



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



MINISTERO DELLA TRANSIZIONE ECOLOGICA



Ricerca di Sistema elettrico

Applicazioni cogenerative nel settore delle piastrelle di ceramica

L. Branchini, A. De Pascale, F. Melino, M. A. Ancona, M. C. Bignozzi,
A. Fregni, B. Ferrari, B. Mazzanti



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

Report RdS/PTR2019/095

APPLICAZIONI COGENERATIVE NEL SETTORE DELLE PIASTRELLE DI CERAMICA

L. Branchini, A. De Pascale, F. Melino, M. A. Ancona, M. C. Bignozzi, A. Fregni, B. Ferrari, B. Mazzanti
(UNIBO)

Aprile 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 - I annualità

Obiettivo: N.1 - Tecnologie

Progetto: 1.6 – Efficienza energetica dei prodotti e dei processi industriali

Work package: 4 – Definizione di best practices e di indicatori di performance per interventi di efficienza energetica

Linea di attività: LA4.16: Analisi degli assetti impiantistici cogenerativi attuali e possibili nel processo produttivo ceramico: individuazione parametri energetico-ambientali

Responsabile del Progetto: Miriam Benedetti, ENEA

Responsabile del Work package: Fabrizio Martini, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"ANALISI DEL PROCESSO PRODUTTIVO CERAMICO, DEGLI ATTUALI ASSETTI COGENERATIVI E DEGLI INDICATORI DI PRESTAZIONE"*

Responsabile scientifico ENEA: Claudia Toro

Responsabile scientifico per l'Università di Bologna: Prof.ssa Maria Chiara Bignozzi

Gli Autori desiderano ringraziare l'Ing. Andrea Canetti, di Confindustria Ceramica, per il prezioso contributo ed il supporto forniti. Si ringraziano, inoltre, tutte le aziende ceramiche del distretto emiliano che hanno partecipato al progetto.

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 IL PROCESSO DI PRODUZIONE DELLE PIASTRELLE DI CERAMICA.....	7
2.1 LA FASE DI ATOMIZZAZIONE.....	8
2.2 LA COGENERAZIONE NELL'INDUSTRIA DI PRODUZIONE DELLE PIASTRELLE DI CERAMICA.....	10
3 DEFINIZIONE ED ANALISI DI UN ASSETTO IMPIANTISTICO COGENERATIVO "MEDIO".....	12
3.1 ANALISI DELLE DIAGNOSI ENERGETICHE.....	12
3.1.1 <i>Analisi del fabbisogno termico degli atomizzatori in assenza di sistema cogenerativo</i>	15
3.2 ANALISI DEI DATI DI DETTAGLIO RICHIESTI ALLE AZIENDE.....	17
3.2.1 <i>Risultati</i>	21
4 ANALISI E QUANTIFICAZIONE DEI VANTAGGI ENERGETICI ASSOCIATI ALLA COGENERAZIONE.....	28
4.1 CONFIGURAZIONE 1: ATOMIZZATORE CON BRUCIATORE IN VENA D'ARIA.....	29
4.2 CONFIGURAZIONE 2: ATOMIZZATORE CON TURBINA A GAS COGENERATIVA.....	32
4.3 CONFIGURAZIONE 3: ATOMIZZATORE CON MOTORE ENDOTERMICO COGENERATIVO.....	34
5 ANALISI E QUANTIFICAZIONE DEI VANTAGGI AMBIENTALI ASSOCIATI ALLA COGENERAZIONE.....	37
5.1 IL METODO DELL'ENERGIA ELETTRICA EVITATA.....	37
5.1 L'INDICE DI RISPARMIO AMBIENTALE O EMISSION SAVING INDEX.....	39
5.2 VALUTAZIONE DEI VANTAGGI AMBIENTALI: CASO APPLICATIVO.....	40
6 VALUTAZIONE DEGLI ATTUALI CRITERI DI QUALIFICAZIONE CAR: LINEE GUIDA SETTORIALI PER LA QUANTIFICAZIONE DEL CALORE UTILE GENERATO.....	44
6.1 PROPOSTE DI POSSIBILI METODOLOGIE DI DETERMINAZIONE DEL CALORE UTILE COGENERATIVO.....	45
7 ANALISI DELLE POSSIBILI STRATEGIE DI OTTIMIZZAZIONE DELL'ASSETTO COGENERATIVO NEL PROCESSO CERAMICO.....	51
7.1 MODELLAZIONE DEL SISTEMA ORC PROPOSTO.....	51
7.2 SCENARI ANALIZZATI.....	53
7.3 OTTIMIZZAZIONE DELLA PRESSIONE DI EVAPORAZIONE E SCELTA DEL FLUIDO ORGANICO.....	55
7.4 FATTIBILITÀ TECNICO-ECONOMICA DEL CICLO ORC.....	57
8 CONCLUSIONI.....	61
9 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	65
10 ABBREVIAZIONI, ACRONIMI E SIMBOLI.....	67
11 CURRICULUM DEL GRUPPO DI LAVORO.....	69

Sommario

Il presente documento è il risultato delle attività svolte nella prima annualità del progetto di collaborazione tra l'ENEA ed il Dipartimento di Ingegneria Civile, Chimica, Ambientale e dei Materiali (DICAM) dell'Università di Bologna, finalizzate a definire i vantaggi energetico-ambientali associati all'utilizzo della cogenerazione nel settore industriale di produzione delle piastrelle di ceramica.

L'introduzione della cogenerazione nel settore ceramico ha trovato ottimi presupposti: Il processo produttivo di formazione delle piastrelle di ceramica è infatti caratterizzato da consumi significativi e contemporanei di energia elettrica e calore. La cogenerazione, quindi, costituisce un'ottima opportunità per l'industria ceramica. Le applicazioni cogenerative, presenti nelle imprese Italiane, prevedono tutte l'utilizzo diretto dei gas di scarico provenienti dal cogeneratore in uno o più atomizzatori, nei quali avviene l'essiccamento a spruzzo della barbotina (sospensione acquosa).

Partendo dalle informazioni raccolte all'interno delle diagnosi energetiche, opportunamente integrate con informazioni specifiche richieste alle aziende produttrici, ci si propone quindi di definire le caratteristiche relativamente "comuni" dell'accoppiamento tra cogeneratore ed atomizzatore. Obiettivo dell'indagine è quello di individuare sia le caratteristiche "medie" del motore primo installato (tipologia, taglia elettrica, efficienza, ore annue di funzionamento etc.) sia quelle relative all'utilizzatore termico, quantificando quindi il contributo del cogeneratore al soddisfacimento del fabbisogno termico complessivo del processo.

Una volta individuato l'assetto impiantistico "comune" nelle aziende italiane produttrici di piastrelle, saranno indagati, mediante ricostruzione al calcolatore, i reali flussi termici coinvolti nel processo. La validazione del modello energetico del sistema realizzato permetterà quindi di (i) quantificare i vantaggi energetici associati all'utilizzo della cogenerazione nel processo di essiccamento a spruzzo, e (ii) di analizzare le più corrette modalità di quantificazione del calore utile generato.

Parallelamente alle valutazioni energetiche saranno analizzati anche gli aspetti ambientali attraverso l'individuazione di indicatori in grado di quantificare i vantaggi ambientali, sia mediante approccio locale che globale, legati alla produzione combinata di elettricità e calore.

A conclusione dell'indagine svolta verrà investigata la fattibilità tecnico-economica all'installazione di una tecnologia di recupero del calore di scarto a medio-bassa entalpia, di tipo *Organic Rankine Cycle*, per la produzione di energia elettrica.

1 Introduzione

Il presente documento è il risultato dell'accordo di collaborazione tra l'ENEA e il Dipartimento di Ingegneria Civile, Chimica, Ambientale e dei Materiali (DICAM) dell'Università di Bologna. Tale collaborazione nasce all'interno dell'Accordo di Programma che il Ministero dello Sviluppo Economico ed ENEA hanno stipulato finalizzato all'esecuzione delle linee di attività del Piano Triennale della Ricerca e Sviluppo di Interesse Generale per il Sistema Elettrico Nazionale.

I temi sviluppati nell'ambito dell'accordo di collaborazione tra ENEA e il Dipartimento DICAM dell'Università di Bologna, con riferimento alla prima annualità, riguardano le applicazioni cogenerative nell'industria di produzione delle piastrelle di ceramica.

La Commissione Europea, con la direttiva 2018/2002, ha rinnovato e ampliato il quadro comune di misure per la promozione e il sostegno dell'efficienza energetica, per garantire la riduzione del 32.5% del consumo di energia primaria entro il 2030. Per quanto riguarda l'Italia, il PNIEC- Piano Nazionale Integrato per l'Energia ed il Clima- ha fissato un target indicativo di riduzione dei consumi al 2030 pari al 43% dell'energia primaria, corrispondente ad una diminuzione annua dei consumi di energia finale di 9.3 Mtep, da conseguire nel settore residenziale, terziario, dei trasporti e dell'industria.

Tra questi, in particolare, il settore industriale offre notevoli opportunità di intervento, essendo responsabile di circa il 25% dei consumi finali di energia e di oltre il 50% delle emissioni di CO₂ a livello europeo [1].

Il settore produttivo delle piastrelle di ceramica ricopre una posizione importante nel panorama industriale italiano. Secondo i dati del 2019 [2], l'Italia è il sesto produttore mondiale con un volume di vendite di 407 milioni di mq, di cui il 79% deriva da esportazioni estere. Attualmente in Italia vi sono 135 aziende produttrici, di cui 75 nel distretto reggiano-modenese, responsabile dell'81% della produzione nazionale [3]. La gestione efficiente dell'energia nel settore ceramico è da sempre un aspetto nodale, dato l'alto fabbisogno energetico richiesto dal ciclo produttivo (coperto per il 70% circa da gas naturale) e l'incidenza della voce energia sul costo di produzione finale (pari a circa il 20%). Già dagli anni '70, sono state sviluppate strategie e azioni mirate all'ottimizzazione dei consumi energetici [4-9], tra cui il recupero del calore dai forni per l'essiccamento, la riduzione dei consumi delle macchine termiche e l'adozione di tecnologie innovative, tra cui la cogenerazione.

In particolare, l'introduzione della cogenerazione ha avuto un impulso decisivo intorno al 2008, con l'entrata in vigore del meccanismo legato ai titoli di efficienza energetica. Tale strumento, introdotto con il D.M. 24/04/2001, è finalizzato all'incentivazione degli interventi di efficientamento energetico per soddisfare gli obiettivi nazionali di riduzione dei consumi di energia primaria.

L'introduzione della cogenerazione nel settore ceramico ha infatti trovato ottimi presupposti per l'installazione di tali sistemi. Il processo produttivo di formazione delle piastrelle di ceramica è caratterizzato da consumi significativi e contemporanei di energia elettrica e calore. La cogenerazione, quindi, costituisce un'ottima opportunità per l'industria ceramica.

In particolare, gli atomizzatori, caratterizzati da un elevato fabbisogno termico, costante durante l'arco dell'anno, risultano essere le utenze privilegiate per le applicazioni cogenerative all'interno delle industrie di produzione delle piastrelle di ceramica. Nel dettaglio, la cogenerazione sfrutta i gas esausti di un motore primo come aria di essiccamento, con concomitante produzione di energia elettrica; il suo utilizzo aumenta l'efficienza complessiva del ciclo produttivo, riducendo costi ed emissioni in atmosfera [3,4].

Attualmente, sono attivi 28 impianti cogenerativi negli stabilimenti italiani che realizzano la macinazione a umido delle polveri. In ogni stabilimento, l'aria calda prodotta dal cogeneratore viene convogliata in uno o più atomizzatori, nei quali avviene l'essiccamento della barbotina.

Lo studio condotto si pone l'obiettivo di analizzare i vantaggi energetici ed ambientali legati all'utilizzo della cogenerazione nel settore ceramico. In particolare, l'indagine condotta sui flussi termici tra cogeneratore e atomizzatore/essiccatoio permetterà di creare e validare il modello energetico delle macchine, quantificare i vantaggi delle applicazioni cogenerative, verificare le metodologie ad oggi utilizzate per la quantificazione del prodotto "calore utile", e fornire indicazioni per migliorarle. Tale quantificazione risulta infatti un elemento critico e strategico negli strumenti a sostegno della Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) ed un oggettivo freno all'ulteriore auspicata penetrazione a livello settoriale, anche in linea con quanto indicato nel PNIEC italiano.

Il contesto nel quale si inserisce la ricerca condotta è pertanto orientato verso la razionalizzazione delle risorse energetiche, la promozione di misure e tecnologie finalizzate ad una riduzione dei consumi di energia primaria, e, contestualmente, ad una riduzione delle emissioni inquinanti.

2 Il processo di produzione delle piastrelle di ceramica

Un materiale ceramico è ottenuto da materie prime inorganiche non metalliche, che dopo un trattamento termico (processo di sinterizzazione), si trasformano in un solido caratterizzato da fasi cristalline e fasi amorfe.

Tra i principali prodotti disponibili sul mercato, il gres porcellanato rappresenta, ad oggi, il prodotto di punta dell'industria ceramica italiana e mondiale: la produzione di gres porcellanato ha coperto, nel 2018, circa l'88% della produzione nazionale.

La denominazione gres, nella terminologia ceramica, indica un materiale a massa estremamente compatta (con assorbimento inferiore allo 0,5%), costituita da varie fasi cristalline immerse in una matrice amorfa vetrosa, mentre l'aggettivo porcellanato ha una chiara radice etimologica nel termine porcellana, materiale nobile e apprezzato dall'antichità. Le materie prime utilizzate per gli impasti ceramici per piastrelle di ceramica in gres porcellanato sono: materie prime argillose che rappresentano la componente plastica dell'impasto, materie prime quarzose, dette anche "inerti" ed i feldspati. Solitamente un impasto per gres porcellanato contiene il 40% di materiali argillosi e il 60% di componenti duri cioè sabbie quarzifere e feldspati.

Nel dettaglio, il processo di produzione delle piastrelle di ceramica si articola secondo le fasi rappresentate nello schema semplificato di

Figura 1.



Figura 1–Fasi principali del processo produttivo delle piastrelle di ceramica

Le materie prime, stoccate in appositi capannoni nei quali i mezzi pesanti possono muoversi agevolmente, sono trasferite alla fase di macinazione. Questa avviene a umido all'interno di mulini rotanti dalla forma cilindrica, in cui sono presenti, come agenti macinanti, sfere di allumina di varie dimensioni. La presenza di acqua nel mulino serve ad omogenizzare e disperdere le particelle costituenti le materie prime e gli additivi. Il prodotto che esce dal mulino è denominato "barbottina" e ha un contenuto di acqua di circa il 30% - 40%. La fase successiva è l'essiccamento tramite atomizzatore, un processo applicato anche nell'industria alimentare e farmaceutica. L'atomizzatore (o ATM), come dettagliato in seguito, è costituito da un essiccatore cilindrico di grande dimensione, all'interno del quale la barbottina, prelevata tramite pompe dalle vasche di stoccaggio, è nebulizzata ad alta pressione tramite ugelli posizionati alla base della camera di essiccamento. La sospensione ceramica incontra una corrente di gas ad elevata temperatura (tipicamente tra i 500 ed i 600 °C), prodotti dalla combustione di metano, che conduce all'evaporazione dell'acqua per convezione. Questo processo permette la produzione di particelle solide sferiche con dimensioni comprese tra 0.1 e 1 mm, che prendono il nome di atomizzato.

L'atomizzato ha un'umidità residua pari a circa il 5÷6%, può essere stoccato in silos e, successivamente, inviato al reparto di pressatura. La pressatura costituisce quella fase del processo di produzione che fornisce alla polvere atomizzata una consistenza meccanica sufficiente per la sua successiva movimentazione, creando la piastrella "verde", cioè cruda. Si ottiene così la piastrella cruda, che viene espulsa dalla pressa e trasportata, attraverso un apposito sistema di movimentazione costituito da rulli e cinghie, all'interno degli essiccatoi. La fase successiva di essiccamento ha la funzione di ridurre il contenuto d'acqua all'interno delle piastrelle crude, al duplice scopo di irrobustire il prodotto e renderlo quindi adatto ad essere movimentato, nonché di ridurre il tempo di durata del successivo ciclo di cottura. I sistemi utilizzati sono prevalentemente costituiti da essiccatoi orizzontali, all'interno dei quali le piastrelle verdi vengono a contatto con aria calda (tipicamente tra i 200 ed i 250 °C) opportunamente movimentata e generata da una batteria di bruciatori. Il ciclo di essiccamento per un prodotto di spessore 10 mm ha una durata di circa 30 minuti, al termine del quale la piastrella viene trasportata alle linee di smalteria. Questa è la fase del ciclo produttivo in grado di

dotare la superficie del prodotto delle caratteristiche estetiche che possiederà al termine della fase di cottura. L'operazione di smaltatura consiste nella distribuzione, sulla superficie delle piastrelle crude passanti lungo le linee, di diversi semilavorati dotati di caratteristiche estetiche diverse: smalti, paste serigrafiche, ingobbio e graniglie minerali.

Successivamente, la piastrella viene sottoposta a cottura. Questa fase del ciclo produttivo consiste nel riscaldamento del materiale ceramico, sottoponendo le piastrelle crude ad un ciclo termico, durante il quale sono conferite le caratteristiche meccaniche e le proprietà di inerzia chimico-fisica, mediante forni a rulli monostrato lunghi 70÷100 m, all'interno dei quali, grazie a bruciatori a metano ad alta velocità, si generano elevate temperature necessarie per sviluppare, nel corpo ceramico, le trasformazioni fisiche e chimiche desiderate. Il ciclo di cottura è costituito da una fase di preriscaldamento, una fase di cottura e una fase di raffreddamento. La temperatura massima raggiunta all'interno dei forni è compresa fra i 1200 °C ed i 1250 °C mentre la durata del ciclo varia tipicamente tra i 50 e i 70 minuti (a seconda del formato e dello spessore del materiale). Al termine di esso le piastrelle in uscita dal forno vengono stoccate in appositi parcheggi per il prodotto cotto, in attesa delle operazioni di scelta. Possono seguire lavorazioni successive come taglio, rettifica, lappatura, levigatura, etc., quindi le piastrelle sono pronte per essere imballate.

Nel processo produttivo descritto (Figura 1), il vettore elettrico è utilizzato in quasi tutte le fasi in quanto aziona i diversi motori elettrici presenti, l'aria compressa e i filtri, o è impiegata per il trasporto del materiale attraverso i nastri trasportatori. La restante quota energetica è imputabile al calore ottenuto grazie allo sfruttamento di energia primaria quale il gas naturale negli essiccatoi, nell'atomizzatore e nel forno di cottura. Generalmente il gas naturale è la fonte energetica a cui è riconducibile la maggior parte della spesa energetica delle imprese. Dato l'alto fabbisogno energetico richiesto dal ciclo produttivo (coperto per circa il 70% da gas naturale) e l'incidenza della voce energia sul costo di produzione finale (pari a circa il 20%), la gestione efficiente dell'energia, in questo settore, è da sempre un aspetto fondamentale.

2.1 La fase di atomizzazione

Analizzando il processo tecnologico di produzione delle piastrelle in ceramica, tre sono le fasi che richiedono un significativo consumo di energia termica: l'essiccamento a spruzzo della barbotina (o atomizzazione), l'essiccamento delle piastrelle a seguito della formatura, e la cottura.

Durante la fase di atomizzazione, la barbotina viene iniettata ad alta pressione, attraverso pompe a pistoni, all'interno di una camera di essiccamento, dove viene nebulizzata da un'apposita corona di ugelli. La torre di essiccamento (o atomizzatore) è di acciaio ed è costituita da un cilindro di grosse dimensioni chiuso in basso da un tratto tronco conico (Figura 2). Al suo interno la barbotina nebulizzata entra in contatto con aria calda proveniente da un generatore alimentato a gas naturale. Il flusso d'aria, l'elevata superficie specifica delle gocce, e la grande differenza di temperatura tra aria e barbotina, produce un'evaporazione pressoché istantanea dell'acqua, e le finissime particelle macinate si agglomerano formando piccoli grani dalla forma simil sferica. La polvere così ottenuta (atomizzato) con un'umidità di circa 5-6 % precipita nel tratto conico dell'atomizzatore, viene movimentata tramite nastri trasportatori e stoccata all'interno di silos opportunamente identificati, in attesa di essere utilizzata durante le fasi successive della lavorazione. La trasformazione della barbotina in atomizzato comporta un'evaporazione di acqua di circa il 95%, con corrispondente variazione di densità (da 1.7 kg/m³ della barbotina a 1.1 kg/m³ dell'atomizzato).

L'aria esausta in uscita dall'atomizzatore, a temperature tipicamente comprese tra i 90 ed i 110 °C, prima di essere dispersa in atmosfera, viene depurata dalle polveri attraverso un sistema di trattamento composto da una batteria di cicloni e filtri a maniche.

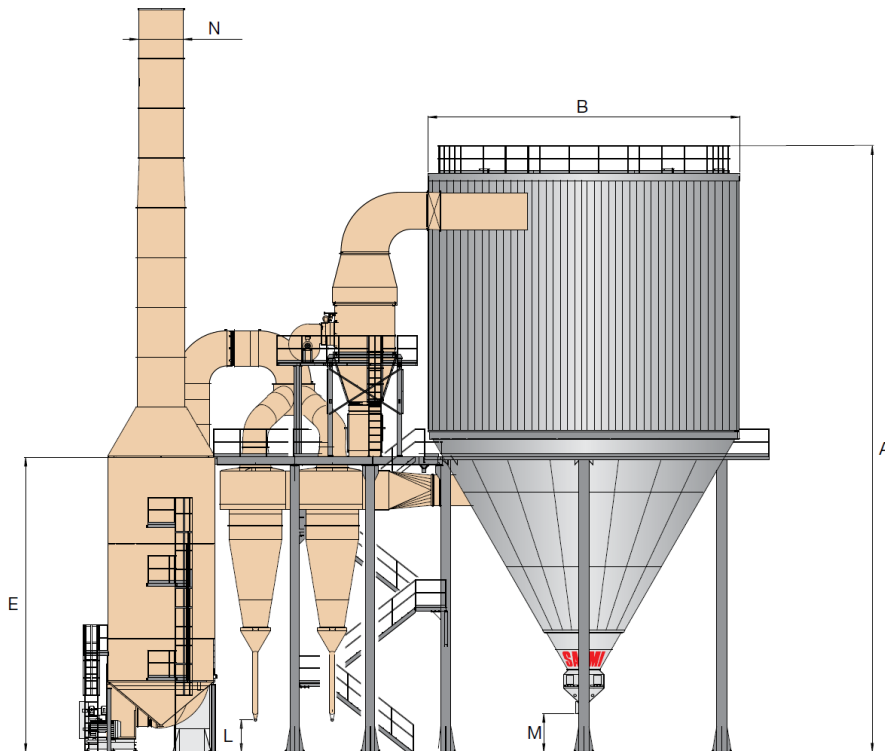


Figura 2- Immagine relativa ad un atomizzatore

Analizzandolo nel dettaglio, l'atomizzatore è un sistema costituito dalle seguenti sezioni principali: il sistema di generazione del calore, la torre di atomizzazione o essiccamento, il circuito di alimentazione della barbotina ed il sistema di abbattimento delle polveri (vedasi Figura 3).

Il sistema di generazione del calore produce, mediante la combustione di gas naturale, una corrente di aria calda (così denominata anche se si tratta, più propriamente, di prodotti di combustione) a temperatura tipicamente compresa tra i 500 ed i 600 °C; l'aria calda entra nella sommità della torre di atomizzazione, con una componente tangenziale tale da imporre alla corrente stessa un moto a spirale verso il basso.

Il circuito di alimentazione della barbotina è costituito da pompe che - prelevando la barbotina dalle vasche di stoccaggio, solitamente interrate - ne innalzano la pressione a circa 20 bar per consentire, mediante una serie di ugelli montati a corona o su lance, la nebulizzazione.

L'atomizzato, ovvero la polvere essiccata (che conserva comunque un'umidità residua pari a circa il 5-6%), precipita per gravità nella parte inferiore dell'atomizzatore e viene trasportato mediante nastri ai silos di stoccaggio.

La corrente d'aria in uscita dalla torre di atomizzazione, oltre avere un elevato contenuto di acqua, presenta in sospensione un certo contenuto di polvere che viene ridotto nell'attraversamento del sistema di abbattimento delle polveri; tale sistema, nella configurazione in esame, è costituito da separatori a ciclone, e filtri a maniche. La polvere che viene catturata da tali sistemi di abbattimento viene utilizzata come prodotto finito (atomizzato), o reintrodotta nel processo produttivo come materia prima della barbotina.

Nella configurazione appena descritta (riportata in Figura 3), l'energia termica necessaria alla fase di atomizzazione è generata esclusivamente tramite l'utilizzo di un bruciatore in vena d'aria: un bruciatore alimentato a gas naturale e dotato di un proprio ventilatore di aria comburente, che provvede al riscaldamento dell'aria ambiente proveniente da un ventilatore primario di pressurizzazione.

