 65 °C (**a**) presenti la minima differenza di temperatura al *pinch point* rispetto agli altri casi analizzati. Questo determina un'efficienza di scambio maggiore nelle zone di riscaldamento del liquido e di

vaporizzazione (ε_{eco} e ε_{vap}). Rispetto alla condizione di **Figura 60 b**), tuttavia, aumentano i contributi di queste due zone sul calore complessivo scambiato, limitando il beneficio sull'efficienza globale di scambio termico (ε_{ev} , Equazioni 15 e 16). L'efficienza dell'evaporatore assume valori massimi prossimi al 50% per bassi valori di temperatura di sorgente e pressioni di evaporazione relativamente alte, corrispondenti a bassi valori di surriscaldamento (**Figura 62**). Si deve evidenziare che con temperature di sorgente superiori a 70 °C, non è possibile raggiungere valori di surriscaldamento minimi a causa dei limiti sulla pressione di lavoro dell'impianto (26 bar). Inoltre, aumentando la frequenza di rotazione della pompa aumenta significativamente il consumo della pompa, che ha un impatto significativo sulla potenza netta prodotta.

$$\varepsilon_{eco} = \frac{(h_{vap,l} - h_7)}{(h_{Hb} - h_7)} \quad 12)$$

$$\varepsilon_{vap} = \frac{T_{Ha} - T_{Hb}}{T_{Ha} - T_{vap}} \quad 13)$$

$$\varepsilon_{sh} = \frac{(h_1 - h_{vap,v})}{(h_{Hin} - h_{vap,v})} \quad 14)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{ev} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ev\infty}} &= \frac{\dot{Q}_{eco} + \dot{Q}_{vap} + \dot{Q}_{sh}}{\dot{Q}_{eco\infty} + \dot{Q}_{vap\infty} + \dot{Q}_{sh\infty}} \\ &= \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_1 - h_7)}{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_{H,l} - h_7 + h_{Hin} - h_{vap,v}) + \dot{m}_H \cdot c_{pH} \cdot (T_{H,v} - T_{H,l})} \end{aligned} \quad 15)$$

$$\varepsilon_{ev} = \frac{\varepsilon_{eco} \cdot \dot{Q}_{eco\infty} + \varepsilon_{vap} \cdot \dot{Q}_{vap\infty} + \varepsilon_{sh} \cdot \dot{Q}_{sh\infty}}{\dot{Q}_{eco\infty} + \dot{Q}_{vap\infty} + \dot{Q}_{sh\infty}} \quad 16)$$

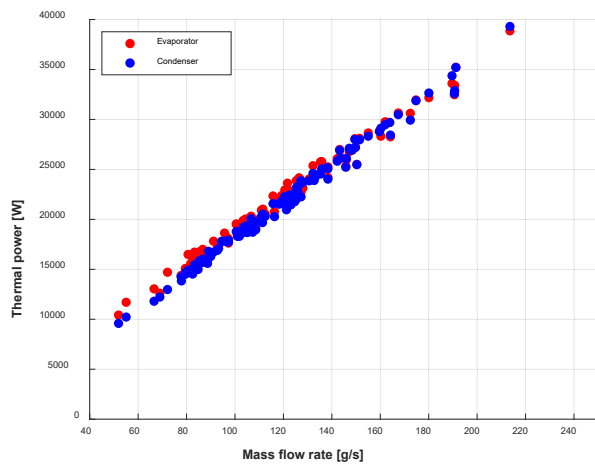


Figura 57 – Potenza termica dell’evaporatore e del condensatore in funzione della portata in massa di fluido organico.

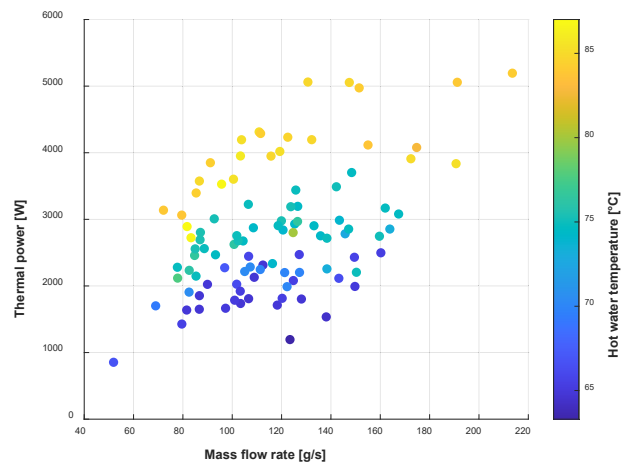


Figura 58 – Potenza termica del recuperatore in funzione della portata in massa di fluido organico, al variare della temperatura di sorgente calda.

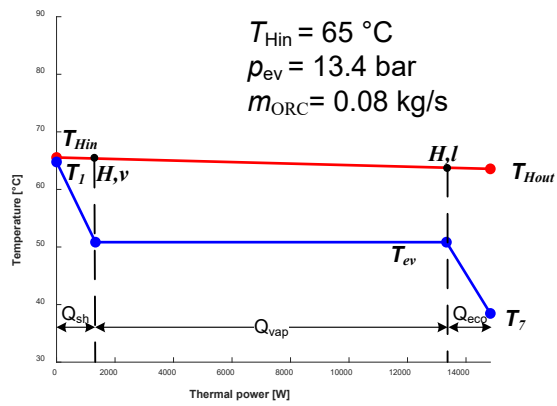


Figura 59 – Diagramma di scambio termico per l’evaporatore in due condizioni operative con simili valori del grado di surriscaldamento.

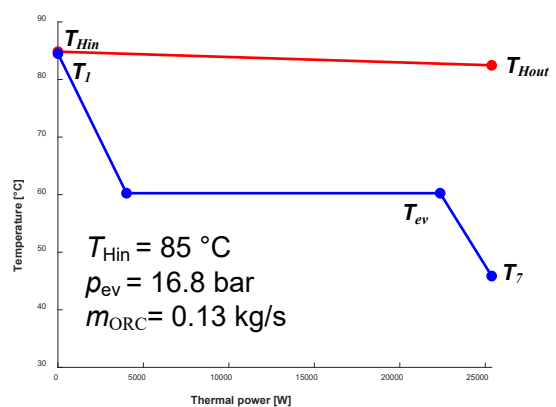
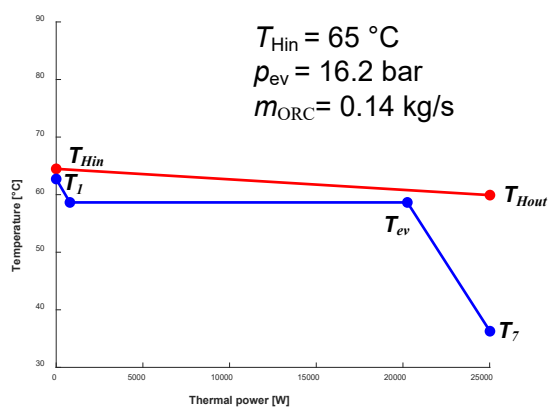
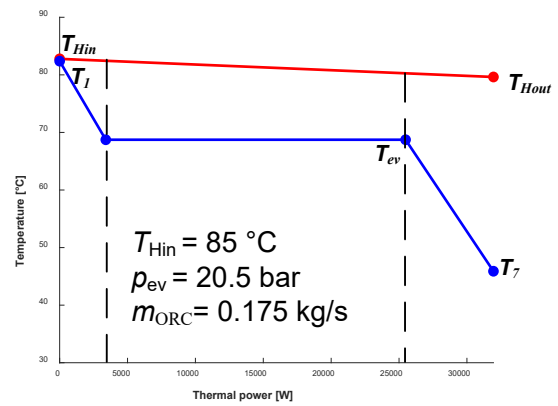


Figura 60 – Diagramma di scambio termico per l’evaporatore in due condizioni operative a parità di potenza scambiata.

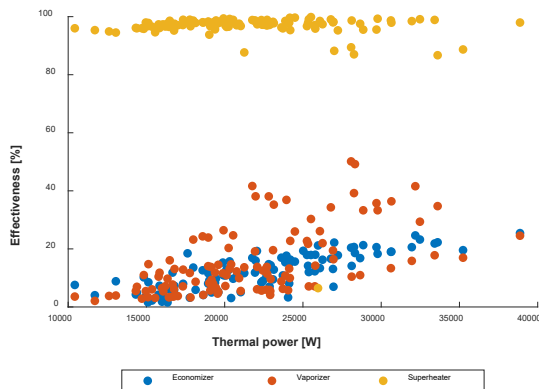


Figura 61 – Efficienza di scambio delle diverse zone dell’evaporatore in funzione della potenza termica totale.