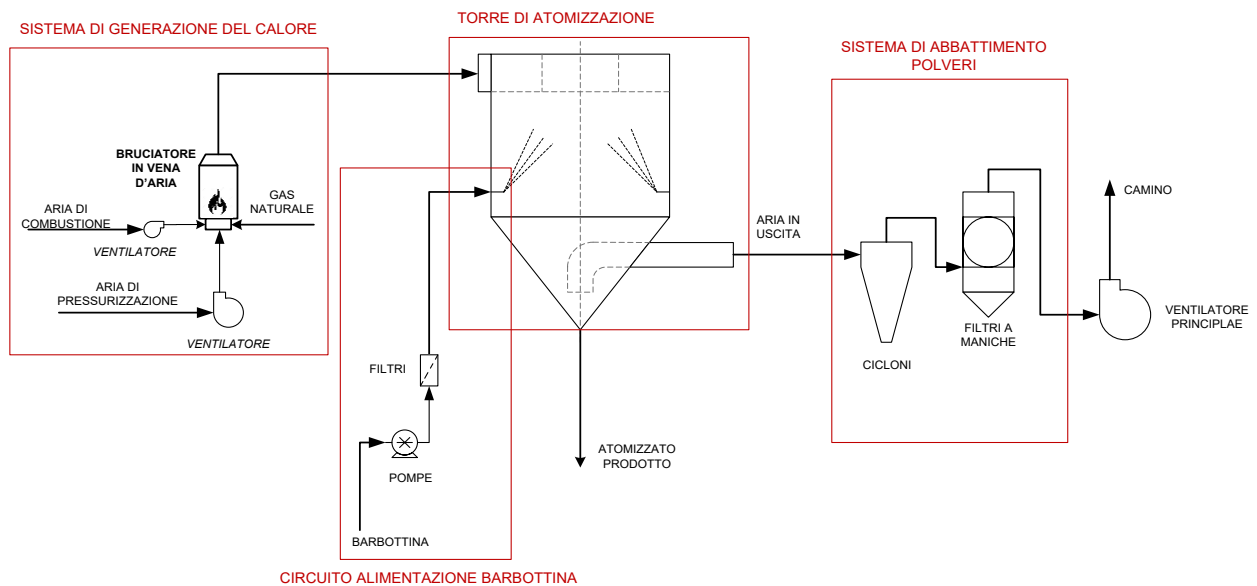


Figura 3- Rappresentazione schematica di un sistema di essiccamento a spruzzo della barbottina

2.2 La cogenerazione nell'industria di produzione delle piastrelle di ceramica

Già dagli anni '70, sono state sviluppate strategie e azioni mirate all'ottimizzazione dei consumi energetici nel processo di produzione delle piastrelle di ceramica, tra cui il recupero del calore dai forni per l'essiccamento, la riduzione dei consumi delle macchine termiche e l'adozione di tecnologie innovative, tra cui la cogenerazione (CHP). Questa tecnologia sfrutta i gas esausti di un motore primo come aria di essiccamento, con concomitante produzione di energia elettrica; il suo utilizzo aumenta l'efficienza complessiva del ciclo produttivo, riducendo costi ed emissioni in atmosfera [4]. L'introduzione della cogenerazione negli anni '90 nel settore ceramico ha trovato ottimi presupposti per l'installazione di tali sistemi. Gli atomizzatori, caratterizzati da un elevato fabbisogno termico, tipicamente costante durante l'arco dell'anno, sono le utenze termiche privilegiate per le applicazioni cogenerative. Attualmente sono attivi 28 impianti cogenerativi negli stabilimenti italiani che realizzano la macinazione a umido delle polveri. In ogni stabilimento, i gas di scarico prodotti dal cogeneratore vengono convogliati direttamente in uno o più atomizzatori, nei quali avviene l'essiccamento della barbottina.

Le possibili soluzioni impiantistiche, schematizzate in Figura 4, che prevedono l'utilizzo di un cogeneratore a supporto del processo di atomizzazione sono le seguenti:

- configurazione cogenerativa con turbina a gas – prevede che l'impianto sia alimentato dai gas di scarico di una turbina a gas (non riportata in Figura 4 a), miscelati con aria ambiente; la temperatura di 550 °C richiesta per il processo di atomizzazione viene raggiunta grazie all'utilizzo di un post-bruciatore denominato flue fire;
- configurazione cogenerativa con motore a combustione interna – prevede che l'impianto sia alimentato dai gas di scarico di uno o più motori endotermici (non riportati in Figura 4 b), miscelati con aria ambiente preriscaldata mediante il recupero termico dal circuito di raffreddamento dei motori; la temperatura di 550 °C richiesta per il processo di atomizzazione viene raggiunta grazie all'utilizzo di un post-bruciatore denominato LOS dotato di un proprio ventilatore di aria comburente.

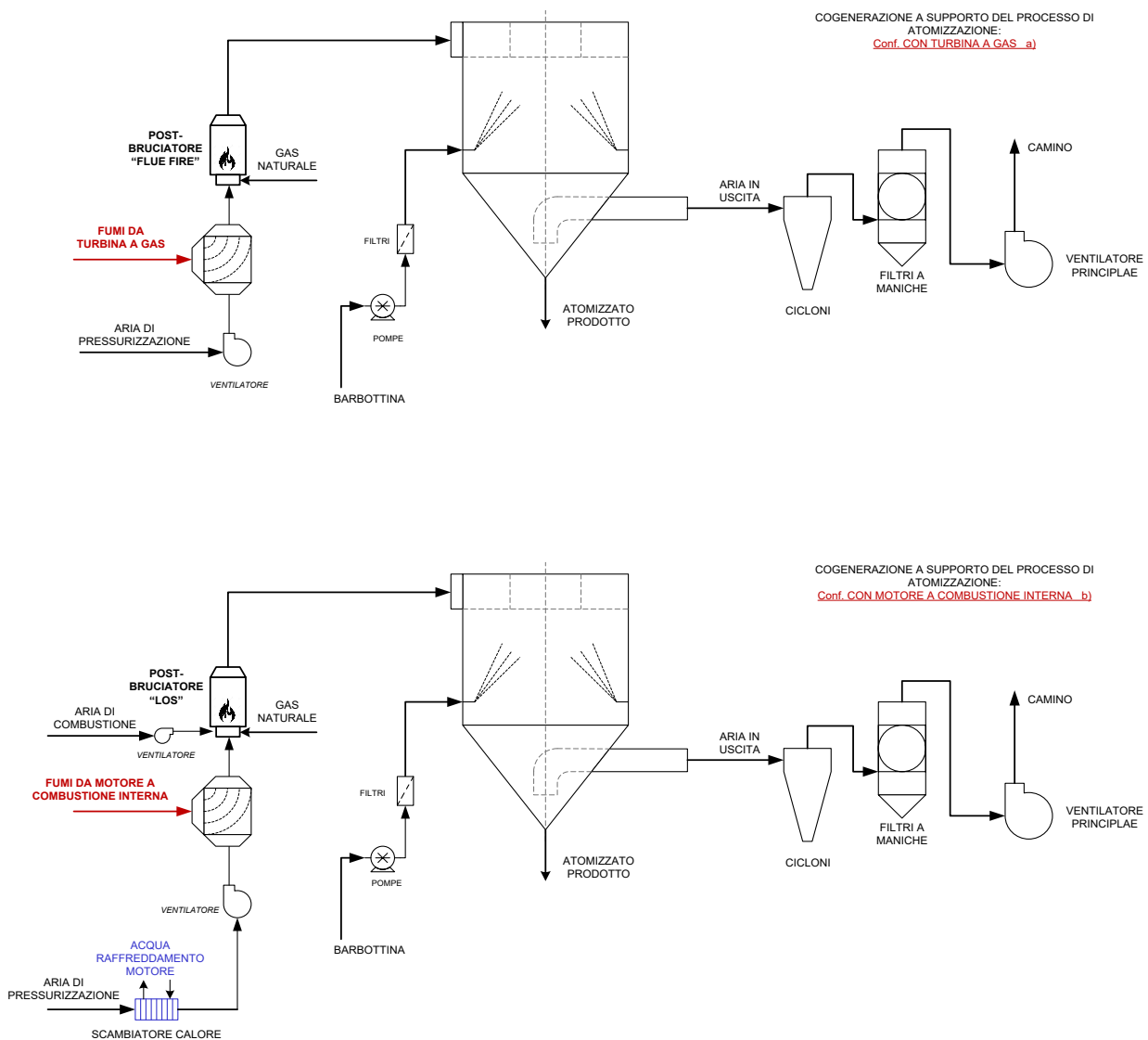


Figura 4 – schematizzazione delle configurazioni cogenerative a supporto del processo di atomizzazione a) con turbina a gas; b) con motore a combustione interna

Come evidenziato nelle rappresentazioni schematiche di Figura 4, le configurazioni si differenziano in base al tipo di motore primo cogenerativo utilizzato. In particolare, le differenze principali risiedono nella quantità di aria ambiente utilizzata nel processo di post-combustione dei gas di scarico e nella possibilità di sfruttare il calore messo a disposizione dal circuito di raffreddamento motore, a bassa temperatura, per preriscaldare la corrente di aria in ingresso. Le differenze trovano spiegazione nelle caratteristiche intrinseche dei motori primi utilizzati. Nel dettaglio, i fumi di combustione provenienti da turbine a gas sono caratterizzati sia da portate volumetriche superiori rispetto ai fumi provenienti dai motori endotermici (per assegnata taglia elettrica) sia da un più elevato contenuto di ossigeno (tipicamente paria al 17-18 % vol. rispetto al 14-15 % vol. dei motori a combustione interna). Se la portata dei fumi del turbogas è tale da riuscire a supportare l'intero processo di atomizzazione, la portata di aria di pressurizzazione, può al limite, risultare non più necessaria.

3 Definizione ed analisi di un assetto impiantistico cogenerativo “medio”

L’obiettivo principale della prima annualità del progetto consiste nell’individuazione ed analisi delle caratteristiche energetiche riguardanti l’accoppiamento tra motore primo cogenerativo ed atomizzatore. In particolare, appare fondamentale individuare i criteri di scelta e, di conseguenza, identificare le caratteristiche medie (tipologia, taglia, performance, contributo al fabbisogno termico del processo di atomizzazione) del motore primo installato e dell’utilizzatore termico.

Pertanto, al fine di individuare un assetto impiantistico cogenerativo relativamente “comune” nelle aziende italiane produttrici di piastrelle ceramiche si è proceduto, in un primo tempo, analizzando ed elaborando i dati energetici contenuti all’interno delle diagnosi energetiche a disposizione di ENEA. A valle di tale analisi preliminare, considerate le criticità emerse, per poter effettuare un’analisi circostanziata, si è ritenuto utile procedere mediante specifica richiesta alle singole aziende, elaborando i dati di dettaglio relativi al motore primo cogenerativo installato ed agli atomizzatori serviti come utenze termiche.

3.1 *Analisi delle diagnosi energetiche*

La diagnosi energetica (o Energy Audit, EA) è, in sintesi, una procedura sistematica indirizzata ad ottenere un’adeguata conoscenza del profilo di consumo energetico di un soggetto energivoro (es. edificio, attività, impianto industriale o commerciale, servizi pubblici o privati, etc.) con l’obiettivo di individuare e quantificare le opportunità di risparmio. In Italia esiste l’obbligo di condurre, con cadenza quadriennale e da parte di soggetti qualificati, una diagnosi energetica per le imprese di grandi dimensioni (criterio basato sul numero di dipendenti e fatturato e/o bilancio) e per le imprese con consumi rilevanti di energia che accedono alla cosiddetta agevolazione per utenti energivori.

In questo modo infatti, il soggetto, oltre a adempiere a un obbligo di legge, è in grado di monitorare i principali flussi energetici utilizzati con la possibilità di migliorare l’efficienza nella gestione degli stessi.

Nel settore ceramico sono stati raccolti da ENEA, a Dicembre 2019, un totale di 197 audit energetici effettuati da 143 aziende. Un totale di 95 EA, provenienti da 68 aziende, sono riferiti al processo di produzione di piastrelle di ceramica e sono stati analizzati con l’obiettivo di verificare la presenza di un impianto cogenerativo a supporto del processo industriale.

Un template di rendicontazione per il settore ceramico è riportato in Figura 5. La prima sezione sintetizza le principali informazioni del sito di produzione in relazione ai consumi energetici e ai parametri che incidono su di essi. In questa sezione è necessario indicare le quantità consumate di ciascun vettore energetico utilizzato, è altresì necessario specificare eventuali quantità di energia autoprodotta da fonti rinnovabili indicandone l’autoconsumo. In aggiunta ai consumi energetici, è richiesto di inserire le quantità di prodotto intermedio (atomizzato) e finito annualmente generate nello stabilimento produttivo.

La seconda sezione è dedicata al reperimento delle macro-informazioni riguardanti il sistema di produzione combinata (cogeneratore), se presente nel sito produttivo. Come indicato in Figura 5-Sezione 2, è richiesto di indicare: tipologia di motore primo installato, potenza di targa, consumo di gas naturale, produzione ed autoconsumo di energia elettrica. È infine richiesto di specificare l’utilizzo dell’energia termica scaricata con riferimento alle utenze termiche servite.

La terza sezione è invece rivolta alla suddivisione dei consumi elettrici e termici (gas naturale o altri combustibili) utilizzati nelle diverse fasi del processo. Obiettivo è quello di identificare, per ciascun’area e fase del processo produttivo, specifici indici di prestazione energetica. Il confronto tra i valori ricavati e quelli di benchmark fornirà indicazioni utili all’individuazione delle apparecchiature che richiedono interventi di efficientamento.

Un’ultima parte, non riportata in Figura 5, è relativa ai consumi per autotrazione.

Sezione 1

ID_SITO	NOME	DATA	STRUTTURA ENERGETICA SITO (Completare solo le caselle a sfondo bianco)				ANNO rilevamento	TIPOLOGIA PRODUTTIVA PREVALENTE:			massa [t]	dimensionale [m2] o [m3]
			INERZIO	P.AIA (1000000000)	INTEGRO (severità)	RESISTENZA		Indotto	In c1	In c2		
LA	CONSUMI	1	ENERGIA ELETTRICA	VAH	0,187 x 10 ³ t		0,0					
		2	Gas naturale	VAH	0,360 x 10 ³ t		0,0					
		3	Energia Termica	VAH	800,0 x 10 ³ t		0,0					
		4	Energia idraulica	VAH	17,000 x 10 ³ t		1	0,0				
		5	Biomassa	VAH	100,000 x 10 ³ t		0,0					
		6	Altre rinnovabili	VAH	100,000 x 10 ³ t		0,0					
		7	GFL	VAH	100,000 x 10 ³ t		0,0					
		8	Gasolio	VAH	100,000 x 10 ³ t		0,0					
		9	Carb. di petrolio	VAH	100,000 x 10 ³ t		0,0					
		10	Altre_1	VAH	1		0,0					
		11	Altre_2	VAH	1		0,0					
		12	Autoprod. Fotovoltaico	Produzione	VAH	0,187 x 10 ³ t		0,0				
		13	Autoprod. Eolico	Produzione	VAH	0,187 x 10 ³ t		0,0				
		14	Trasporti	VAH	0,0		0,0					

Sezione 2

COGENERAZIONE STIMA UTILIZZO CALORE FUMI ESSICCAZIONE e/o ATOMIZZAZIONE			
TECNOLOGIA		Motore a Combustione Interna	
RENDIMENTO TOTALE IMPIANTO COGENERAZIONE		Disponibile	rendimento impianto [%]
Sistema elettrico installato		VAH	
Gas naturale Cogenerazione		VAH	
produzione energia elettrica		VAH	
energia elettrica autoconsumata		VAH	
Energia elettrica venduta		VAH	0
Rendimento elettrico		%	0,0%
Produzione altri usi termici (non essiccazione) Acqua/Ma/Vapore (misurato e/o stimato)		VAH	
Utilizzo ON (STIMATO) per ATOMIZZAZIONE e/o ESSICCAZIONE		%	0
ATOMIZZAZIONE percentuale utilizzo fumi (stimato/misurato)		%	100%
ESSICCAZIONE percentuale utilizzo fumi		%	0%

Sezione 3

ENERGIA ELETTRICA										
ID	ID_SITO	CONSUMO		TEP INCL	TE	percentuale di montaggio [%]	kW / t	Consumi (montatori) /colabati	Altra	E' necessaria dettaglio maggiorazione in indicazione dei consumi
		VAH	VAH							
10	10	ENERGIA ELETTRICA		0,0	0,0	0%	0,0	0	0	0,0%
10	10	CONSUMO		TEP INCL	TE					
10	10	ATTIVITA' PRINCIPALI		0,0	0%					
10	10	ATM	10.1.1	10.1.1	10.1.1	10.1.1	10.1.1	10.1.1	10.1.1	10.1.1
10	10		10.1.2	10.1.2	10.1.2	10.1.2	10.1.2	10.1.2	10.1.2	10.1.2
10	10		10.1.3	10.1.3	10.1.3	10.1.3	10.1.3	10.1.3	10.1.3	10.1.3
10	10		10.1.4	10.1.4	10.1.4	10.1.4	10.1.4	10.1.4	10.1.4	10.1.4
10	10		10.1.5	10.1.5	10.1.5	10.1.5	10.1.5	10.1.5	10.1.5	10.1.5
10	10		10.1.6	10.1.6	10.1.6	10.1.6	10.1.6	10.1.6	10.1.6	10.1.6
10	10		10.1.7	10.1.7	10.1.7	10.1.7	10.1.7	10.1.7	10.1.7	10.1.7
10	10		10.1.8	10.1.8	10.1.8	10.1.8	10.1.8	10.1.8	10.1.8	10.1.8
10	10		10.1.9	10.1.9	10.1.9	10.1.9	10.1.9	10.1.9	10.1.9	10.1.9
10	10		10.1.10	10.1.10	10.1.10	10.1.10	10.1.10	10.1.10	10.1.10	10.1.10
10	10	CONDIZIONAMENTO		0,0	0%					
10	10	SERVIZI AUSILIARI		0,0	0%					
10	10	SERVIZI GENERALI		0,0	0%					

Figura 5– Template di rendicontazione specifico per il settore ceramico.

L’elaborazione delle diagnosi energetiche a disposizione è stata effettuata, con l’obiettivo di facilitare lo studio, suddividendo i siti produttivi con e senza cogeneratore. Come evidenziato nello specchio riassuntivo in Figura 6, delle 95 diagnosi energetiche totali, 28 sono le schede in cui è indicata la presenza di un impianto cogenerativo. Di queste, 17 sono complessivamente le schede che presentano, come motore primo (MP) cogenerativo, una turbina a gas (TG), mentre 11 sono quelle che presentano un motore a combustione interna (MCI).

Dei 28 siti produttivi CHP, tuttavia, la sezione riferita ai dati energetici del cogeneratore (Sezione 2 in Figura 5) è stata compilata in maniera completa solo in 17 casi, le restanti 11 schede presentano invece dati mancanti. L’analisi delle schede ha confermato che, in presenza di impianto di produzione combinata, l’utenza termica servita è sempre rappresentata dall’atomizzatore.

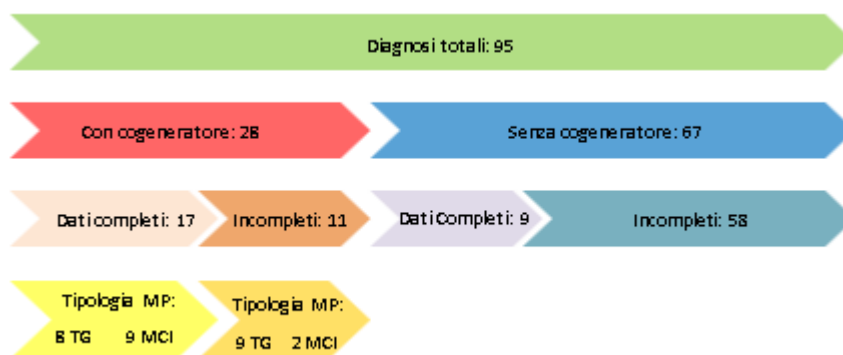


Figura 6– Specchietto riassuntivo delle diagnosi energetiche analizzate

L’elaborazione dei dati energetici contenuti all’interno delle schede di diagnosi ha tuttavia evidenziato alcune criticità. In particolare, la necessità di individuare, con esattezza, (i) il confine dell’unità cogenerativa, (ii) la presenza di eventuali atomizzatori nel sito produttivo non serviti dal sistema cogenerativo, (iii) l’eventuale presenza di più unità cogenerative, operanti in parallelo, a servizio di uno o più ATM, (iv) la mancanza di informazioni specifiche sui singoli ATM quali, ad esempio, la massa di barbottina in ingresso e di atomizzato in uscita, e/o la quantità di acqua evaporata, etc.

A chiarimento di quanto indicato, sulla base delle informazioni presenti all’interno delle 17 schede compilate, si riporta, in Figura 7, l’andamento della taglia del cogeneratore installato, $P_{el,CHP}$, in funzione della quantità di atomizzato prodotta annualmente nello stabilimento ceramico.

I risultati, sebbene indichino che la maggioranza delle unità installate sia caratterizzata da potenze nominali nell’intorno dei 4 MW, individuano anche tre unità cogenerative, di tipo motori a combustione interna, caratterizzate da taglie elettriche significativamente superiori. Non essendo possibile specificare, all’interno della scheda di diagnosi, la presenza di più unità cogenerative installate nello stesso sito produttivo, si è ritenuto che tali valori possano riferirsi non alla potenza della singola unità CHP installata bensì alla potenza complessivamente installata nel sito di produzione.

Una ulteriore considerazione che è possibile dedurre, con riferimento ai risultati presentati in Figura 7, riguarda la scelta del MP cogenerativo installato in funzione della quantità di atomizzato prodotta. In particolare, è evidente la preferenza verso motori primi di tipo turbogas per quantità di atomizzato prodotte superiori alle 250,000 t/a. Al contrario, nei siti produttivi caratterizzati da quantità di atomizzato prodotte inferiori ($\leq 150,000$ t/a) si predilige l’installazione dei motori endotermici. Tale evidenza, come verrà confermato anche nell’analisi dei dati di dettaglio, è dovuta alle differenti caratteristiche prestazionali dei motori primi: rendimenti elettrici superiori e, conseguente, minor potenza termica scaricata, a parità di taglia elettrica, per i MCI rispetto alle turbine a gas.

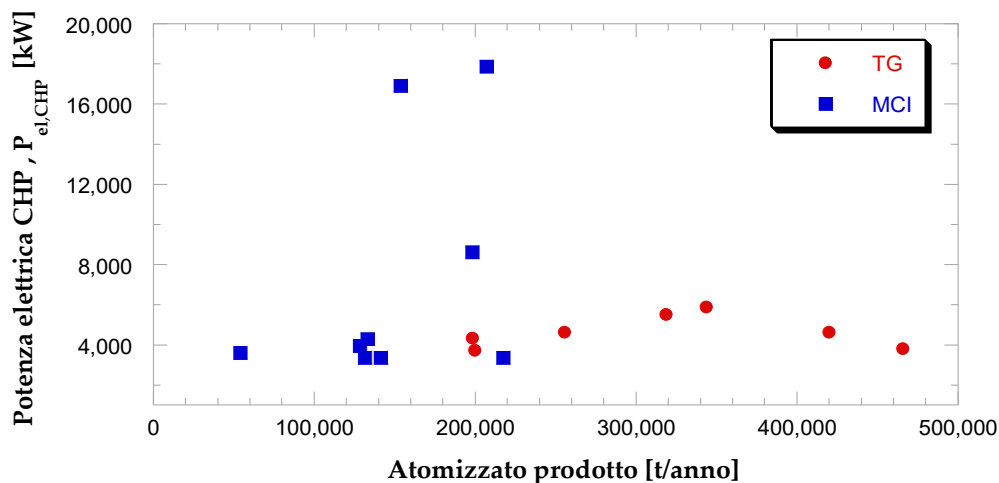


Figura 7- Potenza elettrica del cogeneratore installato in funzione della quantità totale di atomizzato prodotto all'interno dello stabilimento.

Benché l'analisi e l'elaborazione dei dati contenuti all'intero delle diagnosi si stato uno strumento preliminare adottato per le finalità dello studio, con l'obiettivo di chiarire i dubbi e le incertezze emersi, si è ritenuto opportuno integrare tali informazioni con quelle ricavate direttamente dalle aziende operanti nel settore di produzione delle piastrelle di ceramica. I risultati di tale elaborazione sono illustrati e dettagliati nel prosieguo (paragrafo 3.2).

3.1.1 Analisi del fabbisogno termico degli atomizzatori in assenza di sistema cogenerativo

Come precedentemente evidenziato (Figura 6), delle 67 schede che non presentano un sistema cogenerativo installato presso il sito produttivo, 9 sono quelle che riportano informazioni complete con riferimento ai consumi di gas naturale necessari al processo di atomizzazione (configurazione con bruciatore in vena d'aria, vedasi Figura 3) ed alla produzione di atomizzato. Con l'obiettivo di ricavare indicatori utili a quantificare il fabbisogno energetico di tale processo, sono stati analizzate le seguenti grandezze:

- Consumo annuo di gas naturale [Sm^3/anno];
- Produzione annua di atomizzato [t/anno];
- Consumo specifico di gas naturale, C_{GN} [$\text{Sm}^3/\text{t}_{ATM}$], calcolato come rapporto tra il consumo annuo di gas e la quantità di prodotto atomizzato;
- Energia termica richiesta dal processo di atomizzazione, E_{th} [kWh/anno], valutata come prodotto tra consumo e potere calorifico inferiore del gas naturale¹;
- Consumo termico specifico, C_s , calcolato come rapporto tra l'energia termica fornita al processo e la quantità di atomizzato prodotto espresso in [$\text{kWh}/\text{t}_{ATM}$] e [$\text{Kcal}/\text{kg}_{ATM}$].

I risultati ottenuti sono mostrati in Figura 8, Figura 9, Figura 10, Figura 11 e Figura 12. In dettaglio, Figura 8 e Figura 9 mostrano, rispettivamente, l'andamento del consumo annuo di gas naturale e l'energia termica corrispondente in funzione della quantità di atomizzato prodotto. Le grandezze ricavate, come atteso, mostrano un andamento linearmente crescente all'aumentare della quantità di atomizzato prodotto. In Figura 10 sono riportati i valori relativi al consumo specifico di gas naturale, C_{GN} , mentre in Figura 11 ed in Figura 12 sono mostrati i valori di consumo termico specifico, C_s , ricavati. Si osserva che i consumi specifici di gas naturale sono compresi nell'intervallo 35-50 Sm^3/t , con un valor medio pari a 41 Sm^3/t . Mentre i valori del consumo termico specifico si attestano tra 300 e 400 $\text{kcal}/\text{kg}_{ATM}$ (o 350-470 $\text{kWh}/\text{t}_{ATM}$) con un valor medio pari a 342 $\text{kcal}/\text{kg}_{ATM}$. I valori ottenuti mostrano piena corrispondenza con quelli ricavati dalla letteratura di

¹ assunto pari a 8250 kcal/Sm^3

settore [10, 11] che indica un consumo termico specifico medio pari a 314 Kcal/kg_{ATM} (dato riferito alle aziende che producono gres porcellanato).

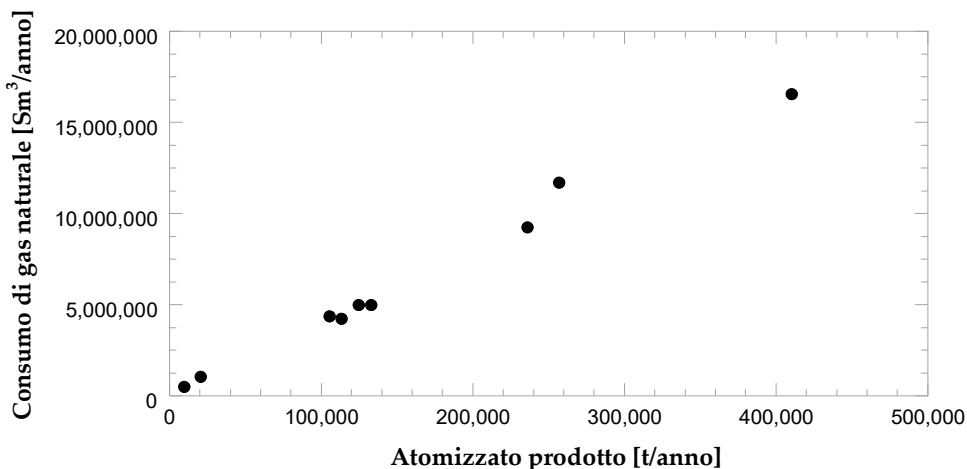


Figura 8- Consumo di gas naturale in funzione della quantità di prodotto atomizzato

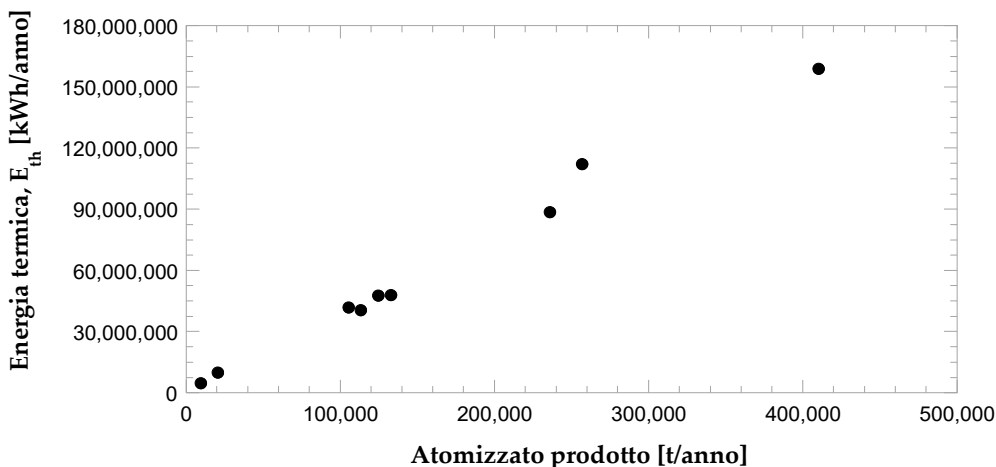


Figura 9 – Energia termica richiesta in funzione della quantità di prodotto atomizzato

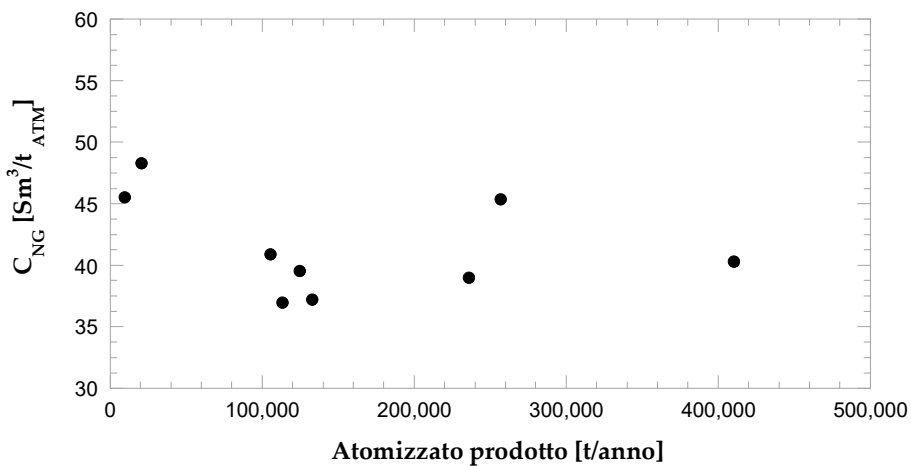


Figura 10- Consumo specifico di gas naturale in funzione della quantità di prodotto atomizzato

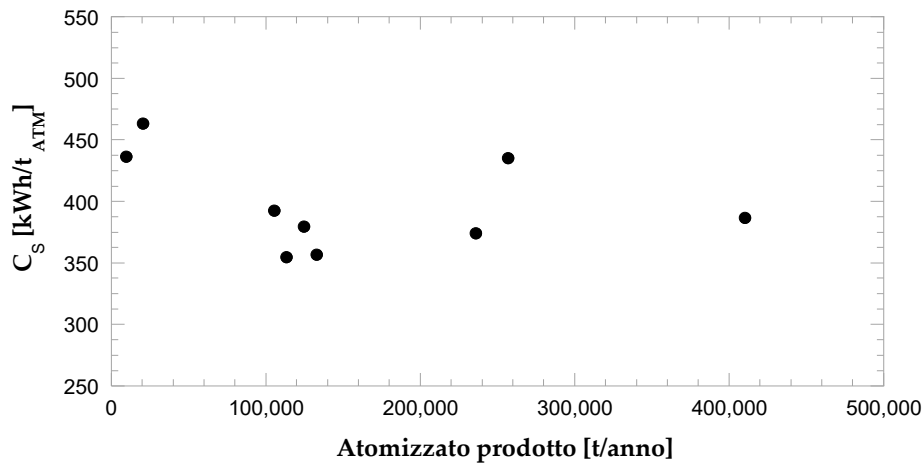


Figura 11- consumo specifico [kWh/t_{ATM}] in funzione della quantità di prodotto atomizzato

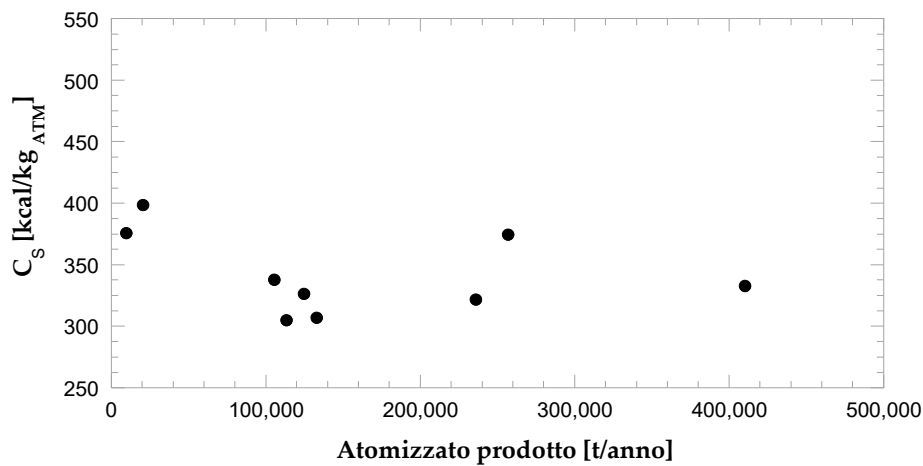


Figura 12- Consumo specifico [kcal/kg_{ATM}] in funzione della quantità di prodotto atomizzato

3.2 Analisi dei dati di dettaglio richiesti alle aziende

A completamento dello studio svolto e con la principale finalità di chiarire le incertezze emerse durante l'elaborazione delle diagnosi energetiche, è stata condotta un'ulteriore indagine in collaborazione con le aziende del settore. Grazie alla partecipazione di Confindustria Ceramica è stata inviata, a ciascuna azienda provvista di cogeneratore, una scheda specifica di richiesta dati, pensata e redatta allo scopo di chiarire l'assetto di accoppiamento cogeneratore-atomizzatore di ciascun sito produttivo. Un template della scheda inviata è mostrato in Figura 13. La scheda si compone di due sezioni: la prima relativa ai dati specifici del cogeneratore installato (modello, potenza nominale, consumo di gas annuo, energia elettrica prodotta, ore annue di funzionamento, energia auto-consumata, etc.), la seconda relativa ad informazioni di dettaglio relative all'atomizzatore (marca e modello, quantità di barbotina trattata e atomizzato prodotto, ore annue di funzionamento, consumo di gas naturale, portata di aria in ingresso al bruciatore, temperatura di lavoro e di uscita dell'aria esausta, etc.) servito. Come evidenziato in figura, la scheda consente di specificare eventuali ATM presenti nel sito produttivo ma non serviti dal cogeneratore, così come la presenza di più sistemi cogenerativi a servizio di uno o più ATM.

Richiesta dati anno 2018*.					
COGENERAZIONE					
ID COGENERATORE	#1	#2	#3	#4	...
Tipologia impianti (MCI o TG)					
Marca e modello COGENERATORE					
Potenza elettrica nominale (kW)					
Consumo gas naturale (Sm3/anno)					
Energia elettrica prodotta (kWh/anno)					
Stima ore/anno di funzionamento COGENERATORE					
Energia elettrica autoconsumata [kWh/anno]					
Valore PES dichiarato 2018					
Rendimento totale (termico + elettrico) dichiarato 2018					
In presenza di MCI indicare se viene effettuato anche il recupero di calore dal circuito acqua di raffreddamento					
ATOMIZZATORI					
ID ATM	#1	#2	#3	#4	...
Marca e modello ATM serviti da impianto COGENERAZIONE					
ID cogeneratore al servizio dell'ATM (con riferimento riga 4)					
Barbottina in ingresso (t/anno)					
Umidità barbottina ingresso [%]					
Produzione Atomizzato secco (t/anno)					
Umidità residua atomizzato [%]					
Portata d'aria ingresso bruciatore [Nm3/anno]					
Temperatura media ingresso barbottina [°C]					
Temperatura media uscita atomizzato [°C]					
Temperatura di lavoro atomizzatore [°C]					
Temperatura media fumi uscita ATM [°C]					
Consumo gas post-bruciatori in ATM servito da impianto COGENERAZIONE [Sm3/anno]					
Ore/anno di funzionamento ATM					

Figura 13 – Template della scheda di richiesta dati fornita alle aziende ceramiche con cogeneratore

Sei sono le aziende del distretto ceramico emiliano che hanno fornito il loro consenso a partecipare alla raccolta dati, per un totale di dodici stabilimenti produttivi.

Tre sono le tipologie di accoppiamento cogeneratore-atomizzatore individuate all'interno dei diversi siti produttivi. In Figura 14 è riportato uno specchio riassuntivo delle configurazioni individuate. In dettaglio:

- *Configurazione A):* caratterizzata dall'utilizzo di un motore primo cogenerativo a servizio di un solo atomizzatore. L'analisi delle schede pervenute ha individuato un totale di dieci cogeneratori installati presso i diversi siti produttivi, con taglie elettriche comprese tra i 3.6 ed i 4.9 MW, di cui tre turbine a gas (TG) e sette motori a combustione interna (MCI).
- *Configurazione B):* accoppiamento di un motore primo cogenerativo a servizio di più atomizzatori operanti in parallelo. All'interno dei diversi siti produttivi sono presenti tre accoppiamenti di questo tipo. In tutti i casi il motore primo scelto è un turbogas a servizio di tre o due ATM. Le taglie elettriche installate sono comprese tra i 4.0 ed i 9.4 MW.
- *Configurazione C):* utilizzo di più motori primi cogenerativi, operanti in parallelo, a servizio di uno o più ATM. In questo caso risultano installati solo motori a combustione interna, rispettivamente due MCI a servizio di un unico ATM e due MCI a servizio di tre ATM. La taglia complessiva installata è compresa tra i 7.2 ed i 7.9 MW.

A conferma delle ipotesi fatte in precedenza (paragrafo 3.1 "Analisi delle diagnosi energetiche"), è importante sottolineare che l'analisi delle schede pervenute ha inoltre evidenziato i seguenti aspetti: (i) alcuni stabilimenti produttivi presentano anche atomizzatori non serviti dal sistema cogenerativo; (ii) all'interno di uno specifico stabilimento produttivo è possibile individuare la presenza di molteplici configurazioni.

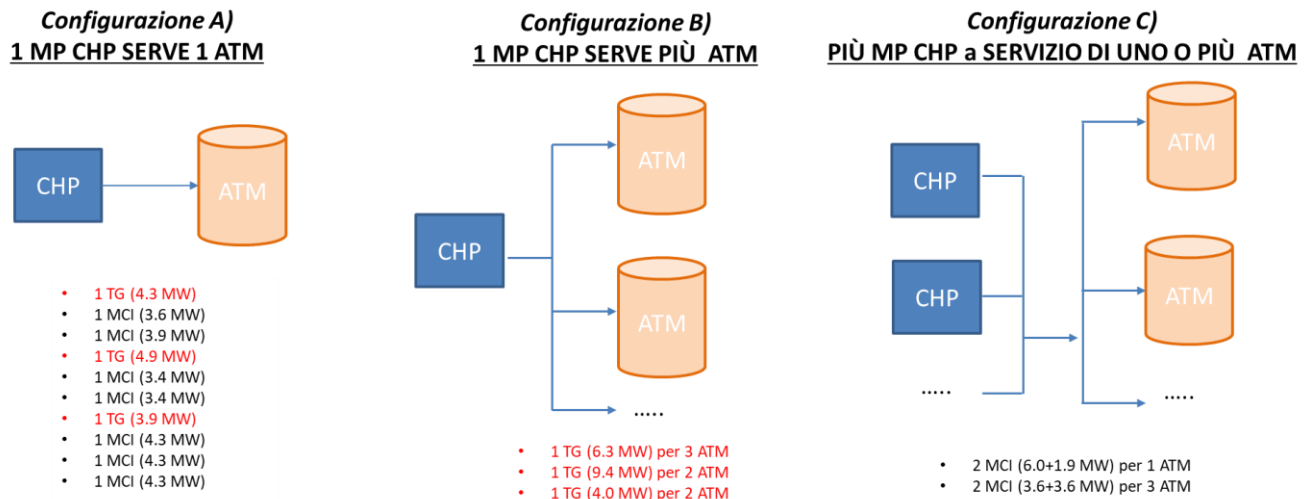


Figura 14- Specchietto riassuntivo: tipologie di accoppiamento cogeneratore-atomizzatore individuate.

Come evidenziato dai dati di Figura 14, la tipologia di accoppiamento più frequente è la configurazione di tipo A) con un motore primo cogenerativo a servizio di un singolo atomizzatore.

Con l'obiettivo di individuare le caratteristiche energetiche medie dell'assetto impiantistico cogeneratore-atomizzatore, l'analisi dei dati annuali a disposizione è stata effettuata definendo alcuni indicatori di performance. Nel dettaglio gli indici *ad-hoc* definiti sono:

- Energia primaria in ingresso al MP cogenerativo, F , calcolata come prodotto tra il consumo di gas naturale e potere calorifico inferiore.
- Rendimento elettrico medio annuo del cogeneratore, $\overline{\eta}_{el,CHP}$, definito come il rapporto tra l'energia elettrica annua generata, $E_{el,CHP}$, e l'energia primaria in ingresso, F .
- Rapporto tra l'energia elettrica prodotta e l'energia elettrica auto-consumata nello stabilimento, ϕ . L'indicatore proposto permette di valutare il dimensionamento elettrico del motore primo cogenerativo: un valore di ϕ pari ad 1 indica che il sistema cogenerativo è dimensionato e gestito al fine di coprire l'intero fabbisogno elettrico del processo di produzione, viceversa valori superiori od inferiori all'unità indicano rispettivamente un surplus o deficit nella produzione elettrica CHP rispetto al fabbisogno.
- Energia termica scaricata dal cogeneratore, $E_{gas,CHP}$. La quantificazione dell'energia termica scaricata dal cogeneratore ed in ingresso all'utenza termica (i.e., atomizzatore) è stata ricavata per via indiretta, nota l'energia termica in alimentazione, F , e l'energia elettrica prodotta, $E_{el,CHP}$, in accordo con la metodologia proposta nella normativa CAR- Cogenerazione ad Alto Rendimento [12].

In particolare, nel caso di utilizzo di turbine a gas:

$$E_{gas,CHP} = F \cdot k_{p5} - \frac{E_{el,CHP}}{k_{p6} \cdot k_{p7} \cdot k_{p8}} \quad (3.1)$$

Nel caso di utilizzo di motori a combustione interna:

$$E_{gas,CHP} = F \cdot k_{p5} \cdot k_{p4} - \frac{E_{el,CHP}}{k_{p6} \cdot k_{p7} \cdot k_{p8}} \quad (3.2)$$

Dove i coefficienti k_{p5} , k_{p6} , k_{p7} , k_{p8} rappresentano, rispettivamente, il rendimento della camera di combustione, le perdite ausiliarie, il rendimento di conversione elettro-meccanica e l'efficienza del riduttore di giri (se presente). Tali coefficienti sono stati assunti, come indicato in Tabella 1, in funzione della taglia del motore primo cogenerativo installato.

Tabella 1– Coefficienti correttivi da inserire nel calcolo dell’energia termica contenuta nei gas di scarico del cogeneratore [12]

Coefficienti correttivi				
Pot. Elettrica [MW]	Kp5	Kp6	Kp7	Kp8
<2	0.9900	0.9800	0.9500	0.9850
2÷5	0.9900	0.9800	0.9625	0.9850
5÷10	0.9915	0.9850	0.9700	0.9850
10÷20	0.9930	0.9875	0.9750	0.9850

Il fattore correttivo k_{p4} , presente solo nell’espressione relativa all’energia termica scaricata con il motore a combustione interna (eq. 3.2), tiene conto anche delle perdite aggiuntive, non presenti per le turbine a gas, relative ai diversi punti di prelievo del calore (raffreddamento acqua e olio). Tale coefficiente è stato assunto, in base al tipo di motore installato, nell’intervallo 0.74-0.78, come indicato dai dati riportati in Figura 15, ricavati sulla base dei dati nominali di modelli commerciali nel range di interesse 1-10 MW.

Infine, per tener conto dell’energia termica realmente in ingresso all’ATM, l’energia scaricata dal cogeneratore è stata corretta in funzione del rapporto tra le ore di funzionamento dell’atomizzatore e il totale delle ore di funzionamento del cogeneratore.

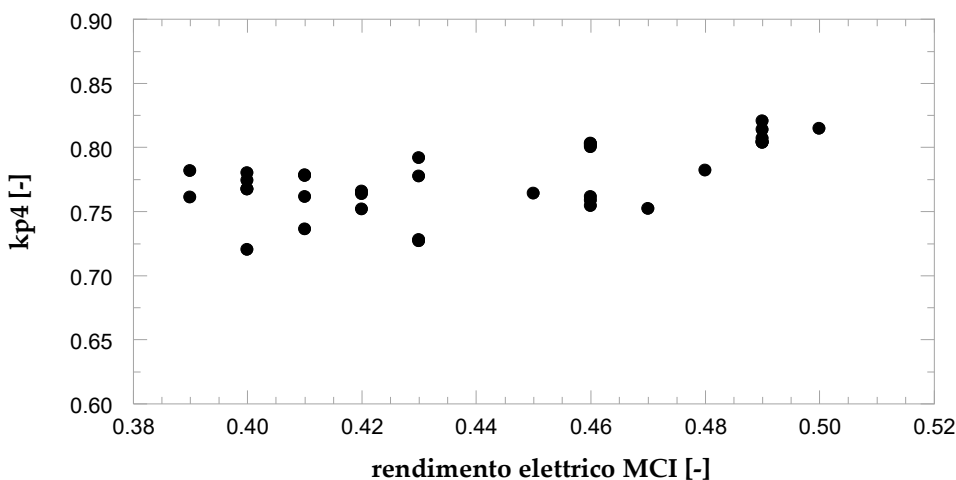


Figura 15- andamento del coefficiente kp4 in funzione del rendimento elettrico dei motori a combustione interna.

- Energia primaria in ingresso all’atomizzatore con il gas naturale, $E_{in,GN}$, calcolata come prodotto tra il consumo di gas naturale nel post-bruciatore e il potere calorifico inferiore.
- Fabbisogno termico totale dell’atomizzatore, E_{th} . L’indice, valutato come somma tra l’energia termica scaricata dal cogeneratore, $E_{gas,CHP}$, e l’energia primaria in ingresso al post-bruciatore, $E_{in,GN}$, rappresenta pertanto l’energia termica complessivamente introdotta nell’ATM.
- Percentuale del fabbisogno termico totale coperta dal cogeneratore, λ . Tale indicatore, definito come rapporto tra $E_{gas,CHP}$, ed E_{th} permette quindi di quantificare il contributo del cogeneratore al soddisfacimento del fabbisogno termico complessivo del processo di essiccamento.

- Consumo specifico, C_s , calcolato come rapporto tra il fabbisogno termico totale, E_{th} , e quantitativo di acqua evaporata o, in alternativa, di prodotto atomizzato. Esprime quindi il calore necessario al processo per unità di acqua evaporata o di prodotto atomizzato.

3.2.1 Risultati

Risultati energetici - Configurazione A)

I risultati energetici ottenuti mediante elaborazione dei dati raccolti, con riferimento alla Configurazione A), sono riportati di seguito.

In dettaglio, la Figura 16 mostra la taglia elettrica del motore primo cogenerativo installato in funzione della portata media annua di acqua evaporata nell'atomizzatore. Sette su dieci installazioni utilizzano motori endotermici cogenerativi (MCI, quadrati blu in figura) mentre tre sono le turbine a gas cogenerative (TG cerchi rossi in figura) installate. La taglia elettrica è compresa tra i 3400 ed i 4900 kW, con un valor medio pari a 4000 kW. Solo quando la taglia dell'atomizzatore è elevata (valori della portata d'acqua evaporata superiori a 2.7 kg/s) le turbina a gas diventano una tecnologia competitiva rispetto ai motori. Per capacità evaporative ridotte invece sono installati solo motori endotermici.

In Figura 17 sono mostrati i valori del rendimento elettrico medio annuo dei cogeneratori installati in funzione della taglia. Come atteso, i motori si caratterizzano per rendimenti elettrici più alti, tra il 42 ed il 44%, rispetto alle turbine a gas che non superano il 33%. Tale evidenza è confermata anche dai risultati riportati in Figura 18 dove l'energia primaria in ingresso al cogeneratore è mostrata in funzione delle ore annue di funzionamento. I valori, compresi tra $32 \cdot 10^6$ e $102 \cdot 10^6$ kWh/a, risultano più elevati, a parità di ore di funzionamento, per le turbine a gas rispetto ai motori. Cinque su dieci cogeneratori sono operativi per più di 7000 h/a, tre risultano operativi tra le 6000 e le 7000 h/a, mentre i restanti due mostrano un funzionamento ridotto (tra 4200 e 4800 h/a).

In Figura 19 l'energia elettrica prodotta dal sistema cogenerativo è mostrata in funzione dell'energia auto consumata nello stabilimento. La bisettrice (retta continua in figura) rappresenta quindi un valore di ϕ pari ad uno (i.e., autoconsumo pari all'energia prodotta). In tutti i casi, il valore di ϕ ricavato risulta superiore all'unità, indicando quindi una sovrapproduzione di elettricità rispetto al fabbisogno. In dettaglio, per sei installazioni il surplus è marginale (ϕ compreso tra 1.03 e 1.08), suggerendo quindi che design e strategia di regolazione del cogeneratore sono finalizzati al soddisfacimento del carico elettrico. Tre installazioni sono caratterizzate da un surplus compreso tra il 10 ed il 25%, infine una sola installazione mostra una produzione significativamente maggiore della richiesta (ϕ pari a 1.39).