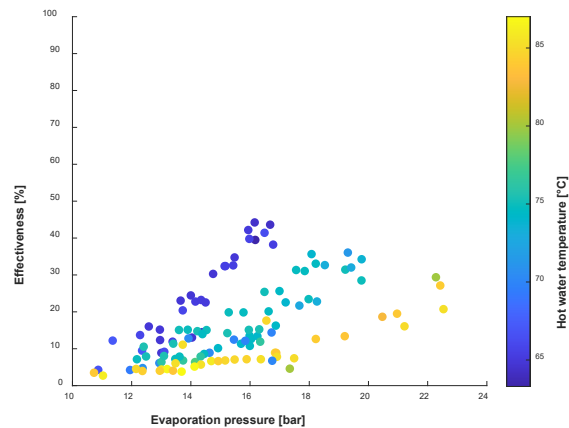


Figura 62 – Efficienza globale di scambio dell’evaporatore in funzione della pressione di evaporazione e della temperatura di sorgente calda.

3.3 Definizione del sistema ottimizzato e della strategia di controllo

I risultati mostrati nella Sezione precedente sono riferiti al sistema ORC operato con lo scopo della sola produzione elettrica. L’impianto, quando lavora in assetto cogenerativo in contropressione (o con condensatore “caldo”), deve essere operato tenendo conto della temperatura richiesta dall’utenza termica, che ha un effetto sulla pressione di condensazione del ciclo. Per questo è stata condotta una ulteriore campagna di prove per verificare le prestazioni dell’impianto operato ipotizzando diverse condizioni di richiesta di potenza e temperatura dall’utenza termica. Alcune considerazioni possono essere fatte osservando i risultati sperimentali ottenuti.

Dall’analisi delle prestazioni termiche del ciclo ORC alla Sezione 3.2, tale sistema rivela in termini assoluti più appropriato per l’applicazione cogenerativa in confronto al motore a combustione interna, in quanto presenta valori molto più alti di potenza scaricata al condensatore e disponibile per la UT (da 10 kW fino a 40 kW, **Figura 57**). Tali valori sono decisamente compatibili con la tipica richiesta di calore per ACS di un’abitazione, a differenza di quelli ottenuti col motore (1-2 kW) che non si possono considerare sufficienti per soddisfare un’utenza termica domestica.

Tuttavia, data la configurazione in contropressione (o con condensatore “caldo”), la temperatura alla quale l’utenza richiede il calore da fornire ha un impatto sulle prestazioni elettriche del sistema ORC, dato che influenza la pressione di condensazione del fluido organico, dunque il salto entalpico disponibile all’espansore. A banco prova, l’effetto è visibile agendo sulle portate di fluido organico ($\dot{m}_{ORC}$) e di acqua fredda ($\dot{m}_f$) che entrano nel condensatore. In particolare, aumentando $\dot{V}_{ORC}$ e riducendo $\dot{V}_f$ cresce il salto di temperatura dell’acqua e aumenta la temperatura (quindi la pressione) di condensazione. La portata di acqua viene ridotta chiudendo le valvole manuali a sfera in modo da creare delle strozzature con conseguenti perdite di carico concentrate sul circuito dell’acqua. La portata massima che può circolare è nell’intorno di 2.8 kg/s, mentre non è conveniente scendere a valori inferiori a 0.5 kg/s, per non ridurre l’accuratezza del misuratore di portata elettromagnetico e per non compromettere eccessivamente le prestazioni del condensatore, visto che entrambi i componenti sono dimensionati per portate relativamente alte (si consideri che il misuratore ha un tubo da 1.5” e il condensatore ha bocche di ingresso da 2”).

La massima potenza elettrica che è possibile produrre dipende dalla temperatura della sorgente calda che alimenta l’evaporatore, la quale pone un limite superiore sulla portata di fluido organico. Il valore massimo di $\dot{V}_{ORC}$ è infatti quello che permette di raggiungere una pressione di evaporazione tale da ridurre al minimo il grado di surriscaldamento all’ingresso dell’espansore. È opportuno mantenere un valore minimo di 3-4 °C

per evitare di incorrere in fenomeni di espansione umida, che causano una diminuzione della pressione di vaporizzazione e un deterioramento delle prestazioni dell'espansore.

Dalla temperatura di sorgente calda dipenderà anche la temperatura massima a cui si può fornire il calore all'utenza termica, dal momento che le due temperature influenzano le pressioni di evaporazione e condensazione del ciclo ORC. La minima differenza di pressione necessaria per attivare l'espansore è di circa 2 bar e, che corrispondono ad una differenza fra le temperature di evaporazione e condensazione variabile fra 6 °C e 13 °C, a seconda del livello di pressione. Considerando poi i valori minimi di surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore e di sottoraffreddamento all'uscita del condensatore, unitamente a un valore delle efficienze di scambio termico inferiore a 1, la differenza di temperatura fra le due sorgenti aumenta a valori compresi fra 15 °C e 30 °C. In definitiva, le prestazioni migliori sia elettriche che termiche sono attese per le massime temperature di sorgente calda raggiungibili con il sistema a banco prova, le quali sono nell'ordine di 80 °C – 90 °C.

3.3.1 Risultati prove ORC in assetto cogenerativo in contropressione

Nel set di prove sperimentali mostrato è stata fatta variare la temperatura dell'acqua calda in ingresso all'evaporatore ORC, fra 65 °C e 85 °C, con una portata costante di circa 1.6 litri al secondo. Per ciascun valore di temperatura di sorgente la portata in massa è stata fatta variare attraverso la regolazione della pompa, in modo da modificare il grado di surriscaldamento all'ingresso dell'espansore fra un valore massimo e un minimo. In questo modo si regola anche la potenza elettrica erogata, che a parità di altre condizioni è proporzionale alla portata. Si fa presente che aumentando la frequenza della pompa ORC cresce anche il consumo della pompa, che impatta significativamente il valore netto di potenza elettrica in uscita. L'effetto della variazione di portata dell'acqua fredda sulle prestazioni elettriche e termiche del sistema è stato analizzato.

Nelle prove effettuate, la pressione di condensazione dipende principalmente dal rapporto fra la portata d'acqua al condensatore e la portata di fluido organico ($\dot{m}_f/\dot{m}_{ORC}$), come mostrato in [Figura 63](#). Per il minimo valore del rapporto $\dot{m}_f/\dot{m}_{ORC}$ pari a 3.1, la pressione di condensazione raggiunge il valore più alto di circa 10.4 bar. Questa condizione è ottenuta per una bassa portata di acqua fredda (circa 0.6 l/s), e ad un'alta portata di fluido organico, che si ha in corrispondenza di un valore elevato di potenza elettrica di output. La figura riporta anche l'effetto sulla differenza di temperatura dell'acqua fra ingresso ed uscita del condensatore, che diminuisce anch'essa con l'aumentare del rapporto $\dot{m}_f/\dot{m}_{ORC}$, da 12.0 °C a circa 2 °C.

In [Figura 64](#) è mostrato l'effetto che ha la pressione di condensazione sulla temperatura dell'acqua in uscita al condensatore, che corrisponde alla temperatura disponibile all'utenza termica. Con la pressione che aumenta da 6.8 bar a 10.4 bar la temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore cresce di poco più di 10 °C, da 21.0 °C a 31.2 °C. Se si uniscono gli effetti mostrati in [Figura 63](#) e in [Figura 64](#), si evidenzia come la temperatura per l'utenza termica possa essere regolata agendo sul rapporto $\dot{m}_f/\dot{m}_{ORC}$. Aumentare la portata di fluido organico significa incrementare la potenza elettrica prodotta dall'espansore (cfr. [Figura 53](#)), la potenza termica introdotta nell'ORC e quella scaricata al condensatore (sezione 3.2.1, [Figura 57](#)).

I valori di potenza elettrica netta ($\dot{W}_{net}$) e di potenza termica scaricata al condensatore ($\dot{Q}_{cond}$) sono mostrati in [Figura 65](#), in funzione della temperatura di sorgente calda. In figura è mostrato l'effetto del livello del grado di surriscaldamento (ΔT_{SH}), il quale per data temperatura di sorgente, è stato impostato su un valore massimo intorno ai 20 °C, e un valore minimo, variabile a seconda della temperatura di sorgente (fra 5 e 7 °C fino a 75 °C di temperatura di sorgente, e fra 9-11 °C a 85 °C di T_H). I valori massimi di potenza elettrica netta e di potenza termica sono ottenuti per il caso a 85 °C di temperatura di sorgente, e sono uguali a circa 1 kW e 39 kW, rispettivamente. [Figura 66](#) presenta la dipendenza della potenza termica dalla potenza elettrica in uscita, per tre valori di portata d'acqua fredda al condensatore (V_C), pari a 0.6 l/s, 1.5 l/s e 2.6 l/s. Gli andamenti evidenziano che, a parità di potenza termica al condensatore, la potenza elettrica in uscita può essere regolata in un certo intervallo (intervenendo sulla portata d'acqua fredda), ma una sua riduzione va a discapito della qualità del calore scaricato, ovvero della temperatura a cui è disponibile. Questo è l'effetto della pressione di condensazione sulle prestazioni del ciclo ORC. Il valore massimo di temperatura disponibile all'utenza, di poco superiore a 31 °C, corrisponde ad una potenza elettrica di 0.6 kW e una potenza termica

di 35 kW. I valori massimi di potenza elettrica (circa 1 kW) e termica (39 kW) sono ottenuti nello stesso punto operativo, con la portata di acqua massima (2.6 l/s) e una temperatura (T_{Cout}) nell'intorno dei 25 °C.