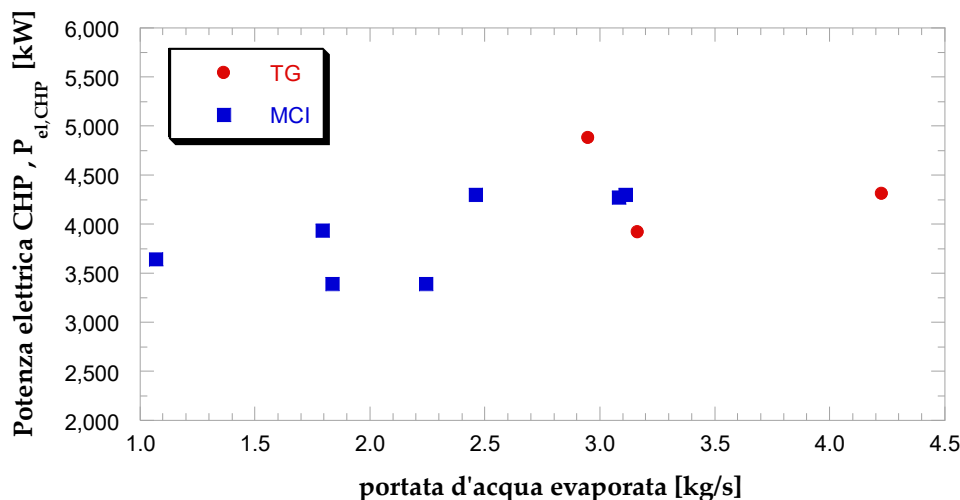


Figura 16- Potenza elettrica CHP in funzione della portata media annua di acqua evaporata.

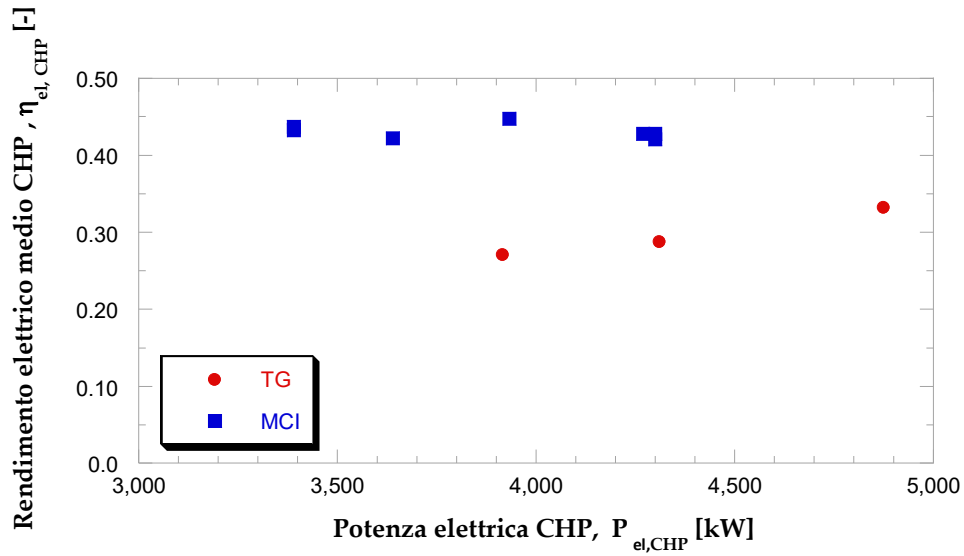


Figura 17- Rendimento elettrico medio annuo CHP in funzione della taglia elettrica.

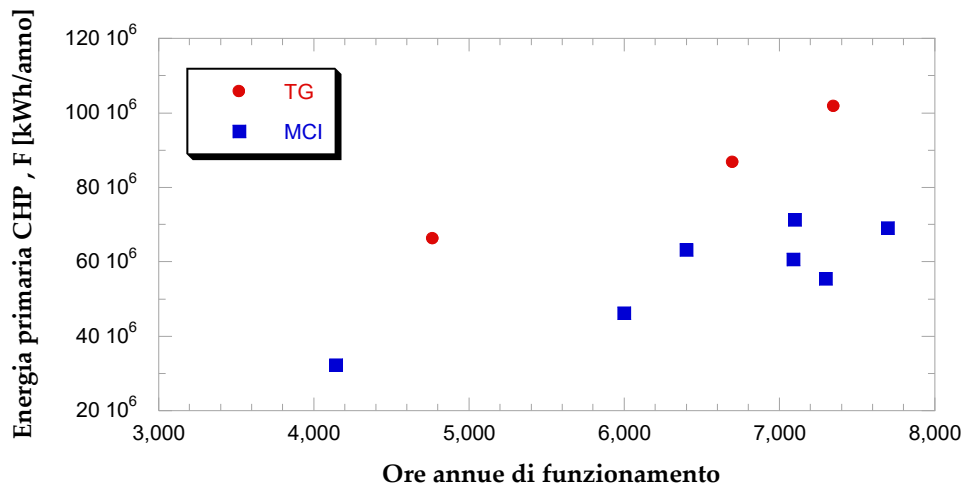


Figura 18- Energia primaria in ingresso al cogeneratore in funzione delle ore annue di funzionamento.

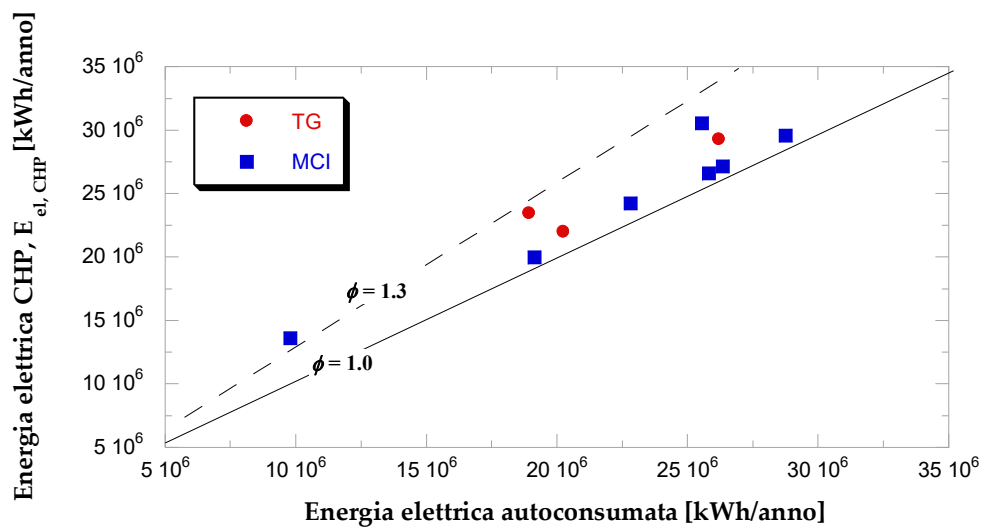


Figura 19- Energia elettrica prodotta CHP in funzione dell'energia elettrica auto-consumata nello stabilimento.

I valori del fabbisogno termico totale richiesto dal processo di atomizzazione sono mostrati in Figura 20. Come atteso, l'andamento del fabbisogno risulta una funzione linearmente crescente della quantità di acqua evaporata. I valori di E_{th} sono compresi tra $15 \cdot 10^6$ e $75 \cdot 10^6$ kWh/a.

L'energia termica scaricata dal cogeneratore in ingresso all'ATM, $E_{gas,CHP}$ e l'energia primaria in ingresso con il gas naturale, $E_{in,GN}$, sono rispettivamente riportati in Figura 21, ed in Figura 22.

Le turbine a gas mostrano valori dell'energia termica scaricata significativamente superiori (compresi tra $40 \cdot 10^6$ e $60 \cdot 10^6$ kWh/a) rispetto ai motori, confermando quindi come prestazioni elettriche ridotte (vedasi Figura 17) si traducano in un aumento dell'energia termica disponibile nei gas di scarico. Il contributo del calore scaricato dal turbogas cogenerativo arriva a coprire sino al 77% del fabbisogno termico complessivo, come indicato in Figura 23 (valori di Λ compresi tra il 67 ed il 77%). Contrariamente, valori di Λ inferiori, compresi tra il 30 ed il 45%, sono relativi all'utilizzo dei motori a combustione interna che presentano valori dell'energia termica scaricata compresi tra $8 \cdot 10^6$ e $14 \cdot 10^6$ kWh/anno.

Si evidenzia inoltre come i valori di Λ ottenuti risultino dipendenti solo dalla tipologia di motore primo installato mentre non si rileva alcuna dipendenza dalla taglia (i.e., capacità evaporativa) dell'atomizzatore.

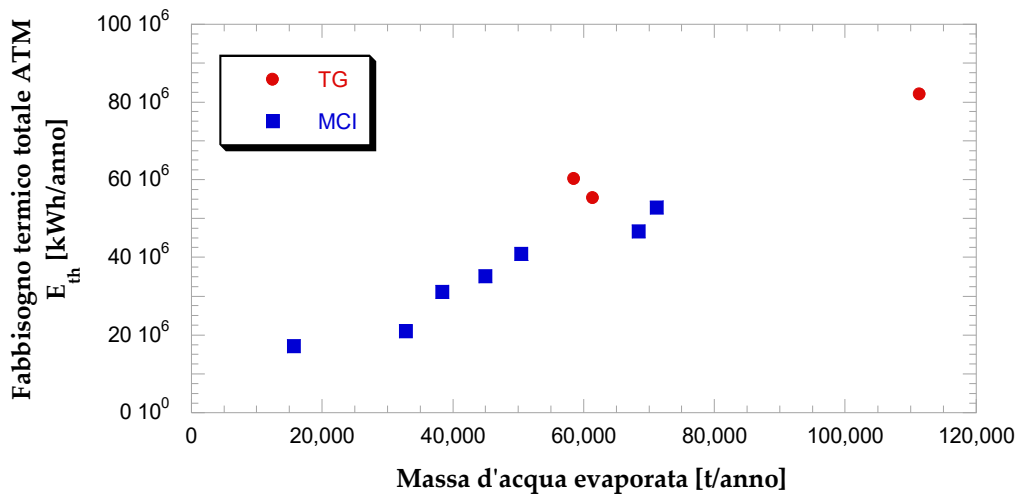


Figura 20- Fabbisogno termico totale dell'atomizzatore in funzione della massa d'acqua evaporata.

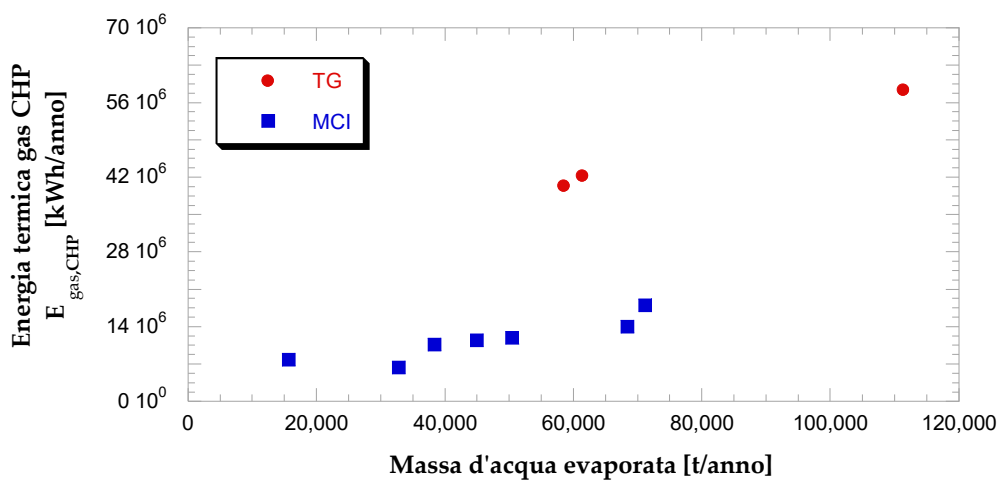


Figura 21- Energia termica scaricata dal cogeneratore in funzione della massa d'acqua evaporata.

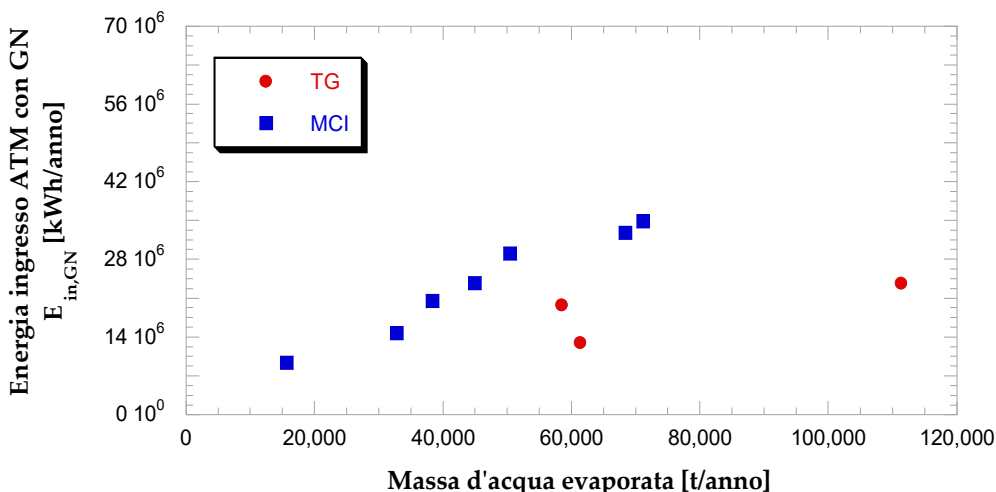


Figura 22- Energia termica in ingresso al post-bruciatore con il gas naturale in funzione della massa d'acqua evaporata.

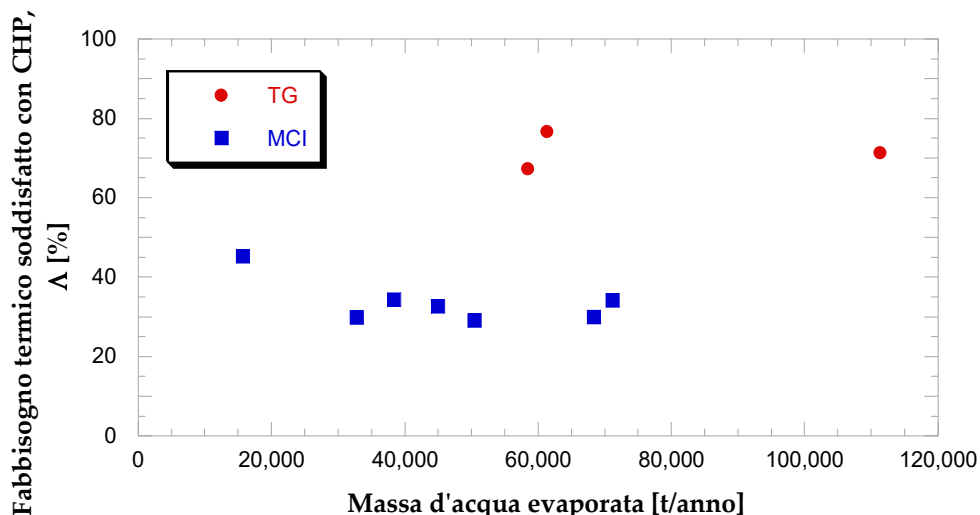


Figura 23- Percentuale del fabbisogno termico complessivo soddisfatto con il cogeneratore in funzione della massa d'acqua evaporata.

Infine, in Figura 24 a) e b) sono mostrati rispettivamente i valori del consumo termico specifico ottenuti per unità di massa evaporata e di atomizzato prodotto. I valori ottenuti, compresi rispettivamente tra 600 e 900 kcal/kg_{H2O} e 250- 420 kcal/kg_{ATM} risultano in linea con i valori pubblicati nella letteratura del settore [4] e con i valori indicati in Tabella 2 ricavati a partire dai dati di targa degli atomizzatori di marca SACMI [13]. I valori medi sono rispettivamente pari a 710 kcal/kg_{H2O} e a 305 kcal/kg_{ATM}.

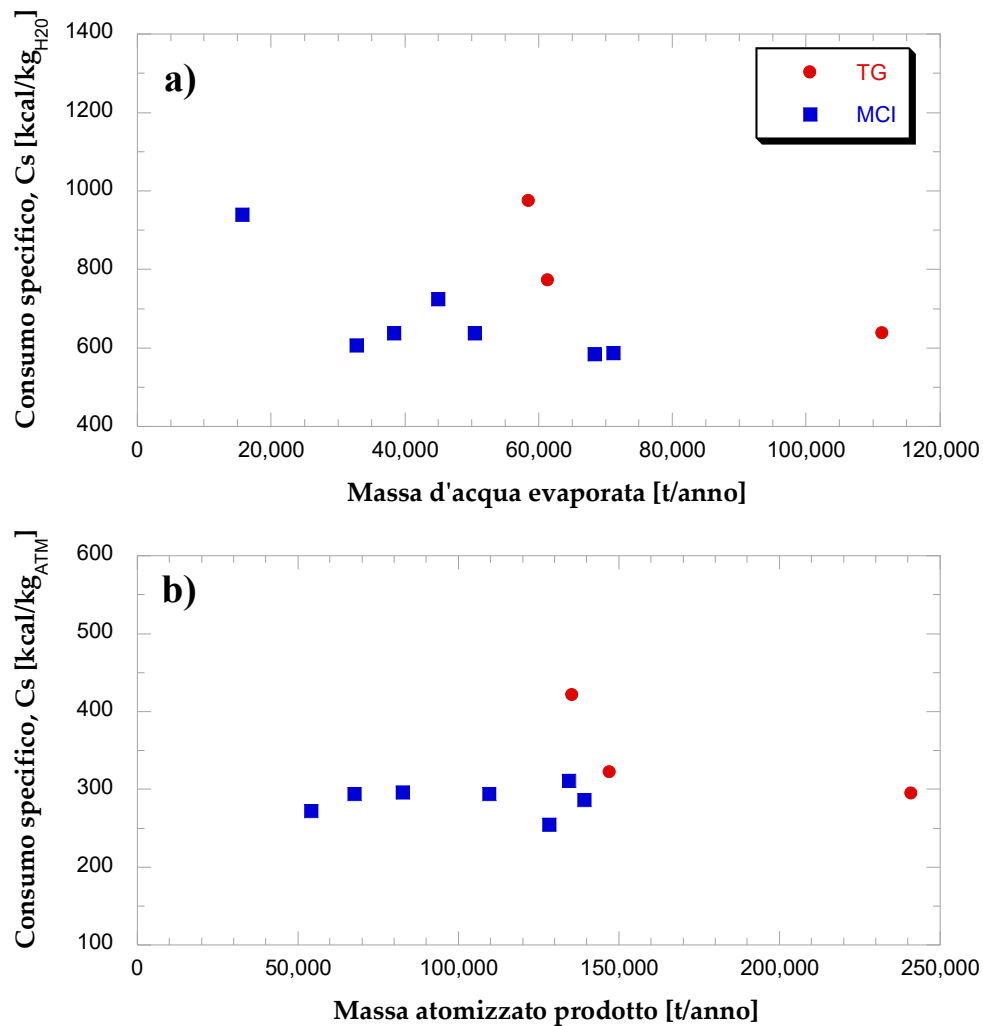


Figura 24- Consumo specifico del processo per unità di acqua evaporata a) e per unità di atomizzato prodotto b).

Tabella 2- Consumi specifici ricavati dai dati di targa degli atomizzatori di marca SACMI.

MODELLO	ATM 12	ATM 18	ATM 36	ATM 52	ATM 65	ATM 90	ATM 110	ATM 140	ATM 180	ATM 200
Potenza termica installata [Mcal/h]	1050	1500	3000	4300	5500	7500	9200	11500	15000	16700
Potenza termica installata [kW]	1221	1744	3488	5000	6395	8721	10698	13372	17442	19418
Capacità evaporativa [l/h]	1200	1800	3600	5200	6500	9000	11000	14000	18000	20000
Consumo termico specifico [Kcal/kg H ₂ O]	875	833	833	827	846	833	836	821	833	835

Risultati energetici - Configurazione B) e C)

A completamento, si riportano i principali risultati energetici con riferimento alle configurazioni B e C analizzate (Figura 14). In dettaglio, in Figura 25, è mostrato l'andamento del fabbisogno termico complessivo per le tre configurazioni individuate. In Figura 26 è mostrata la percentuale di fabbisogno termico coperto dal cogeneratore ed infine, in Figura 27 si riportano i valori del consumo specifico ottenuti.

L'andamento del fabbisogno termico, linearmente crescente con la massa d'acqua evaporata, si conferma anche per le configurazioni B e C.

I valori di Λ si confermano compresi tra il 60 e l'80 % nel caso di utilizzo di turbine a gas (Conf. A e Conf. B) e tra il 25 ed il 45% nel caso di utilizzo di motori a combustione interna (Conf. A e Conf. C). I valori del consumo specifico ottenuto, sia con riferimento all'unità di massa d'acqua evaporata che all'atomizzato prodotto, risultano in linea con i valori precedentemente individuati.

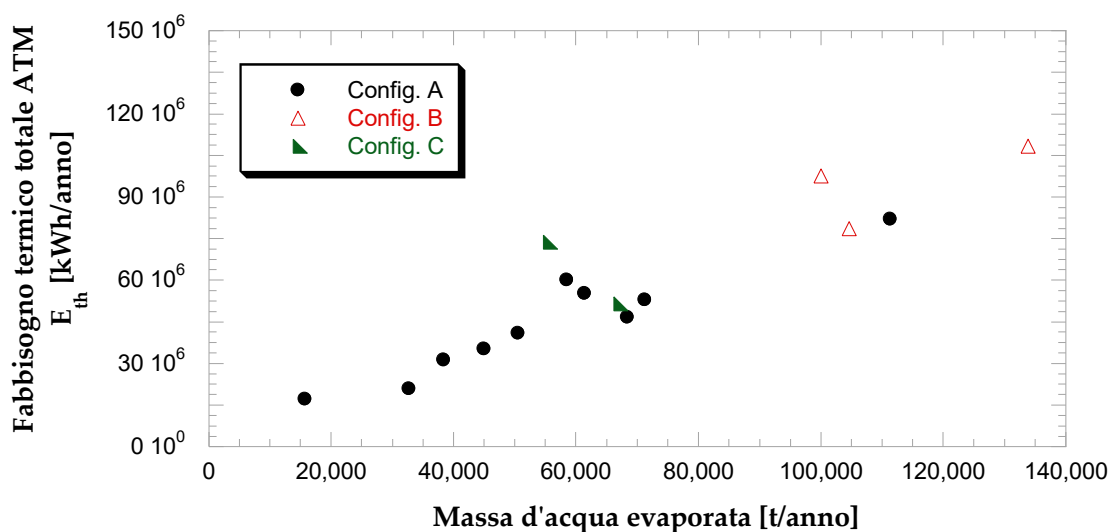


Figura 25- Fabbisogno termico totale dell'atomizzatore in funzione della massa d'acqua evaporata per le tre configurazioni individuate.

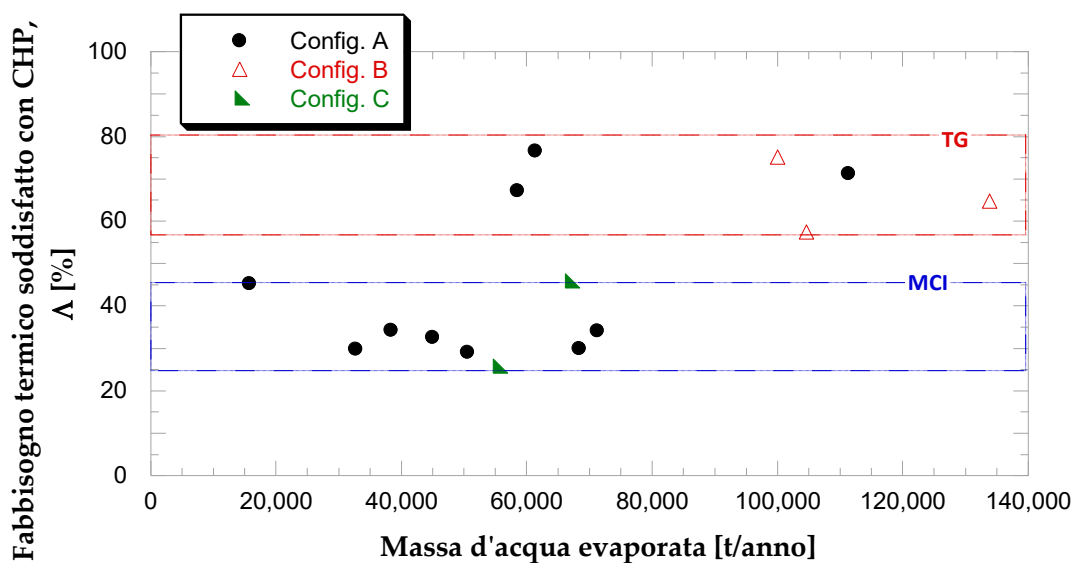


Figura 26- Percentuale del fabbisogno termico complessivo soddisfatto con il cogeneratore in funzione della massa d'acqua evaporata per le tre configurazioni individuate

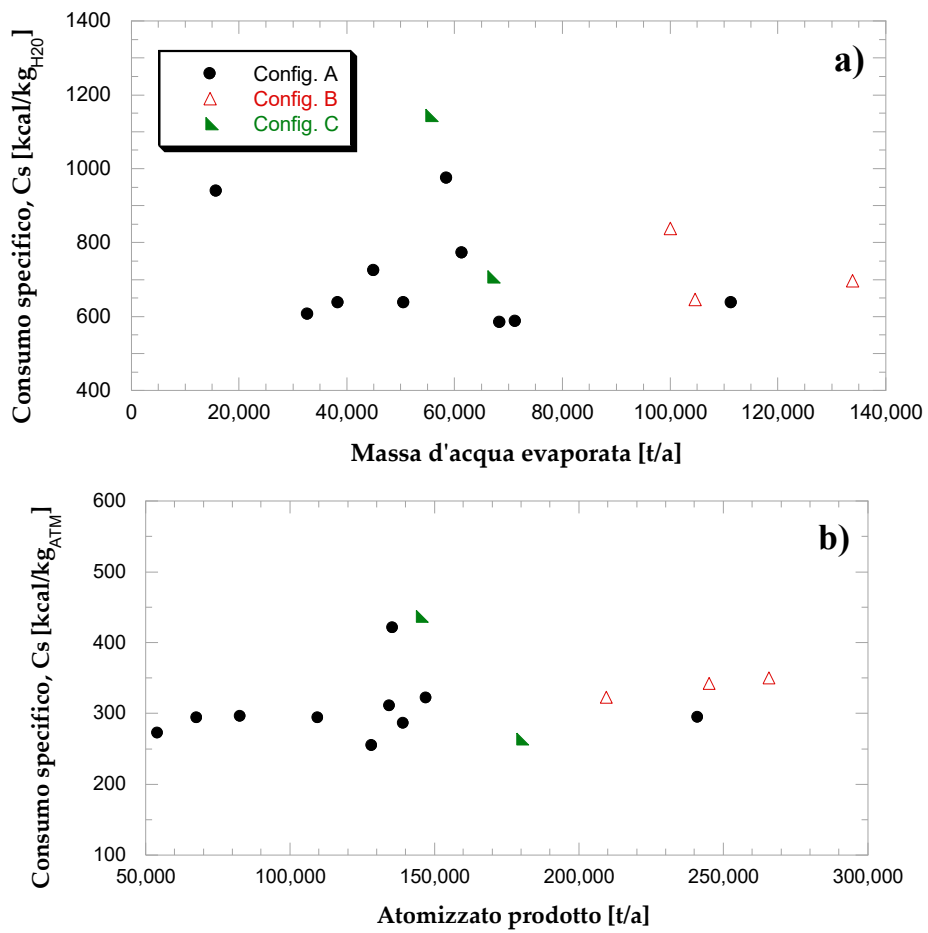


Figura 27- Consumo specifico del processo per unità di acqua evaporata a) e per unità di atomizzato prodotto b) per le tre configurazioni individuate.