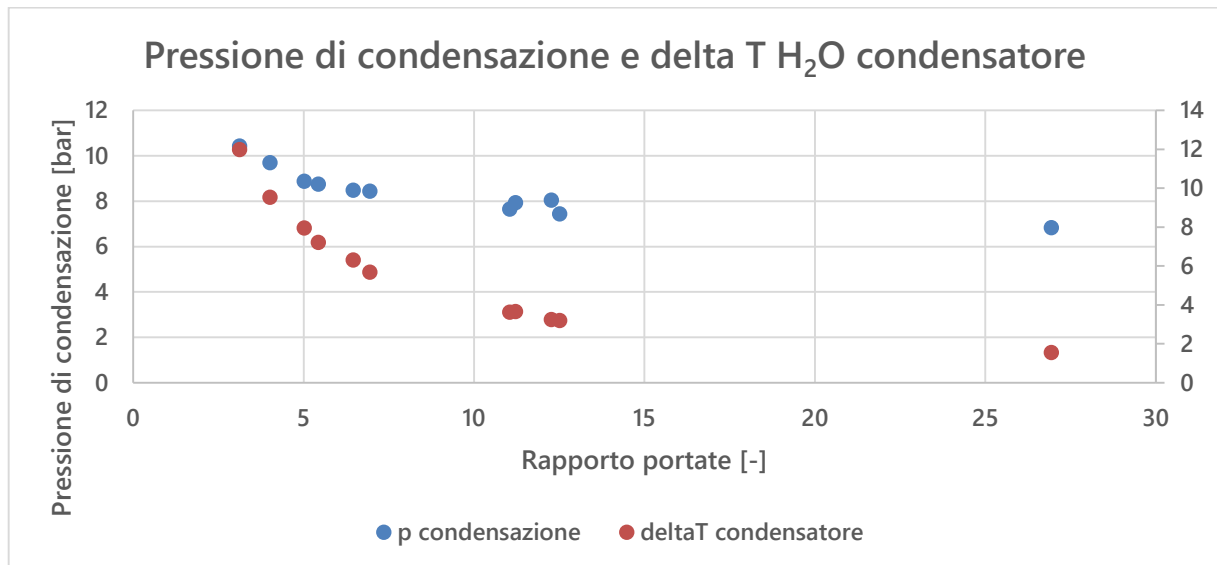


Figura 63 – Pressione di condensazione e differenza di temperatura dell'acqua al condensatore, in funzione del rapporto fra le portate in massa di acqua fredda e fluido organico.

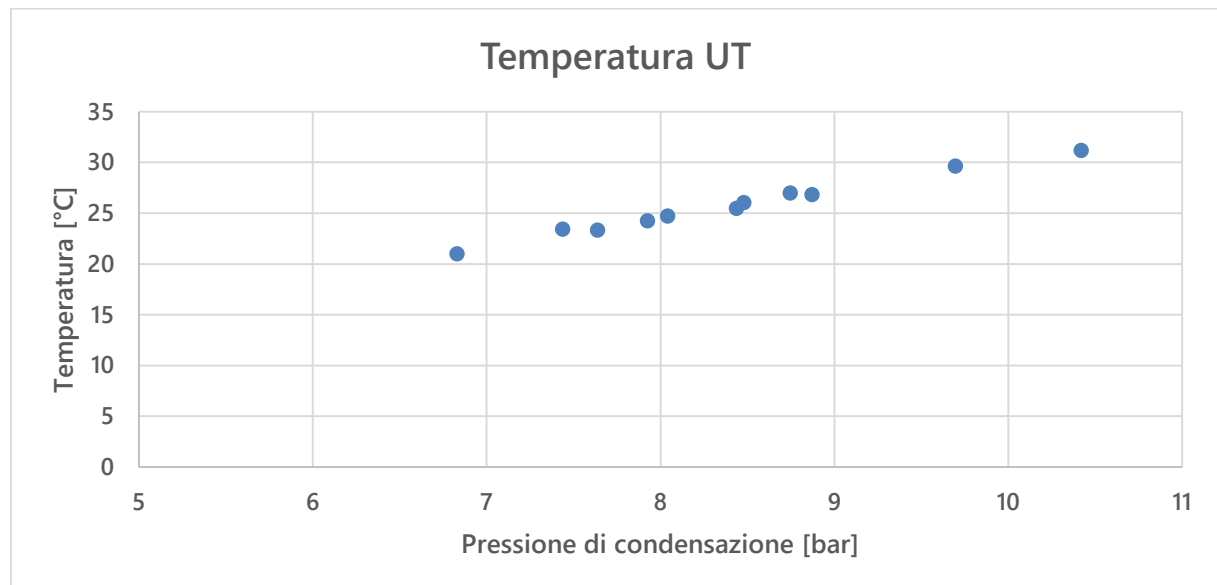


Figura 64 – Temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore e disponibile all'utenza termica in funzione della pressione di condensazione del ciclo ORC.

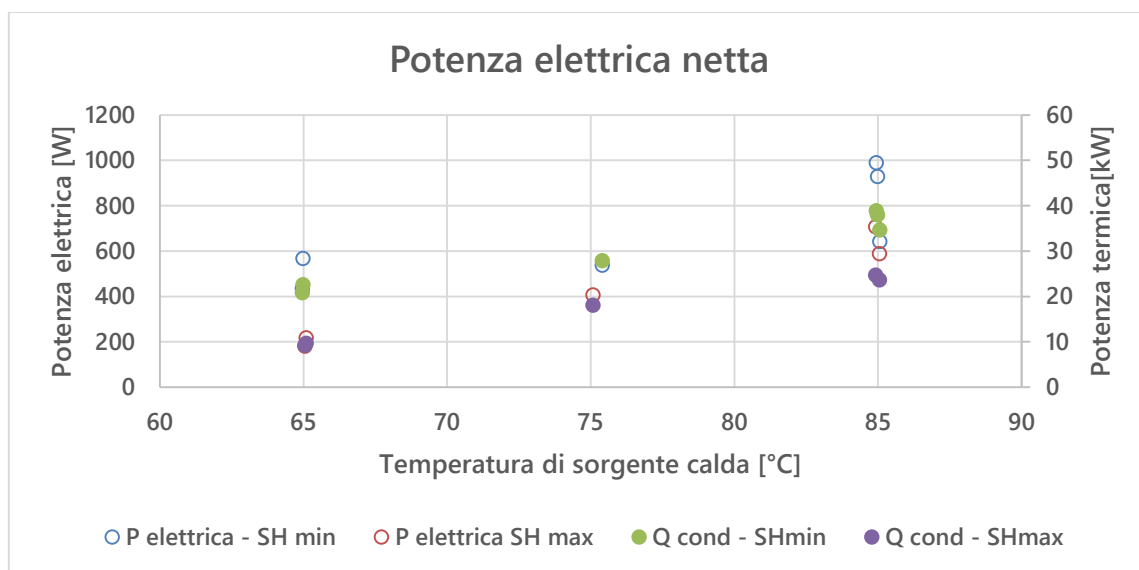


Figura 65 – Potenza elettrica netta dell'ORC e potenza termica scaricata all'utenza, in funzione della temperatura di sorgente e per diversi valori del grado di surriscaldamento (minimo e massimo).

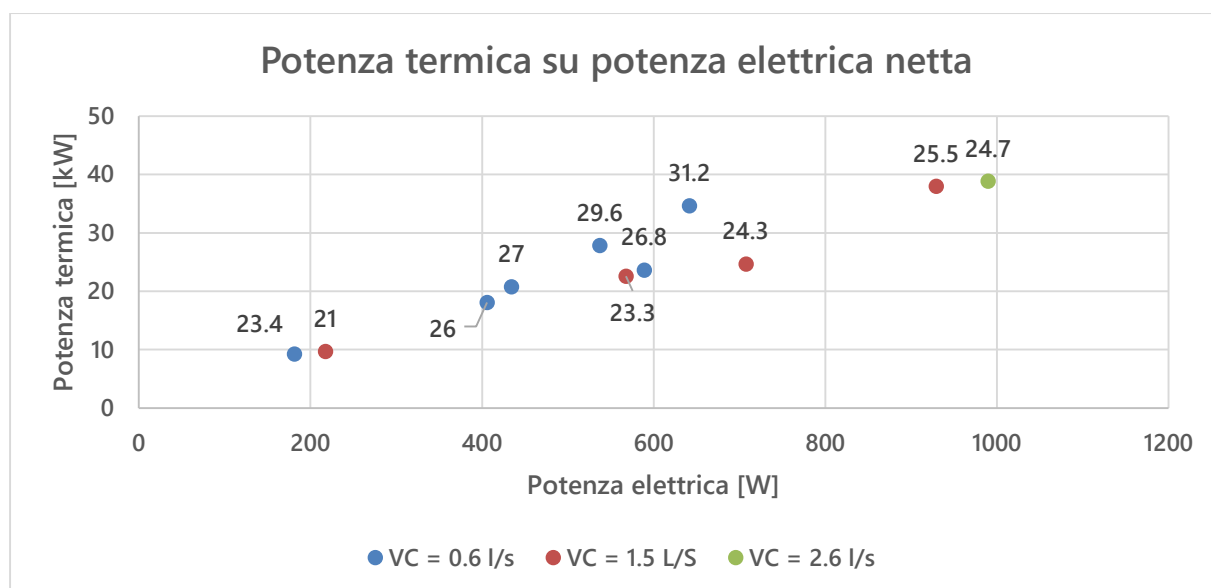


Figura 66 – Potenza termica scaricata al condensatore e disponibile all'utenza in funzione della potenza elettrica netta prodotta dall'ORC, e per diversi valori di temperatura dell'acqua fredda in uscita dal condensatore.

L'indice di risparmio dalla produzione combinata, o Primary Energy Saving (PES), è stato calcolato come indicato in Equazione 5). I valori del PES si mantengono pressoché costanti nell'intorno di 0.1 al variare delle condizioni operative del ciclo ORC in assetto cogenerativo, dal momento che i rendimenti elettrico e termico dei diversi punti di lavoro non subiscono variazioni significative dovute alla regolazione, come mostrato in **Figura 67**. Il rendimento termico del sistema ORC è significativamente più alto di quello osservato nel caso del motore a combustione interna alimentato a biogas (84% contro 60%). Al contrario, il rendimento elettrico si mantiene molto basso, nell'intorno del 3%, sensibilmente inferiore al valore di rendimento a carico massimo del motore (20%). Di conseguenza, l'indice PES dell'ORC risulta minore che nel caso del motore, registrando valori nell'intorno di zero in tutte le condizioni testate, contro il valore di 0.12 ottenuto con il motore nel caso migliore (a pieno carico). Nonostante l'indice di risparmio favorisca il motore a combustione interna, si deve evidenziare che sia la potenza termica che la temperatura richiesta dall'utenza sono maggiormente compatibili nel caso del ciclo ORC con le richieste di una tipica utenza domestica.

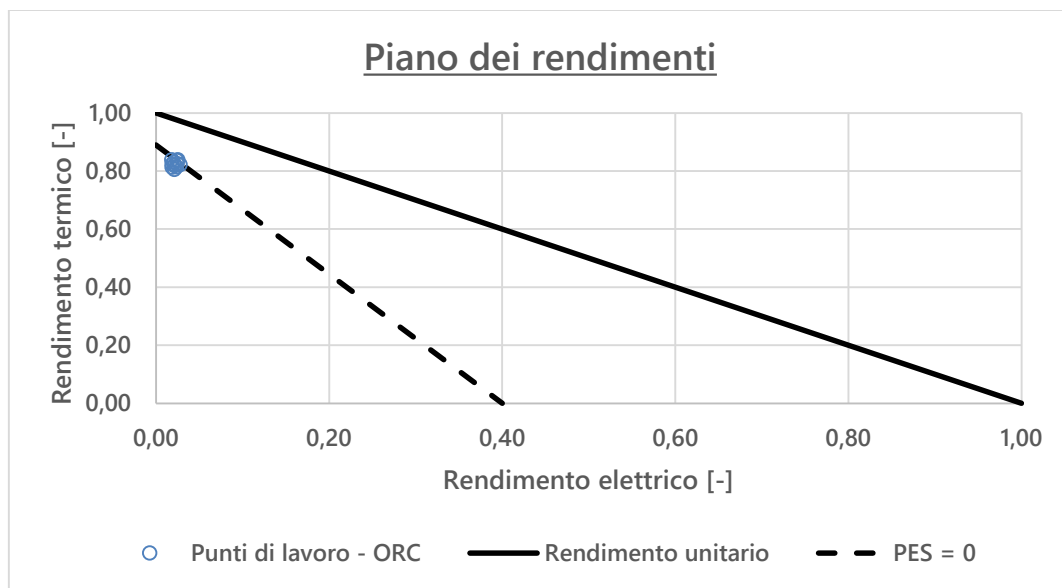


Figura 67 – Piano rendimento elettrico rendimento termico e curva a PES = 0.

3.4 Punti salienti della sperimentazione su sistema integrato digestore anaerobico-caldia-ORC

La campagna di caratterizzazione e di validazione condotta sul banco prova micro-ORC ha evidenziato i seguenti aspetti salienti:

- ✓ In accordo con ENEA, non è stata realizzata un'integrazione fisica in laboratorio del sistema ORC con il digestore anaerobico (ovvero non è stata installata una caldaia a biogas che fungesse da sorgente termica per l'evaporatore dell'ORC); tuttavia, a simulazione di tale accoppiamento, il funzionamento del sistema ORC è stato testato per diversi valori di temperatura di sorgente calda (acqua in ingresso all'evaporatore, tra 60 °C e 90 °C);
- ✓ il sistema ORC, quando è operato per la sola produzione elettrica, raggiunge una potenza netta di picco di circa 1300 W, con un elettrico massimo di poco superiore al 4%; la pompa di alimento assorbe una porzione significativa della potenza prodotta dall'espansore
- ✓ la configurazione del sistema ORC in assetto cogenerativo è del tipo in contropressione (o con condensatore "caldo"), in cui la potenza scaricata dal condensatore è resa disponibile per la produzione di acqua calda sanitaria;
- ✓ la regolazione della potenza termica scaricata e della temperatura a cui questa è fornita all'utenza è effettuata agendo sulla portata di acqua di raffreddamento al condensatore e sulla portata di fluido organico, che regola anche la potenza elettrica di output;
- ✓ aumentare la temperatura disponibile all'utenza termica comporta un aumento della pressione di condensazione del ciclo ORC, con conseguente peggioramento della potenza elettrica in uscita e del rendimento elettrico;
- ✓ le migliori prestazioni cogenerative sono state ottenute con il valore più alto di temperatura di sorgente calda (85 °C) e un valore basso del grado di surriscaldamento, con una potenza elettrica netta di circa 1 kW e una potenza termica di quasi 40 kW, fornita ad una temperatura di 25 °C;
- ✓ i valori massimi di rendimento elettrico, termico e cogenerativo sono risultati pari a 2.8%, 83% e 86%;
- ✓ il Primary Energy Saving si mantiene nell'intorno di 0 in tutte le condizioni testate, inferiore rispetto al caso del MCI a causa del basso valore del rendimento elettrico.

4 Confronto fra i due sistemi integrati in assetto cogenerativo e considerazioni economico ambientali

4.1.1 Calcolo del consumo di combustibile

Nel caso del sistema digestore-MCI, il consumo di combustibile è un dato direttamente misurato ed è stato mostrato nel Capitolo 2 al variare delle condizioni di carico. Per il sistema integrato con il ciclo ORC, non essendo disponibili dati sperimentali con la caldaia, sono stati rielaborati i dati ottenuti dalla sperimentazione sul sistema micro-ORC a banco prova, per fare alcune stime sull'ipotetico consumo di combustibile biogas per alimentare il sistema cogenerativo. La potenza che la caldaia a biogas deve soddisfare equivale alla potenza assorbita dal fluido organico nell'evaporatore ORC ($\dot{Q}_{ev}$). Il termine $\dot{Q}_{ev}$ dipende principalmente dalla portata in massa di fluido organico (cfr. **Figura 57**) ed è disponibile dai dati sperimentali in funzione della potenza elettrica prodotta dall'espansore ORC.