4 Analisi e quantificazione dei vantaggi energetici associati alla cogenerazione

Nel presente paragrafo è dettagliata l'indagine energetica condotta sul sistema atomizzatore operante con e senza cogeneratore. Obiettivi dell'analisi effettuata sono la ricostruzione dei flussi termici coinvolti nel processo, la validazione del modello energetico del sistema realizzato e, infine, la quantificazione dei vantaggi energetici associati all'utilizzo della cogenerazione nel processo di essiccamento a spruzzo della barbottina. Tre sono le diverse configurazioni analizzate, tutte alimentate a gas naturale:

- la prima configurazione (*configurazione 1*) – non cogenerativa – prevede l'utilizzo di un bruciatore in vena d'aria;
- la seconda configurazione (*configurazione 2*) – cogenerativa – prevede che l'impianto sia alimentato dai gas di scarico di una turbina a gas, miscelati con aria ambiente; la temperatura richiesta per il processo di atomizzazione viene raggiunta grazie all'utilizzo di un post-bruciatore flue fire;
- la terza configurazione (*configurazione 3*) – anch'essa cogenerativa – prevede che l'impianto sia alimentato dai gas di scarico di un motore endotermico; la temperatura richiesta per il processo di atomizzazione viene raggiunta grazie all'utilizzo di un post-bruciatore LOS dotato di un proprio ventilatore di aria comburente

La ricostruzione dei tre diversi assetti analizzati è stata effettuata mediante l'utilizzo del software commerciale Thermoflex [14]. Il software permette la modellazione e la simulazione di sistemi energetici complessi, creati a partire dalla libreria dei singoli componenti disponibili, sia in condizioni di design che in condizioni di off-design, tramite un approccio a parametri concentrati.

La macchina oggetto di analisi è un atomizzatore di marca SACMI modello ATM 110. I principali dati di targa dell'atomizzatore ATM 110, forniti dal costruttore, sono riassunti in Tabella 3.

Tabella 3- Dati tecnici dell'atomizzatore selezionato - ATM 110

Capacità evaporativa massima	11 m ³ /h
Potenza termica bruciatore	10.7 MW
Temperatura aria ingresso atomizzatore	550 °C
Portata massima pompe barbottina	3 x 13 m ³ /h
Pressione massima pompe barbottina	30 bar
Consumo termico specifico	700÷850 kcal/kg _{H2O}
Temperatura atomizzato	40 ÷ 60 °C
Umidità atomizzato	4 ÷ 7 %
Portata aria al camino@ 100°C e 1 bar	105,000 m ³ /h
Temperatura aria a camino	60÷130 °C

Per quanto riguarda le due configurazioni cogenerative, sono state prese in considerazione le seguenti soluzioni impiantistiche:

- *configurazione 2*, post-bruciatore flue fire - una turbina a gas modello General Electric GE LM500, avente i seguenti dati di targa (Tabella 4):

Tabella 4- Dati tecnici della turbina a gas selezionata

Potenza elettrica netta	3,880 kW
Rendimento elettrico netto	29.9 %
Portata fumi di scarico	16.14 kg/s
	45,711 Nm ³ /h
Temperatura fumi di scarico	513 °C

- *configurazione 3*, post-bruciatore LOS - un motore endotermico Jenbacher JMS 624 GS avente i seguenti dati di targa (Tabella 5):

Tabella 5- Dati tecnici del motore endotermico selezionato

Potenza elettrica netta	4,490 kW
Rendimento elettrico netto	47.0 %
Portata fumi di scarico	6.53 kg/s
	18,673 Nm ³ /h
Temperatura fumi di scarico	333 °C

I motori primi sono stati scelti, tra i modelli commerciali disponibili all'interno della libreria del software, con riferimento ad una taglia elettrica prossima al valore medio (4 MW) individuato in precedenza. Il confronto tra le due tipologie di motori primi, di analoga taglia elettrica, è quindi volto ad evidenziare il diverso contributo delle due tecnologie alla richiesta termica del processo di essiccazione.

4.1 *Configurazione 1: atomizzatore con bruciatore in vena d'aria*

La prima configurazione riprodotta ed analizzata è relativa all'atomizzatore ATM 110 con bruciatore in vena d'aria (i.e., in assetto non cogenerativo).

In Figura 28 è mostrato il layout del sistema in oggetto riprodotto in ambiente Thermoflex.

Per riprodurre il funzionamento del sistema e quantificare i flussi energetici coinvolti nel processo di essiccazione, sono stati utilizzati i seguenti componenti, selezionati all'interno della libreria del software:

- un bruciatore (componente 5 in Figura 28) che simula la combustione tra gas naturale e la corrente di aria comburente;
- tre sorgenti di aria per riprodurre rispettivamente l'ingresso dell'aria di combustione (componente 3 in Figura 28), dell'aria di diluizione o pressurizzazione (componente 1 in Figura 28) e dell'aria falsa (componente 12 in Figura 28). Quest'ultima corrente rappresenta l'aria "indesiderata" in ingresso al sistema attraverso la sezione di uscita del prodotto atomizzato.
- una sorgente di combustibile (componente 6 in Figura 28) per simulare l'ingresso del gas naturale che alimenta il bruciatore;
- tre ventilatori (componenti 4, 2, e 15 in Figura 28), per incrementare la pressione delle correnti d'aria in ingresso;
- un evaporatore (componente 11 in Figura 28) come elemento atto a riprodurre il riscaldamento e l'evaporazione dell'acqua contenuta nella barbotina;
- una sorgente di acqua (componente 8 in Figura 28) per riprodurre l'ingresso dell'acqua contenuta nella barbotina.
- un camino per l'espulsione dei fumi (componente 10 in Figura 28).

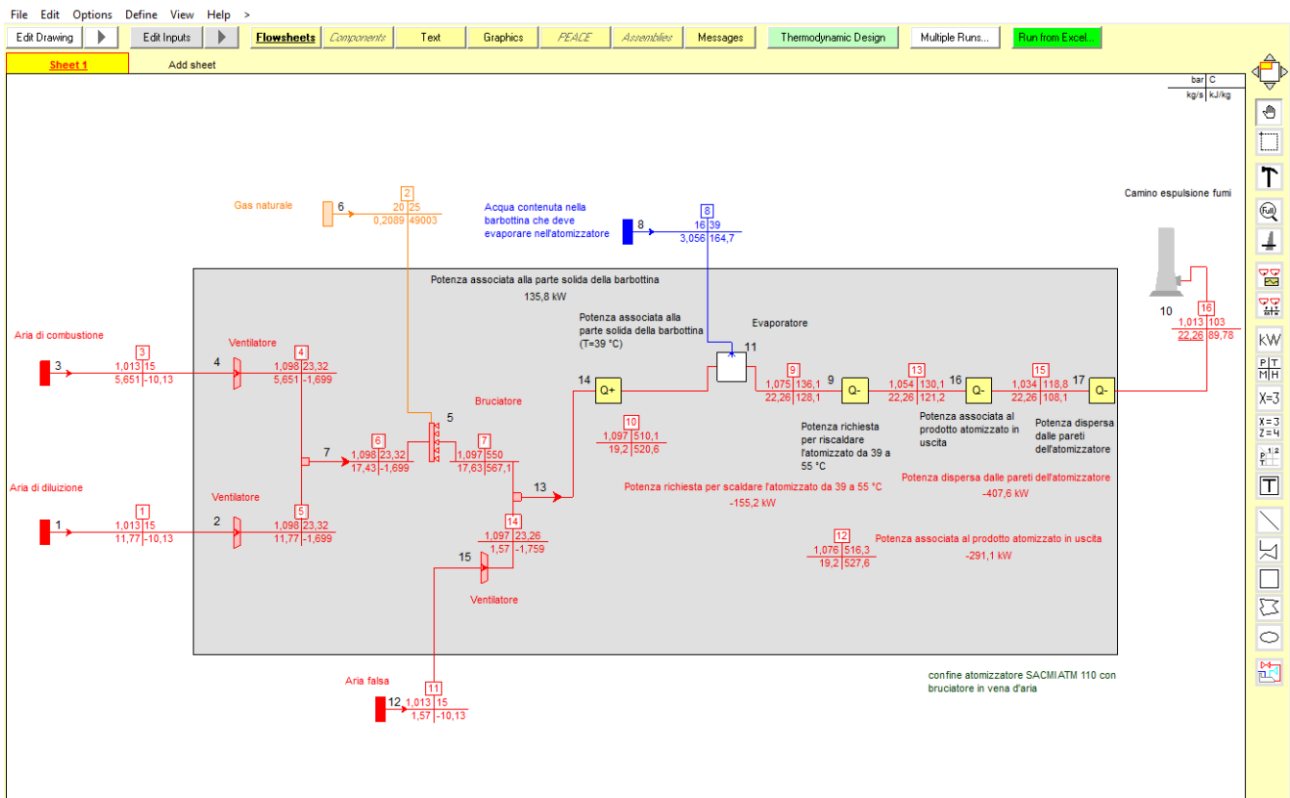


Figura 28- layout dell'atomizzatore SACMI ATM 110 con bruciatore in vena d'aria riprodotto in ambiente Thermoflex.

Sono stati inoltre introdotti quattro elementi atti a riprodurre rispettivamente:

- l'ingresso nell'atomizzatore della frazione solida contenuta nella barbotina (componente 14 in Figura 28),
- la potenza termica necessaria a riscaldare la frazione solida contenuta nella barbotina (componente 9 in Figura 28)
- il calore sensibile associato al prodotto atomizzato in uscita dall'ATM (componente 16 in Figura 28);
- la potenza termica dispersa attraverso le pareti dell'atomizzatore (componente 17 in Figura 28);

Nella determinazione degli stati fisici delle correnti in ingresso ed uscita, sono state fatte le seguenti assunzioni:

- la temperatura della barbotina in ingresso alla torre di atomizzazione pari a 39 °C;
- la massa di acqua evaporata pari a 11,000 kg/h (circa 3.06 kg/s) coincidente con la capacità evaporativa massima di targa dell' ATM selezionato (Tabella 3);
- la temperatura di uscita del prodotto atomizzato e la sua umidità residua pari a 55°C e 6%, rispettivamente;
- la portata di atomizzato prodotto pari a 28,764 kg/h con un calore specifico pari a 0.29 kcal/(kg K)
- le portate volumetrica dell'aria di combustione e di diluizione pari rispettivamente a 15,800 e 32,920 Nm³/h
- la quantità di aria "falsa", ovvero la quantità di aria ambiente che entra nella torre di atomizzazione dal condotto di uscita dell'atomizzato, che oscilla tra 8 e 10% della portata di aria totale in ingresso alla torre di evaporazione;

Tutto ciò premesso, assumendo la composizione standard dell'aria ambiente² ed un gas naturale al 98 % di metano in volume ($PCI = 8,250 \text{ kcal/Sm}^3 = 49,003 \text{ kJ/kg}$), il bilancio energetico relativo al sistema in oggetto è riportato in Tabella 6. In Tabella 7 sono invece riportate le caratteristiche principali in termini di portata, temperatura, entalpia e composizione delle principali correnti in ingresso ed in uscita all'atomizzatore.

Tabella 6- Risultati energetici dell'ATM 110 con bruciatore in vena d'aria.

BILANCIO ENERGETICO ATM 110 IN VENA D'ARIA	Contributi di potenza in ingresso [kW]	Contributi di potenza in uscita [kW]	Contributo % sulla potenza totale in ingresso
Potenza associata all'aria di combustione	-57.2		-0.53
Potenza associata all'aria di diluizione	-119.2		-1.11
Potenza associata al combustibile	10236.8		95.40
Potenza associata all'acqua in ingresso	503.3		4.69
Potenza associata all'aria falsa in ingresso	-15.9		-0.15
Potenza associata alla frazione solida della barbottina in ingresso	135.8		1.27
Potenza richiesta per riscaldare e far evaporare l'acqua contenuta nella barbottina		7673.4	71.51
Potenza richiesta per riscaldare l'atomizzato da 39 a 55 °C		155.2	1.45
Potenza associata al prodotto atomizzato in uscita		291.1	2.71
Potenza dispersa dalle pareti dell'atomizzatore		407.6	3.80
Potenza associata all'aria esausta in uscita dall'atomizzatore		1998.5	18.62
Potenza dissipata dal bruciatore		204.7	1.91
Quadratura in ingresso/uscita	47.1		0.44
Potenza totale	10730.6	10730.6	100.00

Tabella 7 – Stati fisici delle correnti gassose – BRUCIATORE IN VENA D'ARIA

		Aria combustione e diluizione ³	Gas naturale	aria calda ingresso torre	Aria esausta umida al camino
portata	[kg/s]	17.43	0.209	17.63	22.26
	[m ³ /s]	13.56	0.016	38.46	25.95
	[Nm ³ /h]	48,728	1,091	49,764	67,841
massa molare	[kg/kmol]	28.86	16.38	28.59	26.48
temperatura	[°C]	23	25	550	103
entalpia ⁴	[kJ/kg]	-1.699	-	567	89.78
N ₂	[% vol]	77.29	-	75.70	60.53
O ₂	[% vol]	20.74	-	16.17	13.21
CO ₂	[% vol]	0.03	-	2.11	1.55
H ₂ O	[% vol]	1.01	-	5.11	23.98
Ar	[% vol]	0.93	-	0.92	0.73

² Composizione standard dell'aria ambiente considerata per il calcolo

	% massa	% volume
N ₂	75.02	77.3
O ₂	23.0	20.7
CO ₂	0.05	0.03
H ₂ O	0.63	1.0
Ar	1.29	0.97
massa molecolare	28.86 kmol/kg	

³ a valle dei venturatori

⁴ Valutata con riferimento a 25 °C e 1 bar

Analizzando i risultati ottenuti è possibile fare le seguenti considerazioni:

- il fabbisogno richiesto dal processo di atomizzazione è a carico del bruciatore in vena d'aria che fornisce una potenza termica di circa 10,200 kW (pari ad oltre il 95% del totale);
- la potenza termica richiesta per il riscaldamento e l'evaporazione dell'acqua contenuta nella barbotina, pari circa a 7,700 kW, rappresenta il 72 % del fabbisogno totale;
- il 19% della potenza in ingresso viene disperso a camino sotto forma di calore sensibile nell'aria esausta. Il 4% è rappresentato dalle dispersioni termiche attraverso le pareti dell'atomizzatore ed il restante 3% rappresenta la frazione di calore sensibile associato al prodotto atomizzato;
- la portata di gas naturale richiesta è pari a 0.209 kg/s, ne deriva un consumo specifico espresso per unità di acqua evaporata pari ad 800 Kcal/kg_{H2O}.
- il fabbisogno specifico di aria calda è di poco superiore ai 4.5 Nm³ (@ 550 °C) per kg di acqua evaporata;
- le condizioni dell'aria esausta a camino sono pari a 67,841 Nm³/h (aria umida), temperatura di 103 °C ed un contenuto di ossigeno pari rispettivamente al 13.2% vol. (o 17.3% vol. con riferimento all'aria secca).

4.2 Configurazione 2: atomizzatore con turbina a gas cogenerativa

La configurazione relativa dell'atomizzatore SACMI ATM 110 con turbina a gas e post-bruciatore flue fire è presentata in Figura 29.

Come evidenziato in figura, l'utilizzo dei fumi del turbogas permette di annullare la portata di aria di diluzione riducendo contestualmente anche l'apporto della corrente di aria di combustione rispetto alla configurazione 1.

Il bilancio energetico relativo al sistema in oggetto è riportato in Tabella 8. Gli stati fisici delle principali correnti gassose in ingresso ed in uscita all'atomizzatore sono evidenziati in Tabella 9.

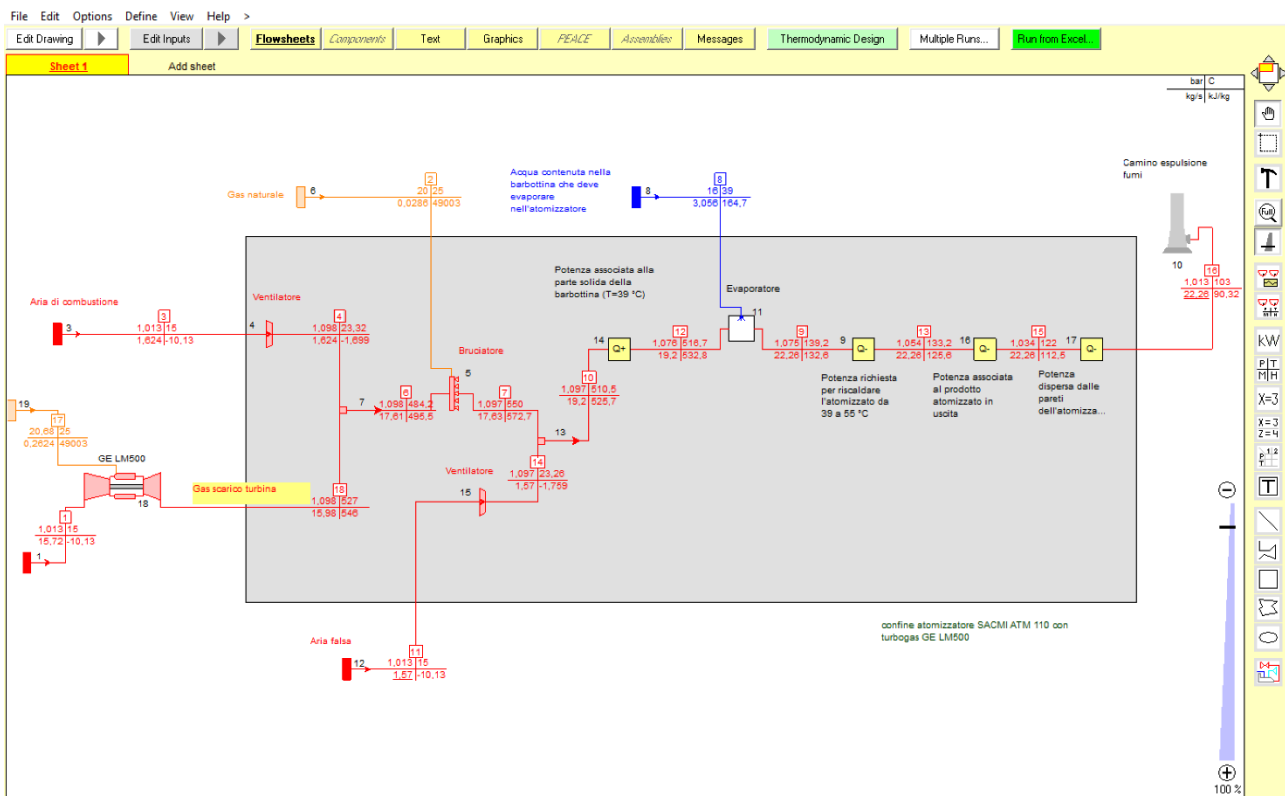


Figura 29- layout dell'atomizzatore SACMI ATM 110 con turbina a gas e post-bruciatore flue fire riprodotto in ambiente Thermoflex.

Tabella 8- Risultati energetici dell'ATM 110 con turbina a gas e post-bruciatore flue fire.

BILANCIO ENERGETICO ATM 110 CON TURBOGAS E POST-BRUCIATORE FLUE FIRE	Contributi di potenza in ingresso [kW]	Contributi di potenza in uscita [kW]	Contributo % sulla potenza totale in ingresso
Potenza associata all'aria di combustione	-16.5		-0.15
Potenza associata ai fumi del turbogas	8725.4		81.29
Potenza associata al combustibile	1401.5		13.06
Potenza associata all'acqua in ingresso	503.3		4.69
Potenza associata all'aria falsa in ingresso	-15.9		-0.15
Potenza associata alla frazione solida della barbotina in ingresso	135.8		1.27
Potenza richiesta per riscaldare e far evaporare l'acqua contenuta nella barbotina		7687.0	71.62
Potenza richiesta per riscaldare l'atomizzato da 39 a 55 °C		155.2	1.45
Potenza associata al prodotto atomizzato in uscita		291.1	2.71
Potenza dispersa dalle pareti dell'atomizzatore		494.1	4.60
Potenza associata all'aria esausta in uscita dall'atomizzatore		2010.6	18.73
Potenza dissipata dal bruciatore		28.1	0.26
Quadratura in ingresso/uscita		67.5	0.63
Potenza totale	10733.6	10733.6	100.00

Tabella 9– Stati fisici delle correnti gassose – CONFIGURAZIONE CON TURBINA A GAS

		Aria combustione	Fumi esausti da turbogas	Gas naturale	aria calda ingresso torre	Aria esausta umida al camino
portata	[kg/s]	1.624	15.98	0.029	17.63	22.26
	[m³/s]	1.236	33.98	0.0022	38.60	26.02
	[Nm³/h]	4,541	45,260	150	49,943	68,019
massa molare	[kg/kmol]	28.86	28.49	16.38	28.49	26.41
temperatura	[°C]	23	527	25	550	103
entalpia ⁵	[kJ/kg]	-1.699	546	-	573	90.30
N ₂	[% vol]	77.29	75.1	-	75.09	60.12
O ₂	[% vol]	20.74	14.43	-	14.40	11.91
CO ₂	[% vol]	0.03	2.90	-	2.91	2.14
H ₂ O	[% vol]	1.01	6.67	-	6.70	25.1
Ar	[% vol]	0.93	0.90	-	0.90	0.72

Analizzando i risultati ottenuti è possibile fare le seguenti considerazioni:

- nel caso in cui sia installata la turbina a gas, l'apporto energetico dato dai fumi di scarico del cogeneratore (pari a circa 8,700 kW) copre l'81% del fabbisogno termico complessivo del processo;
- l'apporto del post-bruciatore diventa quindi secondario per il processo di atomizzazione (pari al 13%);
- il consumo di gas naturale, pari a 0.029 kg/s, è pertanto significativamente ridotto (-86 %) rispetto alla configurazione 1;
- il consumo specifico del processo (ottenuto come somma della potenza termica fornita dai fumi del turbogas e di quella in ingresso con il gas naturale) risulta pari a 790 Kcal/kg_{H2O}.
- la portata di aria umida esausta a camino è pressoché invariata rispetto alla configurazione 1, pari a 68,019 Nm³/h; risulta invece ridotto il contenuto in volume di ossigeno pari rispettivamente all'11.9% vol. (o al 15.9 % vol. con riferimento all'aria secca).

⁵ Valutata con riferimento a 25 °C e 1 bar

- il contenuto di acqua nella corrente esausta a camino è pari al 25% vol. ed al 17% in massa. mantenendosi non significativamente diverso nelle due configurazioni;
- risultano pressoché invariate, rispetto alla configurazione 1, anche i contributi percentuali della potenza richiesta per il riscaldamento e l'evaporazione dell'acqua (72%), la potenza dispersa a camino dall'aria esausta (19%), il calore sensibile associato al prodotto atomizzato (3%) e la potenza dispersa attraverso le pareti (5%).

4.3 Configurazione 3: atomizzatore con motore endotermico cogenerativo

L'ultima configurazione riprodotta ed analizzata è relativa allo sfruttamento dei fumi di combustione del motore endotermico a supporto del processo di essiccazione. In Figura 30 è presentato il layout del sistema riprodotta. In tale configurazione, come evidenziato in Figura 30, è stato ipotizzato, in analogia con la pratica industriale (vedasi schema in Figura 4 b), lo sfruttamento del circuito di raffreddamento motore a bassa temperatura per preriscaldare la corrente di aria di diluizione in ingresso al post-bruciatore. L'entità del preriscaldamento della corrente d'aria è stata assunta pari a 70° C, in accordo con i valori tipici derivanti da installazioni industriali.