Assumendo un valore del rendimento della caldaia in linea con lo stato dell'arte, il consumo di biogas è calcolato attraverso l'Equazione 17.

$$\dot{m}_{biogas} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{LHV_{biogas} \cdot \eta_{caldaia}} \quad 17)$$

La curva di consumo è mostrata in **Figura 68** in funzione della potenza elettrica di output, ed è ricavata considerando il caso con il massimo valore del rendimento totale dell'ORC fra quelli rilevati sperimentalmente, per data potenza elettrica. Per ricavare il consumo è stato assunto un valore di LHV per il biogas di circa 15 kJ/kg e un rendimento della caldaia del 89%. Nello stesso grafico è inclusa la curva di consumo di biogas nel caso del motore a combustione interna, che risulta circa costante al variare del carico elettrico. Al carico di picco di un kW, i due consumi valgono circa 16 NI/min e 81 NI/min. Dato che il consumo orario non varia con il carico elettrico nel MCI, il consumo specifico aumenterà significativamente con il diminuire del carico elettrico. Al contrario, nel sistema ORC il consumo specifico cala con il diminuire del carico, grazie all'elevato valore della potenza termica fornita all'utenza.

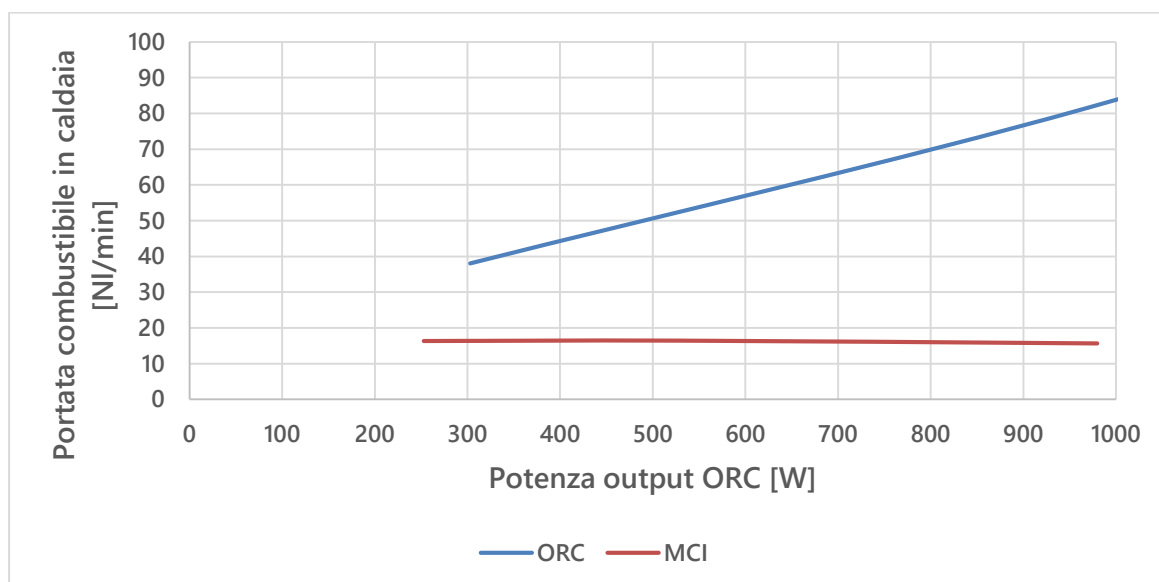


Figura 68 – Andamento stimato del consumo di biogas in funzione della potenza, nel caso dei due sistemi digestore-MCI e digestore-caldaia-ORC.

In **Tabella 8** è presentato un confronto generale fra i due sistemi integrati digestore-MCI e digestore-caldiaa-ORC, in termini di prestazioni della produzione combinata di energia elettrica e calore. Dal punto di vista della applicabilità dei sistemi al caso studio, ovvero della loro capacità di soddisfare la domanda elettrica e di ACS di una tipica utenza domestica situata in una piccola isola, si può osservare che:

- Entrambi i sistemi hanno una potenza elettrica netta di picco vicina a 1 kW, che risulta nell'ordine di grandezza di una richiesta media di un'abitazione, anche se leggermente sottodimensionata per soddisfare picchi di domanda.
- Il motore a combustione interna è decisamente sottodimensionato in termini di potenza termica fornita all'utenza (3 kW), a differenza del ciclo ORC che raggiunge una potenza di quasi 40 kW, del tutto compatibile con la richiesta di ACS di un'abitazione.
- Anche la temperatura alla quale il MCI è in grado di fornire la potenza termica (22 °C) non si può considerare adeguata alla produzione di ACS. Nel caso del sistema ORC, il valore di temperatura è più alto ma ancora insufficiente (31 °C nel caso migliore), e aumentandolo ulteriormente peggiorano le prestazioni elettriche del ciclo, a causa dell'aumento della pressione di condensazione.

Con riferimento agli indici di prestazione, il motore ha un rendimento elettrico relativamente alto e un rendimento termico accettabile, con un rendimento totale o di primo principio intorno al 76%. Il rendimento di primo principio del ciclo ORC raggiunge l'86%, principalmente grazie all'elevato valore del rendimento termico, intorno all'83%, mentre il rendimento elettrico si mantiene su valori di qualche punto percentuale, peggiorati dalla necessità di aumentare la pressione di condensazione per soddisfare la domanda termica a temperatura più alta. Il consumo specifico, calcolato considerando entrambe le potenze fornite, risulta di poco superiore nel caso del MCI (0.24 Nm³/kWh), rispetto al sistema ORC (0.20 Nm³/kWh).

Tabella 8 – Confronto fra le prestazioni cogenerative dei due sistemi sperimentali integrati analizzati in questo studio.

	MCI	ORC
Potenza elettrica	~1 kW	~1 kW
Potenza termica	~3 kW	~40 kW
Temperatura UT	~22 °C	~32 °C
Rendimento elettrico	20%	2.8%
Rendimento termico	56%	83%
Rendimento di primo principio	76%	86%
Primary Energy Saving	0.12	0
Consumo specifico di combustibile (sull'energia complessiva, elettrica + termica)	~0.24 Nm ³ /kWh	~0.20 Nm ³ /kWh

4.1.2 Considerazioni economico-ambientali

Il sistema studiato è concepito per l'applicazione cogenerativa nel caso delle piccole isole, non connesse alla rete nazionale e costrette ad adoperare spesso combustibili inquinanti per soddisfare i fabbisogni di energia al livello domestico. Un esempio riguarda l'uso frequente di boiler elettrici per l'acqua calda sanitaria, possibilmente alimentato da un motore a combustione interna a GPL o a gasolio, senza alcun recupero del calore scaricato dal motore. La soluzione cogenerativa consente di recuperare una parte consistente del calore scaricato per produrre acqua calda sanitaria. In questo caso il boiler elettrico potrebbe essere eliminato, il motore coprirebbe il fabbisogno elettrico e ci sarebbe un consistente risparmio di energia e di emissioni di CO₂ e inquinanti associate. Inoltre, l'uso di biogas autoprodotta comporta diversi vantaggi:

- Maggiore autonomia nell'approvvigionamento energetico dell'abitazione situata nella piccola isola, potendo disporre, con un sistema ben dimensionato, di riserve di combustibile biogas pressoché costanti nel tempo. Questo aspetto risulta oltremodo importante nella situazione nazionale attuale

legata all'approvvigionamento di combustibili fossili dall'estero, che per diversi motivi sta vivendo un periodo di grosse incertezze, con conseguente fluttuare dei costi e mancanza di scorte.

- Riutilizzo del rifiuto organico domestico, che normalmente deve essere raccolto e trasportato altrove per essere riutilizzato come biomassa o per produrre concimi, con conseguente spesa pubblica per gestire tutta la filiera. Inoltre, dal momento che in alcune zone si comincia a pensare ad una tassa sui rifiuti proporzionata alla quantità di rifiuti prodotti da un'utenza, questa soluzione di autoconsumo consentirebbe un risparmio.
- Il risparmio totale sul combustibile, il cui costo sta mostrando dei picchi notevoli proprio nell'attuale periodo storico, sarebbe considerevole.

Si consideri infine il confronto del sistema integrato digestore-motore a combustione interna con un sistema tipico basato su un motore alimentato a gasolio, che fornisce energia sia elettrica che termica (attraverso un boiler). Il risparmio sulle emissioni specifiche sarebbe associato a diversi contributi, e in particolare:

- Minori emissioni assolute di ossidi di azoto e di particolato fine.
- Migliore utilizzo dell'energia primaria a pari fabbisogno, con conseguente riduzione delle emissioni specifiche di anidride carbonica.

5 Conclusioni

Il presente documento è il risultato della collaborazione tra l'ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN) dell'Alma Mater Studiorum – Università di Bologna, avente l'obiettivo di condurre l'analisi di *Sistemi di microgenerazione per lo sfruttamento di biogas finalizzati alla produzione di acqua calda sanitaria nelle piccole isole*. Tale collaborazione nasce all'interno dell'Accordo di Programma che il Ministero dello Sviluppo Economico ed ENEA hanno stipulato nel 2019 finalizzato all'esecuzione delle linee di attività del Piano Triennale 2019-2021 della Ricerca e Sviluppo di Interesse Generale per il Sistema Elettrico Nazionale.

L'accordo di collaborazione tra l'ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN) dell'Alma Mater Studiorum – Università di Bologna si riferisce al Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021. Il presente documento descrive la ricerca svolta durante la terza annualità.

L'attività è finalizzata allo studio della possibilità di impiegare biogas prodotto da digestori anaerobici di piccola taglia per la produzione di energia elettrica e acqua calda sanitaria nelle piccole isole non raggiunte dalla rete gas. Il sistema proposto è pertanto basato sulla tecnologia della digestione anaerobica, integrata con un micro-cogeneratore. Inoltre, il sistema in oggetto ha la finalità di ridurre i consumi di energia elettrica (importata dal continente mediante le connessioni sottomarine esistenti) attualmente finalizzati al soddisfacimento dei fabbisogni termici per produzione di acqua calda sanitaria.

La linea di attività del terzo anno è dedicata alla sperimentazione e caratterizzazione dei dispositivi definiti ed acquisiti durante le precedenti annualità: un digestore anaerobico, un motore a combustione interna e un sistema ORC. L'obiettivo è la definizione di un dispositivo integrato per la produzione di biogas e successiva conversione in energia elettrica ed acqua calda sanitaria. Più in dettaglio, lo studio svolto è suddiviso in tre fasi, così come di seguito illustrato.

FASE I – Campagna sperimentale

In questa fase sono stati condotti test sperimentali volti alla caratterizzazione – in termini di performance al variare delle condizioni al contorno – dei diversi componenti e del sistema integrato al fine di valutarne il reale funzionamento in condizioni sia di design che di off-design.

Nel dettaglio, si rimanda a **Figura 3**, **Figura 4** e **Figura 45** per le foto dei banchi prova rispettivamente per la caratterizzazione del digestore anaerobico, del motore a combustione interna (MCI) e del sistema ORC. Il digestore anaerobico è stato messo in funzione, alimentato con rifiuti domestici, e ha consentito la produzione di un biogas, la cui composizione è stata determinata (tramite un analizzatore di biogas appositamente installato) essere pari a 55 % CH₄ e 45 % CO₂. Per quanto riguarda il motore a combustione interna, dopo test preliminari (con GPL e benzina) iniziati durante il corso della precedente annualità, si è proceduto quest'anno al test e alla caratterizzazione del sistema – sia in condizioni di design che in off-design – con una miscela di CH₄ e CO₂ a composizione variabile, partendo da metano puro fino ad arrivare alla composizione rilevata per il biogas prodotto dal digestore anaerobico. In particolare sono state testate le seguenti composizioni, il cui limite inferiore in termini di percentuale di metano è stato fissato sulla base del limite di funzionamento del motore nell'assetto di fabbrica (senza prevedere modifiche al condotto di aspirazione dell'aria): 100% CH₄, 75% CH₄ – 25% CO₂, 60% CH₄ – 40% CO₂, 55% CH₄ – 45% CO₂. Per quanto riguarda il sistema ORC, infine, si evidenzia come – in accordo con ENEA – non sia stata realizzata un'integrazione fisica in laboratorio con il biodigestore (ovvero non è stata installata una caldaia a biogas che fungesse da sorgente termica per l'evaporatore dell'ORC); tuttavia, a simulazione di tale accoppiamento, il funzionamento del sistema ORC è stato testato per diversi valori di temperatura di sorgente calda (acqua in ingresso all'evaporatore, tra 60 °C e 90 °C) e di carico elettrico (tra 600 W e 3 kW), e per ogni condizione è stata variata la velocità di rotazione della pompa di alimento (tra circa 75 rpm e 280 rpm), che influenza la portata di fluido organico.

FASE II – Analisi dei dati raccolti

In tale fase si è proceduto all'analisi e all'elaborazione dei dati raccolti durante la campagna di sperimentazione, consentendo di evidenziare la possibilità di ottimizzare diversi aspetti del funzionamento

dei sistemi testati. Tale evidenza ha di conseguenza consentito lo sviluppo di strategie ottimali per la gestione del sistema oggetto di analisi.

Più in dettaglio, sono stati effettuati test sperimentali sul motore a combustione interna in assetto “di fabbrica” alimentato con composizione variabile e operante in condizioni di design. Tali test hanno in particolare consentito di ottenere gli andamenti, in funzione della composizione del biogas, (i) delle temperature dei fumi in uscita dal motore, in ingresso ed in uscita allo scambiatore di calore; (ii) delle temperature dell’acqua in ingresso e in uscita allo scambiatore e (iii) della potenza termica recuperata. I risultati acquisiti con la configurazione di fabbrica evidenziano grosse dissipazioni termiche nella fase di recupero dai gas combusti: il salto di temperatura del gas esausto nello scambiatore rimane al di sotto dei 100 °C, mentre l’aumento di temperature dell’acqua è molto limitato, non superando i 3 °C. Inoltre, il motore lavora in un punto non ottimale in termini di rapporto aria-combustibile e mostra instabilità ad alto carico e per elevate frazioni di CO₂ (> 30% in volume). Tali prove hanno quindi evidenziato la necessità di effettuare alcuni interventi migliorativi, volti ad aumentare la stabilità di funzionamento con il biogas in alimentazione, e ad incrementare le prestazioni sia termiche che elettriche. In particolare le strategie di ottimizzazione individuate riguardano:

1. la correzione del rapporto aria-combustibile in alimentazione al motore, che ha un effetto sulle prestazioni elettriche e sulla stabilità;
2. la modifica della linea di scarico dei gas combusti, con l’obiettivo di limitare le dispersioni di calore verso l’ambiente e migliorare le prestazioni termiche e la qualità del calore scaricato.

Dall’analisi dei dati sperimentali sul sistema ORC, risulta che esso sia appropriato per l’applicazione cogenerativa, presentando valori elevati di potenza scaricata al condensatore e disponibile per l’utenza termica (da 10 kW a 40 kW). Tuttavia, le condizioni di funzionamento testate in questa prima fase sono riferite al sistema ORC operato con lo scopo della produzione elettrica. L’impianto, quando invece lavora in assetto cogenerativo in contropressione (o con condensatore “caldo”), deve essere operato tenendo conto della temperatura richiesta dall’utenza termica, che ha un effetto sulla pressione di condensazione del ciclo e dunque anche sulle prestazioni elettriche. A tale proposito, le strategie di ottimizzazione individuate riguardano la variazione delle portate di acqua di raffreddamento al condensatore e di fluido organico.

FASE III – Definizione del sistema ottimizzato e della strategia di controllo

In tale fase, per prima cosa sono state testate sui banchi prova le strategie di gestione elaborate, con l’obiettivo di effettuarne una validazione.

Per quanto riguarda il MCI, la modifica del rapporto aria combustibile è avvenuta operando in due step: (i) entro un certo intervallo, attraverso la regolazione del carburatore gas del motore (all’aumentare della frazione di anidride carbonica nella miscela, si allenta la vite che regola l’afflusso di gas combustibile, ingrassando la miscela), che può essere eseguita anche durante il funzionamento del motore; (ii) a motore spento, diminuendo la sezione di passaggio dell’aria comburente, ovvero introducendo una strozzatura nel condotto di aspirazione. A tale proposito, la dotazione del motore include una serie di piastrine forate con diametri diversi, che possono essere applicate subito dopo la scatola del filtro dell’aria; il diametro minore è stato montato per le prove nella configurazione ottimizzata, con la più alta frazione di CO₂ nel gas combustibile. Inoltre, per limitare le dispersioni termiche e ottimizzare la fase di recupero dai gas combusti, la configurazione ottimizzata ha previsto la rimozione della marmitta e il collegamento attraverso un tubo direttamente all’imbocco dello scambiatore. Lo scambiatore è stato coibentato con un tubo di gomma espansa di spessore 10 mm, adatta a resistere fino a 120 °C. Sono stati effettuati due set di test sul MCI dopo l’implementazione delle strategie di ottimizzazione: il primo sul funzionamento del motore in condizioni di design e al variare della composizione della miscela CH₄ + CO₂, e il secondo sul funzionamento in off-design (assorbimento di circa 300 W, 550 W e 1000 W) del motore alimentato con 55% CH₄ e 45% CO₂, corrispondente alla composizione del biogas prodotto dal digestore anaerobico installato, e sua comparazione con le prestazioni ottenibili con metano puro.