I risultati ottenuti, relativi alla configurazione 3, sono mostrati in Tabella 10 ed in Tabella 11.

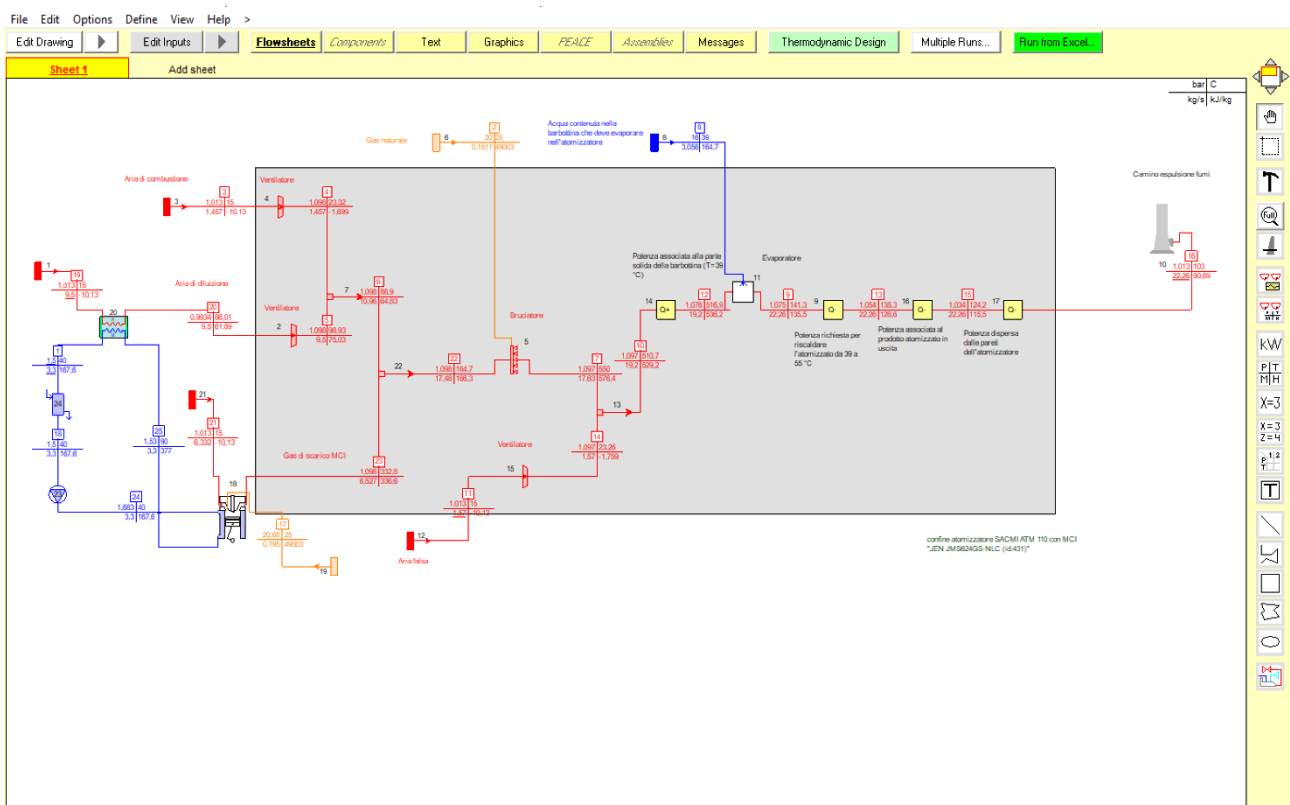


Figura 30- layout dell'atomizzatore SACMI ATM 110 con motore endotermico e post-bruciatore lo riprodotta in ambiente Thermoflex.

Tabella 10- Risultati energetici dell'ATM 110 con motore endotermico e post- bruciatore los

BILANCIO ENERGETICO ATM 110 CON MOTORE E POST-BRUCIATORE LOS	Contributi di potenza in ingresso [kW]	Contributi di potenza in uscita [kW]	Contributo % sulla potenza totale in ingresso
Potenza associata all'aria di combustione	-14.8		-0.14
Potenza associata ai fumi del motore	2196.7		20.23
Potenza associata all'aria di diluizione	588.0		5.41
Potenza associata al combustibile	7404.4		68.17
Potenza associata all'acqua in ingresso	503.3		4.63
Potenza associata all'aria falsa in ingresso	-15.9		-0.15
Potenza associata alla frazione solida della barbotina in ingresso	135.8		1.25
Potenza richiesta per riscaldare e far evaporare l'acqua contenuta nella barbotina		7696.1	70.86
Potenza richiesta per riscaldare l'atomizzato da 39 a 55 °C		155.2	1.43
Potenza associata al prodotto atomizzato in uscita		291.1	2.68
Potenza dispersa dalle pareti dell'atomizzatore		552.1	5.08
Potenza associata all'aria esausta in uscita dall'atomizzatore		2018.7	18.59
Potenza dissipata dal bruciatore		148.1	1.36
Quadratura in ingresso/uscita	63.8		0.59
Potenza totale	10861.3	10861.3	100.00

Tabella 11– Stati fisici delle correnti gassose – CONFIGURAZIONE CON MOTORE ENDOTERMICO

		Aria combustione e diluizione	Fumi esausti da motore	Gas naturale	Aria calda ingresso torre	Aria esausta umida al camino
portata	[kg/s]	10.96	6.53	0.151	17.63	22.26
	[m³/s]	10.41	10.62	0.011	38.69	26.06
	[Nm³/h]	30,639	18,673	779	50,062	68,138
massa molare	[kg/kmol]	28.86	28.2	16.38	28.42	26.36
temperatura	[°C]	89	333	25	550	103
entalpia ⁶	[kJ/kg]	64.83	337	-	576	90.69
N ₂	[% vol]	77.29	73.34	-	74.67	59.84
O ₂	[% vol]	20.74	9.38	-	13.22	11.05
CO ₂	[% vol]	0.03	5.19	-	3.45	2.54
H ₂ O	[% vol]	1.01	11.21	-	7.76	25.85
Ar	[% vol]	0.93	0.88	-	0.90	0.72

Analizzando i risultati ottenuti è possibile fare le seguenti osservazioni:

- rispetto alla configurazione 2, risultano significative le portate volumetriche in ingresso mediante l'aria di combustione e di diluizione, pari complessivamente a 30,639 Nm³/h.
- la potenza termica in ingresso mediante i fumi di combustione è significativamente ridotta rispetto alla configurazione 2. Tale riduzione è legata sia ad una minor portata di fumi a disposizione (18,673 Nm³/h nella configurazione 3 contro i 45,260 Nm³/h della configurazione 2), sia ad una minor temperatura degli stessi (333 °C contro 527 °C).
- L'aumento di temperatura, dovuta al preriscaldamento dell'aria di diluizione mediante il circuito di raffreddamento motore, si traduce quindi in un aumento dell'entalpia dei reagenti in ingresso al sistema;
- nel caso di utilizzo di un motore endotermico, l'apporto energetico dato dai fumi di scarico è meno significativo rispetto alla configurazione con turbogas. La percentuale di fabbisogno termico complessivo coperta mediante i fumi del motore è pari al 20%. A tale percentuale si aggiunge il

⁶ Valutata con riferimento a 25 °C e 1 bar

contributo dell'aria di diluizione che, grazie al preriscaldamento, permette di coprire un ulteriore 5% del fabbisogno; resta quindi prevalente il ruolo del post-bruciatore LOS per il processo di atomizzazione;

- il consumo di gas naturale, pari a 0.151 kg/s, seppur ridotto (-28%) rispetto alla configurazione 1, risulta maggiore rispetto alla configurazione con turbina a gas;
- il consumo termico specifico del processo risulta pari a 796 Kcal/kg_{H₂O}.
- anche per quest'ultima configurazione analizzata, la ripartizione percentuale delle potenze in uscita risulta praticamente invariata rispetto alla configurazione di partenza;
- la portata di aria umida a camino è pressoché invariata rispetto alla configurazione 1, di poco superiore ai 68,000 Nm³/h; risulta invece ridotto il contenuto in volume di ossigeno pari rispettivamente all' 11.0% vol. (o al 14.9 % vol. con riferimento all'aria secca).

5 Analisi e quantificazione dei vantaggi ambientali associati alla cogenerazione

Per una valutazione comprensiva dei benefici associati all'utilizzo di un sistema cogenerativo, è di fondamentale importanza analizzare anche gli aspetti ambientali (i.e., le emissioni di sostanze inquinanti) associati alla produzione combinata di energia e calore.

A tale scopo, la norma UNI 8887-2014 [15], introduce due differenti metodologie di calcolo: il "metodo della caldaia evitata" ed il "metodo dell'ESI", rispettivamente basate sulla valutazione degli inquinanti con un approccio locale e globale.

Il dettaglio, il "metodo della caldaia evitata" quantifica il beneficio ambientale del sistema cogenerativo scontando alle emissioni prodotte dal motore primo quelle relative ad una caldaia tradizionale utilizzata, in alternativa al motore, per la produzione della stessa quantità di energia termica.

La metodologia basata sull'indice di risparmio ambientale o "Emission Savings Index" confronta invece le emissioni del sistema cogenerativo con quelle di due ipotetici processi convenzionali che producono, separatamente, la stessa energia elettrica e termica. In questo caso, il beneficio della produzione combinata è quindi valutato su scala globale.

Con riferimento al caso studio in oggetto, l'energia termica generata dal cogeneratore ed utilizzata nel processo di essiccamento, come ampiamente discusso nei paragrafi precedenti, contribuisce a soddisfare il fabbisogno termico complessivo ma, nella quasi totalità dei casi, non sostituisce completamente l'apporto termico del bruciatore. Infatti, come evidenziato nelle schematizzazioni di Figura 4, sia in caso di recupero termico da turbogas, sia nel caso di recupero da motori a combustione interna, è necessaria la presenza di un post-bruciatore per innalzare il contenuto entalpico dei fumi di scarico e garantire quindi il corretto funzionamento dell'atomizzatore.

Pertanto, il confronto tra la soluzione non cogenerativa e quella cogenerativa deve necessariamente includere, nel perimetro di valutazione delle emissioni inquinanti, anche la presenza del post-bruciatore sia che si adotti un approccio "locale" che "globale". La schematizzazione, riportata in Figura 31 con riferimento ad un approccio di valutazione e confronto "locale", evidenzia come, nel caso di utilizzo del cogeneratore il confronto corretto vada effettuato a parità di energia termica complessivamente richiesta dal processo includendo, quindi, anche il contributo delle emissioni legate al consumo di gas naturale nel post-bruciatore. Pertanto, si è ritenuto opportuno definire un nuovo metodo di valutazione, alternativo a quello della caldaia evitata, al caso studio specifico in oggetto. Tale metodo, di carattere generale, risulta quindi applicabile in tutti i casi in cui alla produzione termica del sistema cogenerativo sia necessario integrare l'utilizzo di un sistema a combustione tradizionale per garantire le stesse condizioni (i.e., produzione termica) della situazione non cogenerativa di partenza.

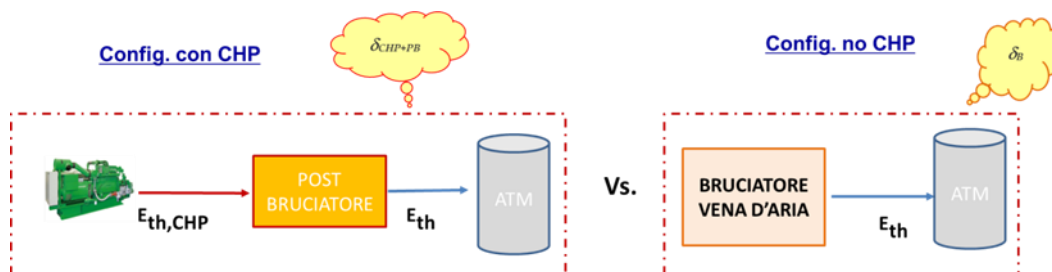


Figura 31- Soluzione cogenerativa e non cogenerativa a confronto per soddisfare il fabbisogno termico dell'atomizzatore

5.1 Il metodo dell'energia elettrica evitata

Per ciascun agente gassoso inquinante, si definisce emissione equivalente del sistema integrato (cogeneratore e post-bruciatore), la differenza tra l'emissione effettiva del sistema e quella relativa ad un sistema non cogenerativo utilizzato per produrre la stessa quantità di energia elettrica. In assenza del

cogeneratore, l'energia elettrica necessaria a soddisfare le richieste del processo di produzione è tipicamente prelevata dalla rete elettrica nazionale. Pertanto, l'indicatore proposto valuta il doppio effetto utile garantito dal sistema cogenerativo (produzione elettrica e termica) scontando, al sistema integrato, le emissioni evitate del parco elettrico di generazione nazionale.

L'emissione "evitata" ($\delta_{avoid,i}$), con riferimento all'*i-esima specie* inquinante, è valutata attraverso la seguente equazione:

$$\delta_{avoid,i}[\text{mg/kWh}_{\text{th,CHP}}] = \delta_{PARCO,i} \frac{\eta_{el,CHP}}{\eta_{th,CHP}} \quad (5.1)$$

dove

- $\delta_{PARCO,i}$ rappresenta l'emissione dell'*i-esima specie* inquinante del parco di generazione elettrico nazionale espressa in massa d'inquinante per unità di energia elettrica prodotta (i.e., emissione output-based in mg/kWh_{el});
- $\eta_{el,CHP}$ e $\eta_{th,CHP}$ rappresentano, rispettivamente, il rendimento elettrico e termico del sistema cogenerativo.

Le emissioni evitate risultanti sono pertanto espresse con riferimento all'output termico del cogeneratore (i.e., $\text{mg/kWh}_{\text{th,CHP}}$).

L'emissione equivalente del sistema integrato ($\delta_{new,i}$) è quindi calcolata attraverso la seguente equazione:

$$\delta_{new,i}[\text{mg/kWh}_{\text{th}}] = \delta_{(CHP+PB),i} - \delta_{avoid,i} * \Lambda \quad (5.2)$$

dove

- $\delta_{(CHP+PB),i}$ rappresenta l'emissione dell'*i-esima specie* inquinante generata dal sistema integrato (cogeneratore e post-bruciatore), espressa in massa d'inquinante per unità di energia termica richiesta dal processo di atomizzazione;
- Λ è una quantità adimensionale (già introdotta nel paragrafo 3.2), definita come indicato nell'eq. (5.3), che rappresenta il contributo termico fornito dal cogeneratore rispetto al fabbisogno complessivo richiesto dal processo di atomizzazione.

$$\Lambda = \frac{E_{gas, CHP}}{E_{th}} \quad (5.3)$$

Tale variabile, come indicato nei risultati presentati in Figura 23, assume valori differenti a seconda della tipologia di motore primo utilizzato: valori tipici nel caso di utilizzo di motori endotermici sono compresi tra il 25 ed il 45% mentre valori significativamente più alti sono raggiungibili nel caso di utilizzo di turbine a gas (60-80%).

Il beneficio ambientale legato all'utilizzo del cogeneratore viene infine valutato confrontando le emissioni equivalenti del sistema integrato ($\delta_{new,i}$) con quelle del sistema originario non cogenerativo (i.e., bruciatore in vena d'aria, δ_B):

$$\delta_{new,i} < \delta_{B,i} \quad (5.4)$$

Se l'eq. (5.4) è soddisfatta allora l'utilizzo del cogeneratore comporta una riduzione dell'emissione dell'*i-esima specie* inquinate rispetto alla configurazione non cogenerativa. Il risparmio conseguibile ($\delta_{resp,i}$) è calcolato come segue:

$$\delta_{resp,i}[\text{mg/kWh}_{\text{th}}] = \delta_{B,i} - \delta_{new,i} \quad (5.5)$$

5.1 L'indice di Risparmio ambientale o Emission Saving Index

Per ciascun agente inquinante, si definisce indice di risparmio ambientale o "Emission Saving index" (ESI) la differenza relativa fra l'emissione del sistema integrato (cogeneratore e post-bruciatore) e quella di due processi convenzionali che producono, separatamente, le stesse quantità di energia elettrica e termica. Le emissioni della cogenerazione vengono confrontate con le emissioni della produzione separata di elettricità e calore. In particolare, lo scenario di generazione separata per il caso applicativo in oggetto, indicato in Figura 32, è costituito dalla rete elettrica nazionale (A) e da un bruciatore in vena d'aria (B). Mentre le emissioni connesse alla configurazione cogenerativa (C) includono anche quelle del post-bruciatore. L'indice ESI è pertanto valutato come segue:

$$ESI = \frac{(A+B)-C}{A+B} \quad (5.6)$$

Dove $ESI > 0$ indica una convenienza, in termini ambientali, all'utilizzo della produzione combinata rispetto a quella separata.

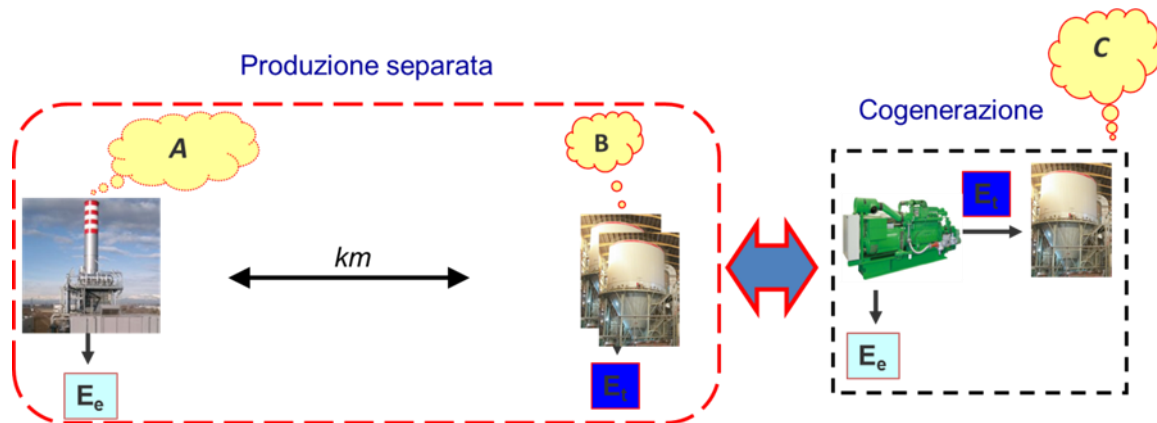


Figura 32- Confronto tra produzione separata e cogenerativa nella valutazione dell'indice ESI

5.2 Valutazione dei vantaggi ambientali: caso applicativo

Il presente paragrafo è dedicato ad una valutazione quantitativa dei benefici ambientali associati all'utilizzo di un sistema cogenerativo all'interno di uno stabilimento di produzione di piastrelle di ceramica. Entrambe le metodologie precedentemente proposte e dettagliate verranno applicate considerando sia una configurazione con turbina a gas cogenerativa, sia una configurazione con motore endotermico cogenerativo.

La valutazione delle emissioni per il sistema integrato è stata effettuata considerando, per le diverse configurazioni, i valori di emissioni garantiti da costruttore. In Tabella 12 si riportano le concentrazioni delle due diverse specie inquinanti (CO ed NO_x), garantite a camino [16], con riferimento ai tre assetti possibili (bruciatore in vena d'aria, turbogas con post-bruciatore flue fire e motore a combustione interna con post-bruciatore los). Le concentrazioni a camino indicate sono riferite all'aria esausta secca (al 5% in vol. di O₂) in condizioni nominali di funzionamento del sistema. E' importante sottolineare come le concentrazioni garantite risultino indipendenti dalla taglia dell'atomizzatore (i.e., capacità evaporativa nominale) e variabili solo con la configurazione adottata. In particolare, si nota come la configurazione 2 si contraddistingua per i valori più elevati in termini di CO (320 ppmvd), mentre la produzione di NO_x risulta massima nel caso di assetto non cogenerativo (117 ppmvd, Configurazione 1 - bruciatore in vena d'aria).

Tabella 12- Concentrazioni di specie inquinanti garantiti a camino per le tre diverse configurazioni [16]

Configurazione	CO @5 % O ₂		NO _x @5 % O ₂	
	ppmvd	mg/Nm ³	ppmvd	mg/Nm ³
1- BRUCIATORE VENA D'ARIA	160	200	117	240
2- POST-BRUCIATORE LOS CON MCI	320	400	49	100
3- POST-BRUCIATORE FLUE FIRE CON TG	37	46	62	127

Sulla base dei dati indicati in Tabella 12, la ricostruzione al calcolatore delle tre configurazioni, descritta in precedenza nel Capitolo 4, ha permesso di ottenere, per ciascuna specie inquinante considerata, portate, concentrazioni e fattori di emissione (con riferimento all'energia termica richiesta dal processo) indicati in Tabella 13.

Tabella 13-portate e concentrazioni delle diverse specie inquinanti ricavate mediante simulazione al calcolatore

INQUINANTE	Conf. 1- BRUCIATORE VENA D'ARIA	Conf. 2- LOS CON MCI	Conf. 3- FLUE FIRE CON TG
PORTATE IN MASSA			
NO _x [kg/h]	2.75	1.92	2.04
CO [kg/h]	2.29	7.63	0.74
CO ₂ [kg/h]	2028	3361	2826
CONCENTRAZIONI (rif. aria secca esausta al 5 % vol. O₂)			
NO _x [mg/Nm ³]	236	99	126
CO [mg/Nm ³]	197	395	46
CO ₂ [g/Nm ³]	174	174	174
FATTORI DI EMISSIONE OUTPUT-BASED			
NO _x [mg/kWh _{th}]	269	188	201
CO [mg/kWh _{th}]	224	749	73
CO ₂ [g/kWh _{th}]	198	330	279

Il prelievo da rete elettrica nazionale è il metodo alternativo all'utilizzo del cogeneratore. Si riportano in Tabella 14 i fattori di emissione output-based (mg/kWh_{el} o g/kWh_{el}) del parco elettrico di generazione nazionale ($\delta_{PARCO,i}$), per tipologia di specie inquinante considerata (NO_x , CO e CO_2), con riferimento ai valori indicati nel Rapporto ISPRA per il 2018 [17].

Tabella 14- Fattori di emissione ($\delta_{PARCO,i}$) per tipologia di inquinante da produzione termoelettrica nazionale per l'anno 2018 [17].

SPECIE INQUINANTE	valore
NO_x [mg/kWh_{el}]	218.4
CO [mg/kWh_{el}]	93.4
CO_2 [g/kWh_{el}]	444.4

In Figura 33, Figura 34 e Figura 35 è mostrato l'andamento delle emissioni evitate ($\delta_{avoid,i}$), ricavato applicando l'eq. 5.1, al variare del rapporto tra rendimenti del cogeneratore ($\eta_{el,CHP}/\eta_{th,CHP}$), rispettivamente per NO_x , CO e CO_2 . L'analisi parametrica condotta evidenzia un aumento delle emissioni evitate all'aumentare delle prestazioni elettriche del sistema cogenerativo. I valori del rapporto elettrico su termico caratteristici dei motori a combustione interna e delle turbine a gas sono evidenziati nelle figure. Il risparmio di emissioni di NO_x (Figura 33) risulta compreso tra i 50 ed i 350 $\text{mg/kWh}_{th,CHP}$. Valori inferiori, compresi tra i 20 ed i 150 $\text{mg/kWh}_{th,CHP}$ sono raggiungibili in termini di CO (Figura 34) mentre il fattore di emissione evitate per la CO_2 (Figura 35) è compreso tra i 100 ed i 750 $\text{g/kWh}_{th,CHP}$.