I principali risultati ottenuti sono i seguenti:

- il motore a combustione interna è in grado di funzionare in modo stabile con una miscela contenente una frazione di CO₂ inferiore o uguale al 45%, producendo in quest'ultimo caso circa 1 kW di potenza elettrica con un consumo specifico di 0.9 Nm³/kWh;
- durante la prima campagna di prove con motore in assetto ottimizzato, condotte al variare della composizione della miscela metano-anidride carbonica, la potenza trasferita all'acqua dell'utenza termica aumenta fra 2.2 kW e 2.8 kW con il crescere della frazione di CO₂, con una portata di 5 l/min e un salto di temperatura fra 6 °C e 8 °C;
- il PES del sistema cogenerativo si riduce all'aumentare della frazione di CO₂, mantenendosi maggiore di zero per tutte le composizioni testate a pieno carico;
- all'aumentare della frazione di CO₂, aumenta la portata di combustibile e quindi il consumo specifico, a causa della diminuzione del potere calorifico della miscela combustibile;
- una seconda sessione di test, svolta per il metano puro e la miscela 55% CH₄ - 45% CO₂ (corrispondente alla composizione del biogas effettivamente misurata) e al variare del carico elettrico, ha evidenziato come il rendimento elettrico si riduca notevolmente all'abbassarsi del carico, fino ad un minimo del 6% al minimo carico testato; il rendimento termico non mostra variazioni importanti in funzione del carico, mantenendosi nell'intorno del 60%.

Relativamente al sistema ORC, invece, l'assetto cogenerativo in contropressione è stato valutato variando: (i) la temperatura dell'acqua calda in ingresso all'evaporatore ORC, fra 65 °C e 85 °C, con una portata costante di circa 1.6 litri al secondo; (ii) la portata in massa di fluido organico (attraverso la regolazione della pompa), in modo da modificare il grado di surriscaldamento all'ingresso dell'espansore fra un valore massimo e un minimo e regolare di conseguenza anche la potenza elettrica erogata, che a parità di altre condizioni è proporzionale alla portata; la portata in massa dell'acqua fredda, tra 0.6 L/s a 2.6 L/s.

I principali risultati ottenuti sono:

- aumentare la temperatura disponibile all'utenza termica comporta un aumento della pressione di condensazione del ciclo ORC, con conseguente peggioramento della potenza elettrica in uscita e del rendimento elettrico;
- le migliori prestazioni cogenerative sono state ottenute con il valore più alto di temperatura di sorgente calda (85 °C) e un valore basso del grado di surriscaldamento, con una potenza elettrica netta di circa 1 kW e una potenza termica di quasi 40 kW, fornita ad una temperatura di 25 °C;
- i valori massimi di rendimento elettrico, termico e cogenerativo sono risultati pari a 2.8%, 83% e 86%;
- il Primary Energy Saving si mantiene nell'intorno di 0 in tutte le condizioni testate, inferiore rispetto al caso del MCI a causa del basso valore del rendimento elettrico.

Infine, considerando l'applicazione al contesto delle piccole isole e confrontando con i sistemi tipicamente usati in tali realtà (generatori a gasolio e scaldabagno elettrici), dal punto di vista economico-ambientale i sistemi integrati testati consentono di ottenere i seguenti benefici:

- maggiore autonomia nell'approvvigionamento energetico, aspetto oltremodo importante anche nella situazione nazionale attuale legata all'approvvigionamento di combustibili fossili dall'estero, che vivendo un periodo di grosse incertezze, con conseguente fluttuare dei costi e mancanza di scorte;
- riutilizzo del rifiuto organico domestico, che normalmente deve essere raccolto e trasportato altrove, con conseguente spesa pubblica per gestire la filiera. Inoltre, nell'ottica futura di una tassa sui rifiuti proporzionata alla quantità di rifiuti prodotti da un'utenza, questa soluzione consentirebbe un risparmio;
- risparmio sulla spesa di combustibile;
- minori emissioni assolute di ossidi di azoto e di particolato fine;

- migliore utilizzo dell'energia primaria a pari fabbisogno, con conseguente riduzione delle emissioni specifiche di anidride carbonica.

6 Riferimenti Bibliografici

- [1] HomeBiogas, <https://www.homebiogas.com/Products/HomeBiogas2>.
- [2] Gretech, available at: https://www.alibaba.com/product-detail/Gretech-power-own-patent-home-use_62218898448.html
- [3] Wiltec, available at: <https://www.wiltec.de/hrale-stainless-steel-heat-exchanger-10-plates-plate-heat-exchanger-max-22kw.html>.
- [4] dpPerformance, available at: <https://www.dpperformance.de/Ladeluftkuehler>.
- [5] Zampieri, G. "CLOSED-CYCLE PLANT." U.S. Patent No. 20,160,032,786. 4 Feb. 2016.
- [6] Bianchi M., Branchini L., De Pascale A., Melino F., Ottaviano S., Peretto A., Torricelli N., Zampieri G. Performance and operation of micro-ORC energy system using geothermal heat source. 73rd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association (ATI 2018), 12–14 settembre 2018, Pisa, Italia.

7 Abbreviazioni ed acronimi

H	entalpia [kJ/kg]
$\dot{m}$	portata in massa [kg/s]
p	pressione [bar]
Q	potenza termica [kW]
T	temperatura [°C]

Simboli greci

Δ	differenza [-]
----------	----------------

Acronimi

ACS	Acqua Calda Sanitaria
BP	by-pass
C	Compressore
M	Mixer
MCI	Motore a Combustione Interna
ORC	Organic Rankine Cycle
R	Recuperatore
RP	Riduttore di Pressione
SC	Scambiatore di Calore

Pedici e apici

acc	accumulo
C	cold
el	elettrico
ev	evaporatore
exp	espansore
H	hot
in	inlet
out	outlet
th	termico
ut	utenza

8 Indice delle figure

Figura 1 – Architettura del sistema integrato digestore anaerobico + motore a combustione interna, elaborato come ipotesi di installazione presso utenze domestiche site nel contesto delle piccole isole e volto al soddisfacimento dei fabbisogni energetici di tipo elettrico e termico per la produzione di acqua calda sanitaria delle utenze stesse.	7
Figura 2 – Layout del banco prova cogeneratore alimentato da miscela metano-anidride carbonica.	8
Figura 3 – Immagine installazione banco prova MCI.....	8
Figura 4 – Immagine del digestore anaerobico HomeBiogas 2.0 [1].	9
Figura 5 – Immagine del motore a combustione interna multi-fuel.	9
Figura 6 – Immagini dello scambiatore di calore a piastre e guscio [3].	10
Figura 7 – Diagramma a blocchi del software di acquisizione in linguaggio LabVIEW.	13
Figura 8 – Immagine dell’analizzatore di biogas SWG 100 BIOCompact.....	13
Figura 9 – Dispositivi di regolazione manuale: riduttore di alta pressione, riduttore di bassa pressione, valvola di regolazione del flusso.	14
Figura 10 – Immagini del misuratore di portata in massa termico.	14
Figura 11 – Immagini dei misuratori di pressione.	14
Figura 12 – Andamento del consumo specifico di combustibile del motore al variare del carico elettrico (set di prove con benzina e GPL in assetto non cogenerativo).	16
Figura 13 – Andamento del rendimento elettrico del motore al variare del carico elettrico (set di prove con benzina e GPL in assetto non cogenerativo).	16
Figura 14 – Andamento della temperatura dei fumi allo scarico del motore al variare del carico elettrico (set di prove con benzina e GPL in assetto non cogenerativo).	16
Figura 15 – Andamento del consumo specifico di combustibile del motore al variare del carico elettrico (set di prove con GPL in assetto cogenerativo).	17
Figura 16 – Andamento del rendimento elettrico del motore al variare del carico elettrico (set di prove con GPL in assetto cogenerativo).	17
Figura 17 – Andamento della temperatura dei fumi in ingresso allo scambiatore acqua-fumi, al variare del carico elettrico (set di prove con GPL in assetto cogenerativo).	17
Figura 18 – Andamento della potenza termica massima disponibile per il recupero dai fumi del motore, al variare del carico elettrico (set di prove con GPL in assetto cogenerativo, potenza calcolata considerando una temperatura ambiente pari a 25 °C).	18
Figura 19 – Andamento della frazione in volume della miscela di gas combustibile.....	20
Figura 20 – Andamento delle portate di gas in alimentazione al motore.....	20
Figura 21 – Andamento delle temperature dei gas di scarico (configurazione di fabbrica).	20
Figura 22 – Andamento delle temperature dell’acqua (configurazione di fabbrica).	21
Figura 23 – Andamento della potenza termica trasferita allo scambiatore fumi-acqua (configurazione di fabbrica).	21
Figura 24 – Andamento del rapporto aria-combustibile stechiometrico al variare della frazione di metano nel biogas.....	22
Figura 25 – Foto della linea di scarico del motore nella configurazione ottimizzata (senza marmitta e con scambiatore coibentato).	23
Figura 26 – Andamento delle pressioni nella linea di alimentazione del gas combustibile.....	24
Figura 27 – Andamento delle temperature dei gas di scarico.....	24
Figura 28 – Andamento delle temperature dell’acqua.	25
Figura 29 – Portata gas in funzione della frazione di CO ₂ nel combustibile.....	26
Figura 30 – Densità e potere calorifico in funzione della frazione di CO ₂ nel combustibile.	26
Figura 31 – Temperatura gas di scarico in funzione della frazione di CO ₂ nel combustibile.....	26
Figura 32 – Temperatura acqua in funzione della frazione di CO ₂ nel combustibile.	27
Figura 33 – Salto di temperatura del gas di scarico e dell’acqua in funzione della frazione di CO ₂ nel combustibile.	27

Figura 34 – Potenze sistema cogenerativo: combustibile, elettrica, termica.	28
Figura 35 – Rendimenti elettrico, termico e cogenerativo ed efficienza di scambio.	29
Figura 36 – Piano rendimento elettrico – rendimento termico a pieno carico.	29
Figura 37 – Portata di gas combustibile in funzione della potenza elettrica prodotta.	30
Figura 38 – Temperatura dei gas di scarico in funzione della potenza elettrica prodotta.	31
Figura 39 – Temperatura dell’acqua in funzione della potenza elettrica prodotta.	31
Figura 40 – Potenza introdotta col combustibile e scambiata nello scambiatore in funzione della potenza elettrica prodotta.	32
Figura 41 – Rendimento elettrico e termico in funzione della potenza elettrica prodotta.	32
Figura 42 – Piano rendimento elettrico rendimento termico al variare del carico.	33
Figura 43 – Architettura del sistema integrato digestore anaerobico + ORC, elaborato come ipotesi di installazione presso utenze domestiche site nel contesto delle piccole isole e volto al soddisfacimento dei fabbisogni energetici di tipo elettrico e termico per la produzione di acqua calda sanitaria delle utenze stesse.	36
Figura 44 – Modello CAD 3D (a) e layout (b) del banco prova micro-ORC.	37
Figura 45 – Foto del banco prova ORC installato presso il Laboratorio di Tecnologie di Micro-generazione dell’Alma Mater Studiorum Università di Bologna.	38
Figura 46 – Diagramma termodinamico del fluido HFC-134a impiegato all’interno del sistema ORC sperimentale.	38
Figura 47 – Mappa delle condizioni operative testate (temperature di sorgente calda e fredda, velocità di rotazione della pompa ORC).	39
Figura 48 – Portata in massa di fluido organico in funzione della velocità di rotazione della pompa.	40
Figura 49 – Pressione di evaporazione in funzione della portata in massa, per diversi valori dell’impedenza di carico.	40
Figura 50 – Pressione di condensazione in funzione della portata in massa, al variare della temperatura di sorgente fredda.	40
Figura 51 – Grado di surriscaldamento in funzione della portata in massa, per diversi valori della temperatura di sorgente calda.	40
Figura 52 – Potenza elettrica prodotta dall’espansore in funzione della sua velocità di rotazione, per diversi valori del carico.	41
Figura 53 – Potenza elettrica prodotta dall’espansore in funzione della differenza di pressione, al variare della velocità di rotazione.	41
Figura 54 – Rapporto potenza-pressione in funzione della velocità di rotazione, per diversi valori del carico.	41
Figura 55 – Rendimento totale dell’espansore in funzione della velocità di rotazione, per diversi valori del carico.	42
Figura 56 – Efficienza totale ed elettromeccanica della pompa in funzione della portata in volume elaborata.	42
Figura 57 – Potenza termica dell’evaporatore e del condensatore in funzione della portata in massa di fluido organico.	44
Figura 58 – Potenza termica del recuperatore in funzione della portata in massa di fluido organico, al variare della temperatura di sorgente calda.	44
Figura 59 – Diagramma di scambio termico per l’evaporatore in due condizioni operative con simili valori del grado di surriscaldamento.	44
Figura 60 – Diagramma di scambio termico per l’evaporatore in due condizioni operative a parità di potenza scambiata.	44
Figura 61 – Efficienza di scambio delle diverse zone dell’evaporatore in funzione della potenza termica totale.	45
Figura 62 – Efficienza globale di scambio dell’evaporatore in funzione della pressione di evaporazione e della temperatura di sorgente calda.	45

Figura 63 – Pressione di condensazione e differenza di temperatura dell'acqua al condensatore, in funzione del rapporto fra le portate in massa di acqua fredda e fluido organico.	47
Figura 64 – Temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore e disponibile all'utenza termica in funzione della pressione di condensazione del ciclo ORC.....	47
Figura 65 – Potenza elettrica netta dell'ORC e potenza termica scaricata all'utenza, in funzione della temperatura di sorgente e per diversi valori del grado di surriscaldamento (minimo e massimo).....	48
Figura 66 – Potenza termica scaricata al condensatore e disponibile all'utenza in funzione della potenza elettrica netta prodotta dall'ORC, e per diversi valori di temperatura dell'acqua fredda in uscita dal condensatore.....	48
Figura 67 – Piano rendimento elettrico rendimento termico e curva a PES = 0.....	49
Figura 68 – Andamento stimato del consumo di biogas in funzione della potenza, nel caso dei due sistemi digestore-MCI e digestore-caldaia-ORC.	50

9 Indice delle tabelle

Tabella 1 – Specifiche del digestore anaerobico HomeBiogas 2.0.....	9
Tabella 2 – Specifiche motore a combustione interna [2].	10
Tabella 3 – Specifiche scambiatore a piastre e guscio [4].	11
Tabella 4 – Specifiche dei sensori.....	12
Tabella 5 – Condizioni operative dei test sperimentali.	19
Tabella 6 – Proprietà principali del fluido HFC-134°.	38
Tabella 7 – Specifiche nominali del carico elettrico.	39
Tabella 8 – Confronto fra le prestazioni cogenerative dei due sistemi sperimentali integrati analizzati in questo studio.....	51

10 Curriculum del gruppo di lavoro

Il gruppo di lavoro del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Alma Mater Studiorum – Università di Bologna che ha partecipato alla presente ricerca è composto da: Prof. Francesco Melino (responsabile scientifico dell'attività), dal Prof. Andrea De Pascale (membro del gruppo di lavoro), dall'Ing. Lisa Branchini (membro del gruppo di lavoro), dall'Ing. Maria Alessandra Ancona (membro del gruppo di lavoro), dall'Ing. Saverio Ottaviano (membro del gruppo di lavoro) e dall'Ing. Federico Ferrari (membro del gruppo di lavoro).

In breve:

Maria Alessandra Ancona, Ricercatrice di Sistemi e Macchine per l'Energia e l'Ambiente (ING/IND09), svolge attività di ricerca nel campo delle smart grid con particolare riferimento ai metodi e alle strategie di integrazione tra sistemi di accumulo dell'energia e generatori elettrici e termici rinnovabili non programmabili. Autrice di oltre 30 pubblicazioni scientifiche, prevalentemente su riviste e congressi internazionali.

Lisa Branchini, Ricercatrice Senior di Sistemi e Macchine per l'Energia e l'Ambiente (ING/IND09), svolge attività di ricerca – sia analitica che sperimentale – nel settore dei sistemi microcogenerativi innovativi oltre che nel campo dell'integrazione tra generatori rinnovabili e dispositivi di accumulo dell'energia elettrica e termica. Autrice di oltre 50 pubblicazioni scientifiche, prevalentemente su riviste e congressi internazionali.

Andrea De Pascale, Professore Associato di Macchine a Fluido (ING/IND08), responsabile del Laboratorio di Tecnologie di Micro-Generazione del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Bologna. Vice-Direttore del Corso di Dottorato In Meccanica e Scienze Avanzate dell'Ingegneria. Autore di oltre 100 pubblicazioni scientifiche, prevalentemente su riviste e congressi internazionali, svolge attività di ricerca sui temi del recupero energetico di cascami termici a bassa entalpia.

Federico Ferrari, Assegnista di Ricerca, svolge attività di ricerca – sia sperimentale che analitica – nell'ambito delle micro-reti energetiche, in particolare su sistemi per la produzione, l'accumulo e la riconversione dell'idrogeno.

Francesco Melino, Professore Associato di Macchine a Fluido (ING/IND08) responsabile del Laboratorio di Microreti di Generazione ed Accumulo dell'Università di Bologna, Direttore del Centro Interdipartimentale di Ricerca Industriale su Fonti Rinnovabili, Ambiente, Mare ed Energia (CIRI-FRAME) dell'Università di Bologna. Autore di oltre cento pubblicazioni scientifiche prevalentemente su riviste e congressi internazionali, svolge attività di ricerca sui temi delle reti complesse di trasporto dell'energia elettrica, termica frigorifera e del combustibile.

Saverio Ottaviano, Assegnista di Ricerca, svolge attività di ricerca sperimentale su sistemi di micro-generazione basati sul recupero di cascami termici a bassa entalpia. Autore di diverse pubblicazioni scientifiche prevalentemente su riviste e congressi internazionali.