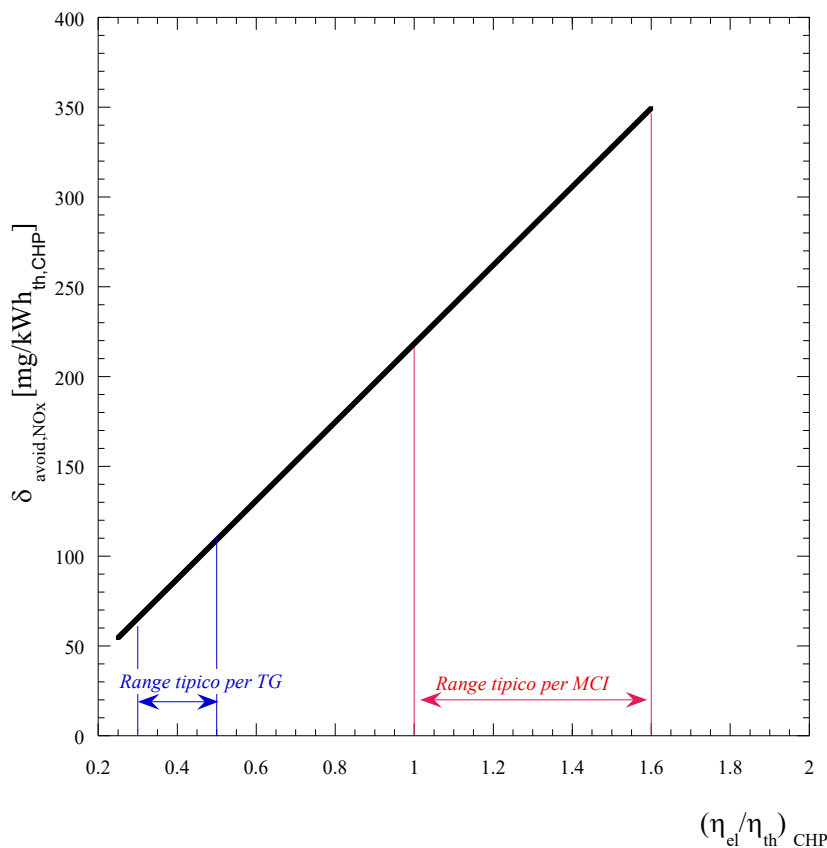


Figura 33- Andamento delle emissioni evitate di NO_x al variare del rapporto tra rendimento elettrico e rendimento termico

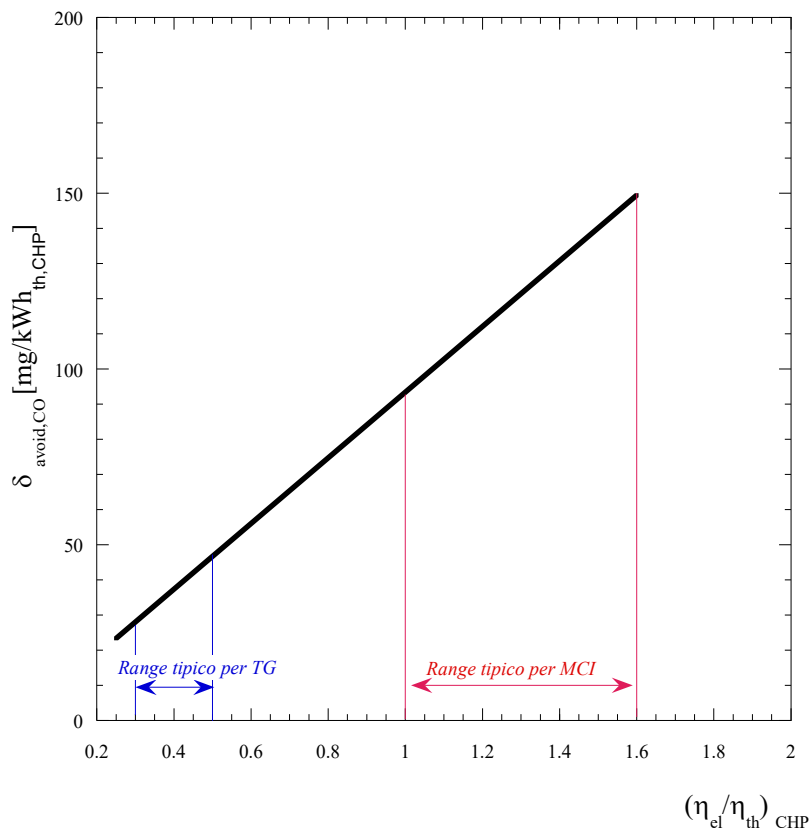


Figura 34- Andamento delle emissioni evitate di CO al variare del rapporto tra rendimento elettrico e rendimento termico

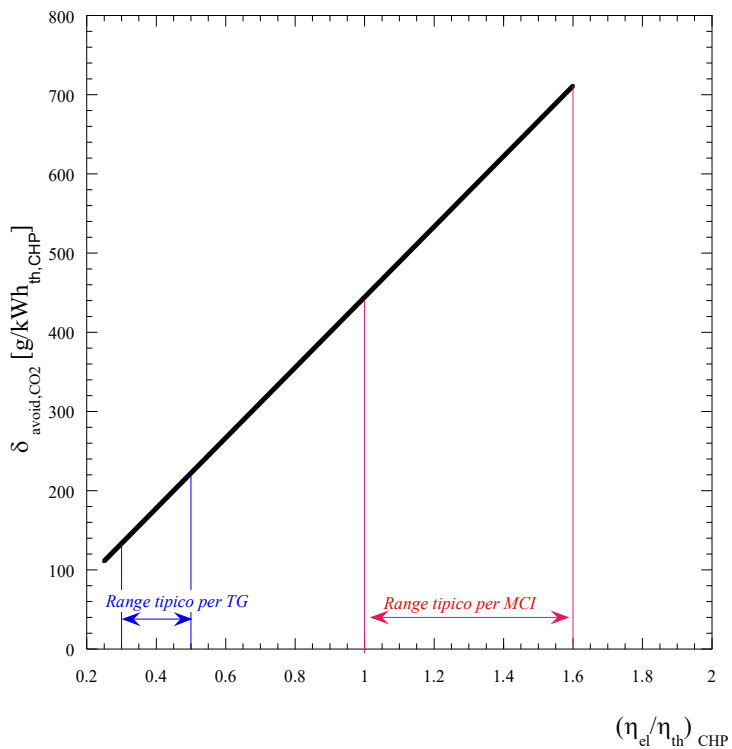


Figura 35- Andamento delle emissioni evitate di CO₂ al variare del rapporto tra rendimento elettrico e rendimento termico

Con riferimento ai motori primi precedentemente scelti (*configurazione 2* - motore JENBACHER JMS624 GS con $\eta_{el,CHP}/\eta_{th,CHP} = 1.57$ e valore di Δ pari a 0.27; *configurazione 3*- turbina a gas GE LM500 con $\eta_{el,CHP}/\eta_{th,CHP} = 0.45$ e Δ pari a 0.81), in Tabella 15 si riportano i fattori di emissioni reali ($\delta_{(CHP+PB),i}$) ed equivalenti ($\delta_{new,i}$) ottenuti per le due configurazioni applicando il metodo descritto ed i risparmi conseguibili ($\delta_{risp,i}$) rispetto alla configurazione con bruciatore in vena d'aria ($\delta_{B,i}$).

Entrambe le configurazioni portano ad un risparmio significativo in termini di NO_x (173 mg/kWh_{th} nel caso di motore e 147 mg/kWh_{th} per la configurazione con turbina a gas). Una riduzione del CO si osserva solamente con l'adozione della configurazione 2 (185 mg/kWh_{th}) rimanendo pertanto anche le emissioni equivalenti di CO, nel caso di utilizzo di motore, superiori rispetto alla configurazione non cogenerativa. Infine, per quanto riguarda le emissioni di CO₂ si assiste, in entrambi i casi, ad una riduzione, più significativa nel caso di utilizzo di turbina a gas (81 g/kWh_{th} contro 57 g/kWh_{th} relativi all'utilizzo del MCI).

Tabella 15- Fattori di emissioni reali, equivalenti e risparmi ottenuti per le configurazioni analizzate

	Configurazione 2 LOS CON MCI			Configurazione 3 FLUE FIRE CON TG		
	$\delta_{(CHP+PB),i}$	$\delta_{new,i}$	$\delta_{risp,i}$	$\delta_{(CHP+PB),i}$	$\delta_{new,i}$	$\delta_{risp,i}$
$NO_x [mg/kWh_{th}]$	188	96	173	201	122	147
$CO [mg/kWh_{th}]$	749	709	- 485	73	39	185
$CO_2 [g/kWh_{th}]$	330	141	57	279	117	81

Infine, in Tabella 16 si riportano i valori percentuali dell'indice ESI calcolato per le tre tipologie di specie inquinanti considerate. Il confronto tra la produzione separata e quella cogenerativa è stato effettuato a parità di energia elettrica (4 MWh) e termica (10 MWh) prodotta, considerando i fattori di emissione della produzione separata indicati in Tabella 14 ed in Tabella 15, rispettivamente per il parco di generazione elettrica ed il bruciatore in vena d'aria.

I risultati ottenuti mostrano una convenienza nell'adozione della soluzione cogenerativa per tutte le tipologie di emissioni inquinanti ad eccezione del CO nella configurazione 2. Il risparmio di NO_x risulta variabile tra il 47% ed il 44%, mentre la percentuale di risparmio in termini di CO₂ è compresa tra il 12% ed il 26%. La riduzione del CO, nel caso di utilizzo del turbogas cogenerativo, è pari al 72%.

Tabella 16- Emission Saving Index per tipologia di emissioni inquinate

	Configurazione 2 LOS CON MCI	Configurazione 3 FLUE FIRE CON TG
ESI NO _x	47.1 %	43.5 %
ESI CO	-186.8 %	72.0 %
ESI CO ₂	12.3 %	25.8 %

6 Valutazione degli attuali criteri di qualificazione CAR: linee guida settoriali per la quantificazione del calore utile generato

Secondo la direttiva europea 2004/08/CE [18], relativa alla promozione della cogenerazione ad alto rendimento, si definisce calore utile il “quantitativo di calore prodotto in un processo di cogenerazione per soddisfare una richiesta economicamente giustificabile che sarebbe altrimenti soddisfatta a condizioni di mercato mediante processi di generazione di energia termica diversi dalla cogenerazione”.

Il Decreto Ministeriale DM 04/08/2011 [19] nell'allegato II “Calcolo della produzione da cogenerazione” definisce come esempi di calore utile “il calore utilizzato in processi industriali; ...i gas di scarico di un processo di cogenerazione utilizzati direttamente per essiccare”.

Con riferimento al documento “Linee guida per l'applicazione del Decreto Ministeriale dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011- Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) – Gennaio 2012” [12] la quantificazione del calore utile cogenerativo (H_{chp}), nel caso di utilizzo diretto dei gas di scarico del cogeneratore, è calcolata come differenza tra l'energia utile totale (H_{tot}), e l'energia non cogenerativa ($H_{non\ chp}$) utilizzata nel processo:

$$H_{chp} = H_{tot} - H_{non\ chp} \quad (6.1)$$

Come ampiamente descritto in precedenza, l'energia totale fornita al processo di essiccamento non è infatti esclusivamente attribuibile ai fumi di scarico in uscita dal sistema cogenerativo in quanto è presente anche un post-bruciatore ausiliario. Pertanto, nella quantificazione del calore utile cogenerativo, l'energia termica non cogenerativa va sottratta al calcolo del calore utile totale.

L'energia termica utile totale è definita come l'energia della massa d'acqua evaporata nell'atomizzatore rispetto alle condizioni ambientali:

$$H_{tot} = m_{H_2O} \cdot (h_{H_2O,out} - h_{H_2O,atm}) \quad (6.2)$$

dove:

- m_{H_2O} rappresenta la massa totale di acqua, contenuta nella barbottina, che evapora;
- $h_{H_2O,out}$ rappresenta l'entalpia specifica del vapore nelle condizioni di uscita dall'atomizzatore;
- $h_{H_2O,atm}$ rappresenta l'entalpia specifica dell'acqua con riferimento alle condizioni ISO (15 °C e 1.013 bar)³.

Data la difficoltà pratica che si presenta nel misurare direttamente le grandezze indicate nell'eq. (6.2), la quantità di acqua evaporata e l'entalpia specifica del vapore nelle condizioni di uscita dall'atomizzatore possono essere determinate mediante metodologie alternative ed indirette.

In particolare, il metodo più semplice per risalire alla quantità di acqua evaporata durante il processo consiste nel misurare la massa di barbottina in ingresso e la massa dell'atomizzato e calcolarne la differenza. In alternativa, possibili combinazioni da adottare per il calcolo della massa di acqua evaporata sono essere riassunte in Tabella 17.

³ Tale valore, come indicato nelle linee guida CAR è assunto costante e pari a 63 kJ/kg_{H₂O} ovvero 0,0175 kWh/kg_{H₂O}

Tabella 17– Metodi proposti per il calcolo della massa d’acqua evaporata

Grandezze misurate barbottina	Grandezze misurate atomizzato	Massa d’acqua evaporata
Umidità $U\%_1$	Umidità $U\%_2$ Massa totale m_2	$m_{H_2O} = m_2 \cdot \frac{(U\%_1 - U\%_2)}{(1 - U\%_1)}$
Umidità $U\%_1$ Massa totale m_1	Umidità $U\%_2$	$m_{H_2O} = m_1 \cdot \frac{(U\%_1 - U\%_2)}{(1 - U\%_2)}$
Massa totale m_1 Massa secca $m_{1,s}$	Umidità $U\%_2$	$m_{H_2O} = m_1 - \frac{m_{1,s}}{(1 - U\%_2)}$

Essendo necessario effettuare una determinazione oraria della grandezza $h_{H_2O,out}$, il ricorso per ciascuna misura alle tabelle del vapore renderebbe oltremodo difficoltoso lo svolgimento agevole dei calcoli. Per questa ragione è stata proposta una metodologia alternativa che permette la determinazione dell’entalpia sulla base del valore di temperatura misurato a camino. Questo algoritmo, ricavato sperimentalmente, definisce due relazioni lineari di dipendenza dell’entalpia dalla temperatura basate su ipotesi conservative⁸. Le relazioni lineari che possono essere utilizzate per ricavare, in maniera indiretta, i valori di $h_{H_2O,out}$ sono:

- **T ≤ 100°C:** $2651.4 + 1.620 \cdot (T-85)$ [kJ/kg];
- **T > 100°C:** $2675.0 + 2.043 \cdot (T-100)$ [kJ/kg];

L’energia in ingresso non cogenerativa è valutata come:

$$H_{non\ chp} = E_{in,GN} \cdot \eta_{ess} \quad (6.3)$$

dove $E_{in,GN}$ rappresenta l’energia di alimentazione al bruciatore ausiliario e η_{ess} è il rendimento dell’essiccatore definito come:

$$\eta_{ess} = \frac{H_{tot}}{E_{in,GN} + E_{gas,CHP} + E_{H_2O,CHP}} \quad (6.4)$$

dove $E_{gas,CHP}$ rappresenta l’energia termica dei gas di scarico del motore primo (si rimanda all’ eq. 3.1 e 3.2 per il calcolo di tale quantità secondo la normativa), mentre $E_{H_2O,CHP}$ rappresenta l’energia eventualmente recuperata (es. per il preriscaldamento dell’aria comburente dell’ATM) dal circuito a bassa temperatura, nel caso di utilizzo di MCI.

Le espressioni sopra indicate (Eq.i da 6.1 a 6.4) permettono quindi di quantificare il calore utile cogenerativo, secondo la normativa di riferimento, con riferimento all’utilizzo diretto dell’energia termica scaricata dal cogeneratore nel processo di essiccamento della barbottina.

6.1 Proposte di possibili metodologie di determinazione del calore utile cogenerativo

Le stesse linee guida ministeriali, nelle loro premesse, chiariscono che esse “*si pongono l’obiettivo di fornire indicazioni e dare delle regole generali illustrando i possibili casi che possono presentarsi, pur dando per scontata l’impossibilità di coprire la totalità delle singole fattispecie*”.

⁸ Il valore di entalpia di riferimento per temperatura inferiore a 100 °C è quello relativo al vapore saturo secco (titolo unitario) alla data temperatura. Questo valore è conservativo perché, a parità di temperatura, se il vapore fosse surriscaldato e quindi a una pressione parziale minore, l’entalpia sarebbe maggiore. Per temperatura superiore a 100 °C il dato di riferimento è quello del vapore surriscaldato alla data temperatura alla pressione atmosferica. Anche questo valore è conservativo perché, a parità di temperatura, se il vapore surriscaldato fosse a pressione parziale minore l’entalpia ricavata sarebbe maggiore.

In tal senso, obiettivo del presente paragrafo, è quello di evidenziare le peculiarità degli impianti installati presso le aziende ceramiche e le criticità individuate nella quantificazione del calore utile prevista da normativa. Pertanto, nel prosieguo, sono illustrate una serie di possibili proposte volte a coniugare le esigenze del corretto accertamento dei parametri rilevanti con i limiti obiettivi delle realtà impiantistiche presentate.

Metodologia 1. Determinazione del calore utile effettivamente fornito dal cogeneratore all’utenza termica di processo al quale è asservita (ATM).

È possibile individuare un modello di calcolo basato sul conteggio dell’energia termica effettivamente necessaria al processo di essiccamento al quale l’impianto di cogenerazione è asservito.

E’ importante evidenziare come risulti penalizzante assumere che l’energia termica fornita dall’impianto di cogenerazione sia solamente quella teoricamente necessaria per fare evaporare l’acqua contenuta nella barbottina. Come qualitativamente indicato nello schema di Figura 36, il calore introdotto nel processo è sì utilizzato in larga misura per consentire l’evaporazione dell’acqua contenuta nella barbottina ma, una quantità non trascurabile del calore introdotto, è altresì utilizzata per riscaldare l’atomizzato⁹ dalla temperatura di ingresso della barbottina sino alla temperatura di uscita. Inoltre, essendo il processo non adiabatico, una quota parte del calore introdotto è inevitabilmente persa attraverso le dispersioni termiche dell’involucro degli essiccatori a spruzzo. Pertanto, i due contributi di calore sensibile legati rispettivamente al prodotto atomizzato in uscita ed alle dispersioni termiche attraverso le pareti della macchina costituiscono due contributi intrinseci al processo di essicazione che dovrebbero essere inclusi nel calcolo del calore utile totale. La nuova quantificazione del calore utile totale (H'_{tot}) proposta è indicata nell’eq. 6.7:

$$H'_{tot} = H_{tot} + Q_{s,ATM} + Q_d \tag{6.7}$$

dove $Q_{s,ATM}$ e Q_d rappresentano, rispettivamente, il calore sensibile associato al prodotto atomizzato in uscita e il calore disperso legato alla non adiabaticità del sistema.

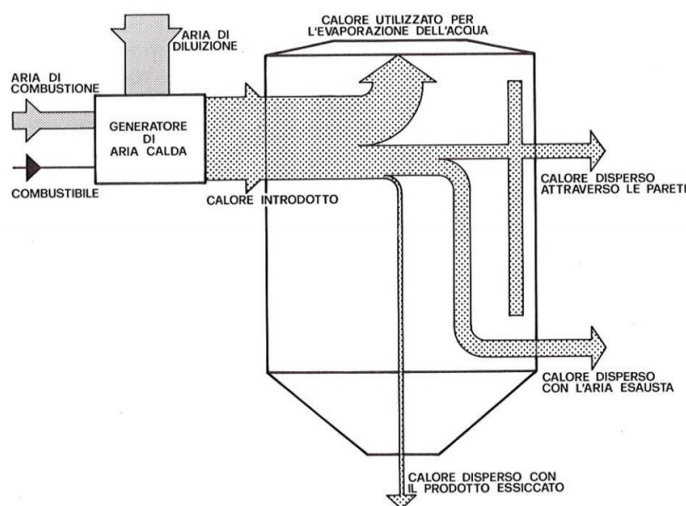


Figura 36- Schema di bilancio termico dell’essiccatoio a spruzzo

⁹ Si considera la frazione solida e la quantità di acqua non evaporata in quanto il calore sensibile legato al riscaldamento della frazione d’acqua contenuta nella barbottina che evapora è già conteggiato in H_{tot}

Al fine di determinare il peso dei diversi contributi di calore in uscita è stata eseguita un'analisi su una vasta campagna di misurazioni dirette su ATM (67 installazioni), precedentemente eseguite dal Centro Ceramico e da Confindustria Ceramica.

Tale analisi ha permesso di ricostruire i valori medi (x_i), deviazione standard campionaria (σ_i), intervallo di variazione ($x_i \pm \sigma_i$) ed intervallo di confidenza delle grandezze di interesse.

All'interno del campione analizzato, 29 sono le installazioni che prevedono il recupero di calore mentre 38 è il numero di installazioni che operano senza recupero.

In Figura 37 si riporta il valore percentuale della potenza in ingresso utilizzata per l'evaporazione dell'acqua in funzione della potenza totale in ingresso all'atomizzatore, con riferimento al campione analizzato. In Tabella 18 sono indicati il valore medio ricavato, la deviazione standard campionaria, l'intervallo di variazione e l'intervallo di confidenza al 95% sul valore medio calcolato.

Analogamente, Figura 38 ed in Tabella 19, sono presentati i risultati relativi al contributo percentuale del calore sensibile in uscita con l'aria esausta; in Figura 39 **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** ed in Tabella 20 il contributo percentuale del calore sensibile associato al prodotto atomizzato ed, infine, in Figura 40 ed in Tabella 21 la percentuale di calore perso per dispersioni attraverso le pareti dell'atomizzatore.

L'analisi dei risultati ottenuti ha permesso di ricavare le seguenti considerazioni:

- l'adozione del recupero di calore non influenza il valore della grandezza analizzata;
- non si individua un'influenza chiara rispetto alla taglia dell'atomizzatore (i.e., potenza termica in ingresso) sui valori delle grandezze ricavati;
- risulta evidente come la quota parte di potenza in ingresso utilizzata per l'evaporazione dell'acqua rappresenti il contributo principale, con un valore medio del campione analizzato pari al 72.6%;
- il calore perso con l'aria esausta in uscita dall'atomizzatore rappresenta, per importanza, il secondo contributo, con un valore medio pari al 17.9% del calore totale introdotto;
- il calore associato al prodotto atomizzato è pari al 2.4% del calore totale e, un contributo percentualmente analogo è associato alla potenza dispersa attraverso le pareti (pari al 2.8%);
- la mancata influenza della taglia del sistema sul valore di potenza termica dispersa attraverso le pareti è giustificabile considerando che il calcolo delle dispersioni, oltre alla superficie ed alla temperatura di parete del sistema, include anche l'influenza della temperatura ambiente circostante;
- il valore della deviazione standard campionaria risulta significativo (pari 1.9) solo con riferimento alla potenza dispersa attraverso le pareti mentre risulta estremamente contenuto negli altri casi;
- per ciascuna grandezza analizzata, all'interno dell'intervallo di variazione, risultano compresi oltre il 72 % dei dati.

In conclusione, l'analisi e l'elaborazione statistica effettuata sui dati a disposizione evidenziano come sia possibile assumere, in sostituzione delle misure dirette delle grandezze indicate nell'eq. (6.7), coefficienti settoriali che consentano la determinazione dell'energia utile complessivamente richiesta dal processo costituendo quindi uno strumento di standardizzazione e semplificazione del controllo in capo al GSE.

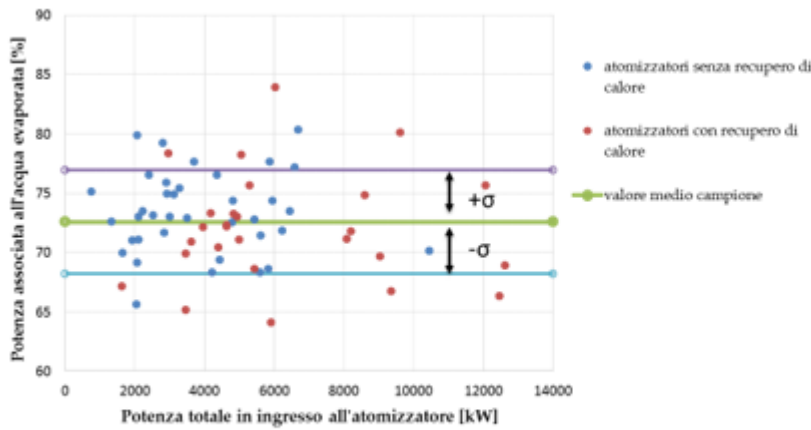


Figura 37 - potenza spesa per l'evaporazione dell'acqua in funzione della potenza totale in ingresso all'atomizzatore

Tabella 18- risultati statistici sulla % di potenza spesa per l'evaporazione

VALORE MEDIO (x) [%]	72.6
Deviazione standard campionaria (σ)	4.4
intervallo di variazione (x _{1σ})	[68.2; 76.9] 73% di dati
intervallo di confidenza al 95 % sul valore medio	[71.6; 73.7]

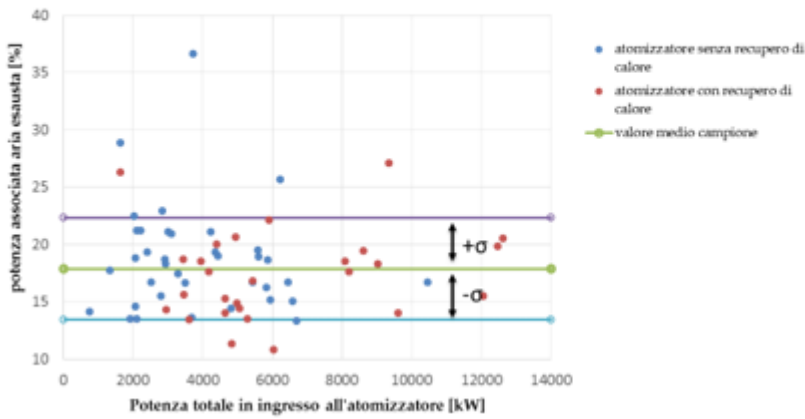


Figura 38 - potenza associata all'aria esausta in funzione della potenza totale in ingresso all'atomizzatore

Tabella 19- risultati statistici sulla % di potenza associata all'aria esausta

VALORE MEDIO (x) [%]	17.9
Deviazione standard campionaria (σ)	4.4
intervallo di variazione (x _{1σ})	[13.5; 22.3] 82% di dati
intervallo di confidenza al 95 % sul valore medio	[16.9; 18.9]

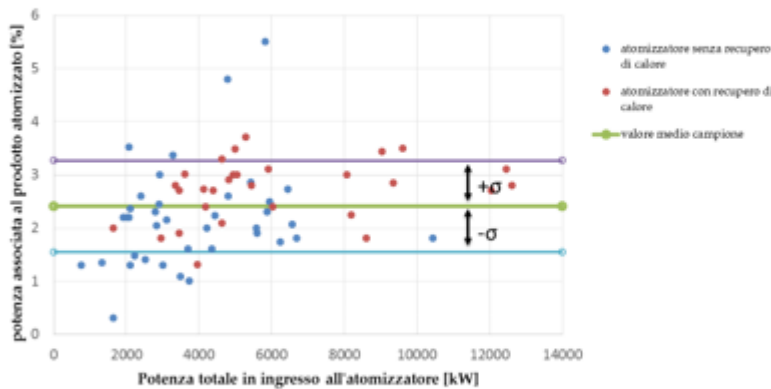


Figura 39- potenza associata al prodotto atomizzato in funzione della potenza totale in ingresso all'atomizzatore

Tabella 20- risultati statistici sulla % di potenza associata al prodotto atomizzato

VALORE MEDIO (x) [%]	2.4
Deviazione standard campionaria (σ)	0.9
intervallo di variazione (x _{1σ})	[1.5; 3.3] 73% dei dati
intervallo di confidenza al 95 % sul valore medio	[2.2; 2.6]

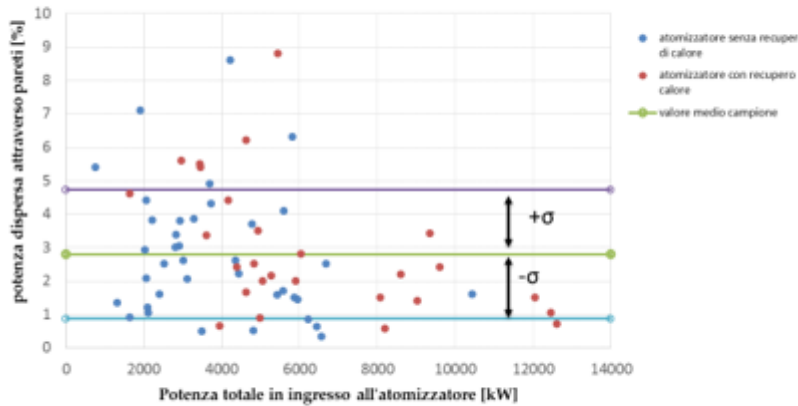


Tabella 21- risultati statistici sulla % di potenza dispersa attraverso pareti

VALORE MEDIO (\bar{x}) [%]	2.8
Deviazione standard campionaria (σ)	1.9
intervallo di variazione ($\pm\sigma$)	7.2% dei dati
intervallo di confidenza al 95 % sul valore medio	[2.35 ; 3.25]

Figura 40 – potenza dispersa attraverso le pareti in funzione della potenza totale in ingresso all'atomizzatore

Metodologia 2. Individuazione del confine del sistema di cogenerazione

Le applicazioni cogenerative presenti nelle imprese ceramiche Italiane prevedono tutte l'utilizzo diretto dei gas di scarico provenienti da turbine a gas o motori endotermici all'interno dell'ATM. Occorre quindi considerare che gli impianti di cogenerazione installati sono privi di scambiatori di calore. E' inoltre da rilevare come l'utilizzo diretto del calore cogenerato determina una situazione di particolare efficienza che caratterizza le applicazioni presenti nel settore ceramico.

Nell'assetto descritto, l'atomizzatore è infatti una macchina del processo ceramico ed è rilevante, rispetto all'impianto di cogenerazione, esclusivamente come "area" di utilizzo del calore utile prodotto. Nel DM 04/08/2011 Allegato II [19] "confini del sistema di cogenerazione" si precisa che "una unità di cogenerazione fornisce energia a un'area di consumo." "L'area di consumo è separata dalla unità di cogenerazione ma consuma l'energia prodotta da quest'ultima. [...] L'area di consumo può essere un processo industriale [...]".

Le precisazioni fornite nel Decreto, suggerirebbero quindi di conteggiare la quota parte di calore generato dall'impianto di cogenerazione e convogliato nell'ATM tutta come "calore utile", necessario al processo produttivo nella fase di essiccamento.

Rimane tuttavia da considerare che la temperatura dell'aria esausta in uscita dall'atomizzatore (tipicamente variabile tra i 90 °C ed i 110 °C) risulta superiore rispetto al valore di temperatura ambiente (valore che costituirebbe il limite massimo allo sfruttamento dei fumi).

Pertanto, si propone la seguente espressione per determinare la quantità di calore utile cogenerativo effettivamente utilizzato nel processo di essiccamento (H'_{chp}):

$$H'_{chp} = E_{gas,CHP} \cdot \varepsilon \quad (6.8)$$

con ε espresso come:

$$\varepsilon = \frac{(T_{gas,CHP} - T_{gas,out})}{(T_{gas,CHP} - T_{amb})} \quad (6.9)$$

Il fattore di correzione ε introdotto rappresenta l'efficienza di recupero dell'utilizzatore, inserito per tenere conto della reale temperatura di uscita dell'aria esausta dall'ATM ($T_{gas,out}$).

Assumendo una temperatura dei fumi in uscita dal cogeneratore ($T_{gas,CHP}$) pari a 500 °C ed una temperatura di uscita dall'ATM ($T_{gas,out}$) di 100 °C, il corrispondente valore di ε è pari a 0.825. Valore in linea con il dato presentato in Tabella 19.

All'espressione indicata nell'eq. 6.8 si aggiunge l'eventuale contributo dell'energia termica recuperata dal circuito a bassa temperatura e utilizzata, ad esempio, per il preriscaldamento dell'aria di pressurizzazione nel caso di utilizzo di motori a combustione interna. L'equazione finale risulta:

$$H'_{chp} = E_{gas,CHP} \cdot \varepsilon + E_{H2O,CHP} \cdot \quad (6.10)$$

Va evidenziato tuttavia come questa seconda metodologia proposta, a differenza della metodologia n°1, risulti influenzata dalla tipologia di motore primo utilizzato. Infatti, valori più elevati di temperatura allo scarico sono tipici della tecnologia turbogas mentre valori inferiori caratterizzano i motori a combustione interna. Da ciò potrebbe derivarne una maggior penalizzazione dei motori endotermici cogenerativi (ε inferiori) rispetto alle turbine a gas per quanto riguarda la valorizzazione del calore utile.

La misura diretta del calore inviato agli atomizzatori può essere eseguita operativamente con l'installazione di apparecchiature di misura ai confini dell'impianto (sonda di temperatura e portata sul condotto tra cogeneratore ed ATM) e a valle dell'eventuale camino di by-pass. Qualora l'installazione degli strumenti di misura necessari non sia possibile (tratti rettilinei non sufficientemente lunghi a garantire le prescrizioni indicate nella norma) la quantità di calore scaricata potrebbe essere dedotta mediante una valutazione indiretta come quella riportata nelle Eq.i 3.1 e 3.2.

7 Analisi delle possibili strategie di ottimizzazione dell'assetto cogenerativo nel processo ceramico

Nel presente paragrafo viene analizzata la possibilità di recuperare i flussi di calore di scarto, derivanti dal processo di produzione delle piastrelle di ceramica, mediante un Ciclo Rankine a fluido Organico (ORC) per la produzione di energia elettrica.

Il recupero del calore di scarto industriale consentirebbe infatti alle aziende di aumentare la loro efficienza energetica, riducendo così l'impatto ambientale e migliorando la competitività e la sicurezza energetica per l'intera comunità. Tuttavia, i progetti di recupero del calore di scarto, anche se allo stato dell'arte per le aziende più grandi, presentano ancora un enorme potenziale di ottimizzazione. Il loro tasso di implementazione è ancora basso, con una conseguente significativa quantità di calore refluo nelle industrie ad alta intensità di risorse e di energia [20].

Con riferimento al processo di produzione delle piastrelle di ceramica dettagliato nel Cap.2 (vedasi Figura 1), i potenziali flussi di calore che non vengono comunemente recuperati negli stabilimenti produttivi dotati di un impianto cogenerativo, corrispondono al calore di scarto in uscita dagli essiccatoi ed al calore derivante dai fumi dei forni di cottura e dall'aria usata per il raffreddamento degli stessi.

Questi contributi sono caratterizzati da un basso contenuto entalpico, dovuto alle ridotte temperature in gioco che non superano tipicamente i 250 °C; temperature che non sono però generalmente compatibili con l'adozione di tradizionali cicli Rankine a vapore d'acqua.

Il ciclo Rankine a vapore è, infatti, il sistema più efficace per convertire energia termica ad elevate temperature in grossi sistemi centralizzati, ma non per impianti di media o piccola taglia che sfruttano temperature medio-basse, nei quali si possono riscontrare una serie di problematiche legate all'utilizzo dell'acqua come fluido operativo, quali: impossibilità di surriscaldare il fluido per prevenire la formazione di condensato durante l'espansione, rischio di erosione delle pale della turbina, pressioni operative eccessive del vapore e la conseguente necessità di impiegare turbine con architetture complesse e costose.

Una soluzione risiede nell'utilizzare come fluido di operativo, fluidi diversi dall'acqua. Con questo intento nascono i sistemi a ciclo Rankine a fluido organico (ORC), i quali lavorano con fluidi organici, caratterizzati da un più elevato peso molecolare e una più bassa temperatura critica rispetto all'acqua. I sistemi ORC presentano una serie di caratteristiche che li rendono particolarmente appropriati per applicazioni di recupero di calore di scarto da processi industriali, quali: ridotto calore necessario al processo di evaporazione, ridotte temperature e pressioni massime di esercizio, ridotto grado di surriscaldamento richiesto, e ridotti salti di temperatura e di pressione tra evaporazione e condensazione che permettono di utilizzare turbine più semplici, anche a singolo stadio di espansione. In più, data la loro semplice architettura, i sistemi ORC, rispetto ai cicli Rankine tradizionali, sono anche in grado di operare su un più ampio range di condizioni di funzionamento ai carichi parziali con un'ottima flessibilità [21].

Obiettivo del presente capitolo è quindi quello di valutare la fattibilità tecnica ed economica legata all'utilizzo di un sistema ORC alimentato da una sorgente termica con caratteristiche analoghe al calore di scarto disponibile in un generico stabilimento di produzione di piastrelle di ceramica.

L'analisi è stata effettuata ottimizzando, in primo luogo, la scelta dei principali parametri operativi di progetto, quali il fluido operativo e il valore della pressione di evaporazione, per determinare le prestazioni energetiche del sistema ORC nel suo funzionamento ottimale. Sulla base dei risultati energetici ottenuti, è stata effettuata una preliminare valutazione economica dell'investimento, considerando due diversi scenari in termini di gestione dell'energia producibile dal sistema ORC.

7.1 Modellazione del sistema ORC proposto

L'architettura del sistema di recupero calore proposta è quella che corrisponde ad un ciclo ORC sub-critico, surriscaldato con rigenerazione. Il ciclo analizzato prevede che:

- il fluido organico non superi mai la sua pressione critica. Nonostante questa configurazione conduca ad un aumento nelle irreversibilità legate allo scambio termico, sulla base dell'esperienza industriale,

operare in condizioni subcritiche, presenta molteplici vantaggi. I cicli sovracritici, infatti, comportano valori di pressioni operative superiori (oltre il valore di pressione critica, per dato fluido) e, di conseguenza, un aumento delle problematiche di gestione e sicurezza con un conseguente aumento dei costi d’investimento dovuti all’acquisto di materiali speciali [22].

- Il fluido organico raggiunga lo stato di vapore surriscaldato all’uscita dell’evaporatore/ingresso espansore; esiste quindi un grado di surriscaldamento ottimale che permette di ottenere la massima produzione di potenza elettrica. Dove il grado di surriscaldamento risulta essere direttamente correlato alla pressione di evaporazione imposta.
- Sia presente uno scambiatore rigenerativo, che ha la funzione di preriscaldare il fluido in ingresso all’evaporatore, sfruttando il contenuto entalpico ancora posseduto dal fluido esausto in uscita dall’espansore.

I principali elementi che costituiscono il sistema ORC sono schematizzati in Figura 41, e comprendono: un evaporatore, una turbina, un condensatore, una pompa ed uno scambiatore rigenerativo. La sorgente di calore è costituita dal flusso di calore recuperato (i.e., da aria calda in uscita dagli essiccatoi, e/o dai fumi di combustione in uscita dai forni di cottura e/o dall’aria di raffreddamento dei forni di cottura). La sorgente fredda, atta a raffreddare il fluido organico all’interno del condensatore, è invece costituita da aria ambiente.

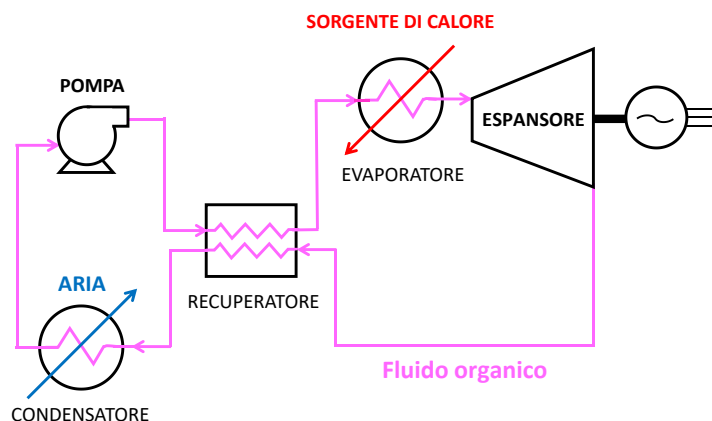


Figura 41- Schema del ciclo ORC subcritico e recuperato.

Il sistema ORC è stato modellato e simulato tramite il software commerciale Thermoflex [14]. Per riprodurre il funzionamento del sistema, la configurazione proposta in Figura 41, è stata ricostruita (vedasi Figura 42) selezionando i seguenti componenti all’interno della libreria del software:

- due scambiatori generici (componenti 3 e 4), che rappresentano rispettivamente evaporatore e recuperatore del ciclo ORC;
- un espansore (componente 1 in Figura 42) ed una pompa (componente 6 in Figura 42);
- un condensatore (componente 5 in Figura 42);
- un componente (componente 7 in Figura 42) denominato “Refrigerant specification”, necessario per imporre le specifiche del fluido circolante all’interno del ciclo.
- due sorgenti (componenti 10 e 8 in Figura 42) i quali riproducono rispettivamente l’ingresso della sorgente calda all’evaporatore e della sorgente fredda al condensatore;
- i componenti 9 e 2 in Figura 42, che rappresentano lo scarico in ambiente dei flussi in atmosfera.

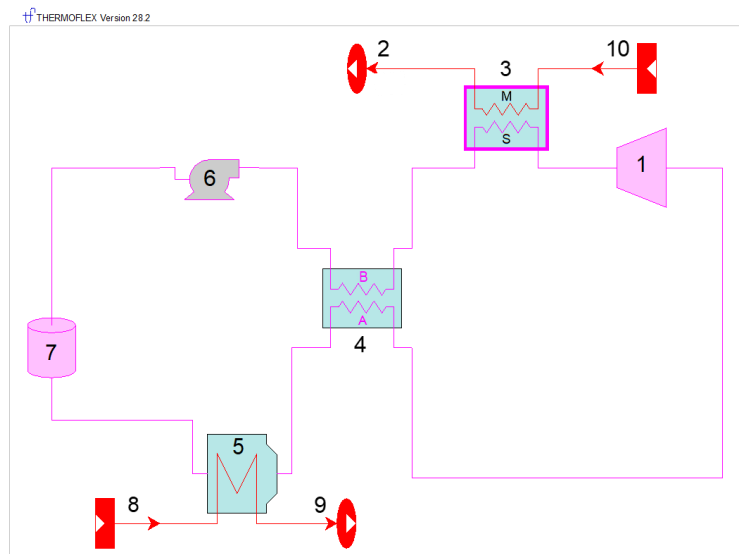


Figura 42– Layout del sistema ORC riprodotto in ambiente Thermoflex.

Per ciascun componente sono state individuate caratteristiche prestazionali e vincoli di funzionamento, scelti in linea con lo stato dell'arte della tecnologia [23], nel dettaglio:

- la temperatura minima della sorgente calda in uscita dall'evaporatore è assunta pari a 100 °C nel caso in cui la sorgente sia costituita da prodotti di combustione, per evitare fenomeni di rugiada acida. Non è stato imposto invece alcun vincolo nel caso in cui la sorgente sia costituita da aria.;
- il rendimento politropico della turbina è stato scelto pari all' 80%;
- il rendimento politropico della pompa è stato scelto pari al 60%;
- la pressione di condensazione del fluido organico può essere stimata pari alla pressione di saturazione del fluido organico alla temperatura della sorgente fredda + 10 °C. Nel caso in cui questa pressione sia inferiore ad un valore di 0.3 bar, quest'ultima viene imposta pari a 0.3 bar, per evitare pressioni eccessivamente basse, le quali richiederebbero investimenti elevati per l'impiego di componenti di impianto idonei;
- l'efficienza del recuperatore è stata assunta pari all' 80%;
- il minimo pinch point agli scambiatori di calore è assunto pari 5 °C
- il sotto-raffreddamento del liquido in uscita dal condensatore è assunto pari a 3°C;
- le perdite di carico del fluido negli scambiatori di calore sono considerate pari all'1 %;
- infine, le condizioni dell'aria ambiente, utilizzata come sorgente fredda, sono state assunte pari alle condizioni ISO.

Come dettagliato in seguito, le simulazioni sono state effettuate al variare della potenza termica in ingresso all'evaporatore, considerando due diverse composizioni della sorgente di calore (i.e., aria ambiente e fumi provenienti dai forni di cottura) e tre diversi livelli di temperatura. Per ciascun valore di temperatura di sorgente sono state analizzate tre diverse tipologie di fluidi organici, analizzando, per ciascun fluido, il valore di pressione di evaporazione ottimale.

7.2 Scenari analizzati

Le prestazioni del sistema ORC sono state simulate per un ampio range di condizioni al contorno in termini di temperatura di sorgente calda e potenza termica disponibile in ingresso all'evaporatore. I casi analizzati sono riassunti in Tabella 18 che costituisce una sorta di matrice delle simulazioni, i cui risultati saranno utilizzati per costruire una mappa delle prestazioni attese dal sistema ORC, al variare delle possibili condizioni operative. In particolare, sono stati considerati tre differenti livelli di temperatura della sorgente calda

corrispondenti a 100, 150 e 200 °C. Per ciascun livello, la potenza termica disponibile all'evaporatore del sistema ORC è stata fatta variare tra i 50 e i 500 kW.

Tabella 22- Scenari analizzati di funzionamento del sistema ORC.
Caratteristiche sorgente termica

fluido	Temperatura	Potenza termica
Aria uscita essiccatoi/aria di raffreddamento forni di cottura	100 °C	50-500 kW
	150 °C	
Fumi da forni di cottura	200 °C	

Con riferimento al processo di produzione delle piastrelle di ceramica, descritto nel Cap. 2, gli scenari a temperatura di sorgente compresa tra i 100 e i 150 °C fanno riferimento al recupero di calore dall'aria in uscita dagli essiccatoi e/o dall'aria usata per il raffreddamento dei forni di cottura; il caso a 200 °C corrisponde invece al recupero di calore proveniente dai fumi dei forni di cottura¹⁰.

Per quanto riguarda il sistema ORC, un aspetto importante da valutare è la scelta del fluido di lavoro: i fluidi utilizzabili sono numerosi e la scelta di impiegarne uno piuttosto che un altro può influenzare fortemente le performance di questi sistemi. Un'indagine preliminare si è quindi resa necessaria per stabilire sia il fluido operativo più idoneo per ciascun livello di temperatura analizzato, sia la pressione di evaporazione ottimale. I fluidi selezionati per l'analisi sono stati scelti tra i fluidi più comunemente utilizzati, in base allo stato dell'arte delle applicazioni di recupero di calore [24]. In particolare, sono stati presi in considerazione fluidi organici caratterizzati da valori della temperatura critica simile a quella operativa, in quanto diversi studi dimostrano essere i più performanti [24]. La lista dei fluidi organici simulati per ogni livello di temperatura è riportata di seguito per livello di temperatura di sorgente calda, $T_{sorgente}$:

- $T_{sorgente} = 100$ °C – fluidi analizzati: R152a, R134a, R245fa;
- $T_{sorgente} = 150$ °C – fluidi analizzati: R152a – MM -Ciclopentano;
- $T_{sorgente} = 200$ °C – fluidi analizzati: MM – Ciclopentano - Benzene.

I fluidi organici selezionati appartengono a diverse famiglie: tra gli idrocarburi sono stati selezionati il ciclopentano e il benzene; tra i fluidi frigoriferi sono stati scelti l'R152a, l'R134a e l'R245fa, e infine, all'interno della famiglia dei silossani è stato scelto l'esametildisilossano (anche noto con l'acronimo MM). Le principali proprietà di questi ultimi sono state riportate in Tabella 23 ed in Figura 43, calcolate tramite l'utilizzo della libreria termodinamica CoolProp [25]. Si osserva che i valori di temperatura critica per i fluidi selezionati vanno da un valor minimo di 101 °C, relativo all'R134a, fino ad un massimo pari a 289 °C nel caso del benzene. I valori di pressione critica sono invece compresi tra un valore minimo pari a 36.5 bar, relativo all'R245fa, ed un massimo di 48.9 bar del benzene.

¹⁰ Composizione della corrente assunta

Componente	Frazione in volume [%]
N ₂	46.3
O ₂	10.97
CO ₂	1.885
H ₂ O	40.67
Ar	0.1742

Tabella 23 – Principali proprietà termodinamiche dei fluidi organici analizzati.

	R134a	R152a	R245fa	Ciclopentano	MM	Benzen e
Massa molare [kg/mol]	0.102	0.066	0.134	0.070	0.162	0.078
Temperatura critica [°C]	101	113	154	239	246	289
Pressione critica [bar]	40.5	45.2	36.5	45.7	19.4	48.9

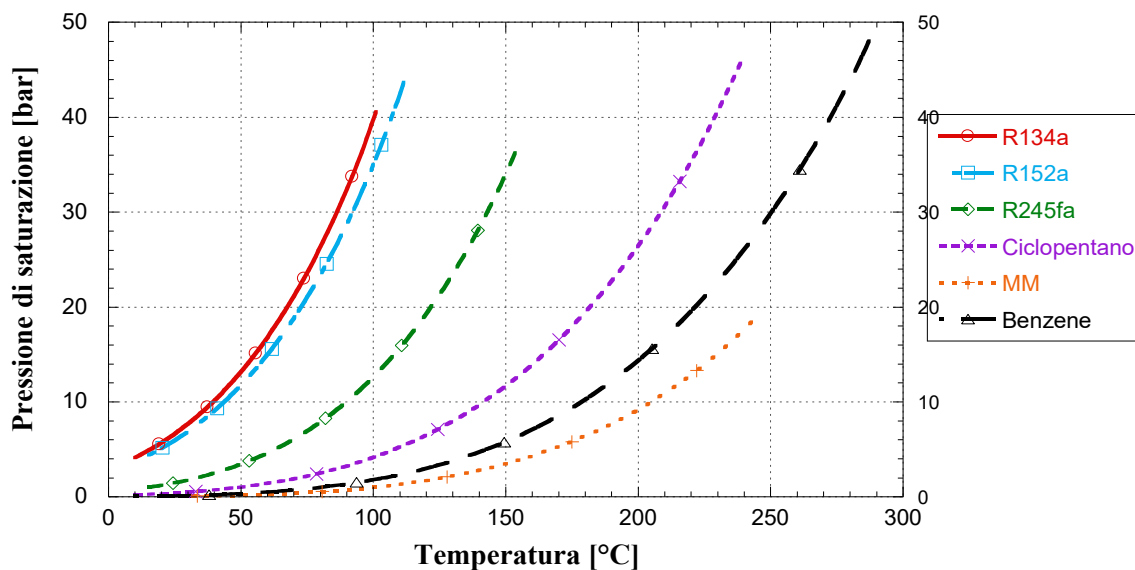


Figura 43 -Andamento della pressione di saturazione in funzione della temperatura per i fluidi organici analizzati.

7.3 Ottimizzazione della pressione di evaporazione e scelta del fluido organico

La scelta del fluido organico ottimale da impiegare, per i diversi livelli di temperatura di sorgente calda ipotizzati, è stata effettuata a parità di potenza termica introdotta.

Per ciascun fluido analizzato è stata effettuata un'analisi parametrica, al variare della pressione di evaporazione, per valutare l'andamento della potenza elettrica netta producibile dal sistema (i.e., potenza prodotta dal generatore elettrico al netto della potenza richiesta per il funzionamento degli ausiliari). I risultati di sono riportati in Figura 44. L'andamento della potenza netta producibile, per ciascun fluido analizzato, presenta un massimo in corrispondenza del valore di pressione di evaporazione ottimale.

Per ogni livello di temperatura si identifica quindi il fluido di lavoro ottimale, che corrisponde: all' R152a per valori di temperatura di sorgente calda compresi tra i 100 e i 150 °C, ed al ciclopentano per il caso a 200 °C. Considerando il fluido più performante per dato livello di temperatura, il valore di pressione di evaporazione ottimale risulta essere pari rispettivamente a 15 bar, 30 bar e 5.5 bar.

I valori dei parametri operativi ottimali ottenuti, considerando una potenza termica introdotta pari a 500 kW, sono riassunti in Tabella 24, insieme alla massima potenza elettrica netta producibile ed ai corrispondenti valori del rendimento di recupero (definito come il rapporto tra la potenza elettrica netta prodotta e la potenza termica introdotta all'evaporatore del ciclo ORC).

La potenza elettrica netta massima ottenibile cresce con la temperatura di sorgente calda e varia tra i 37 e gli 84 kW mentre i valori del rendimento di recupero sono compresi tra il 7 % e il 17 % (vedasi Tabella 24).

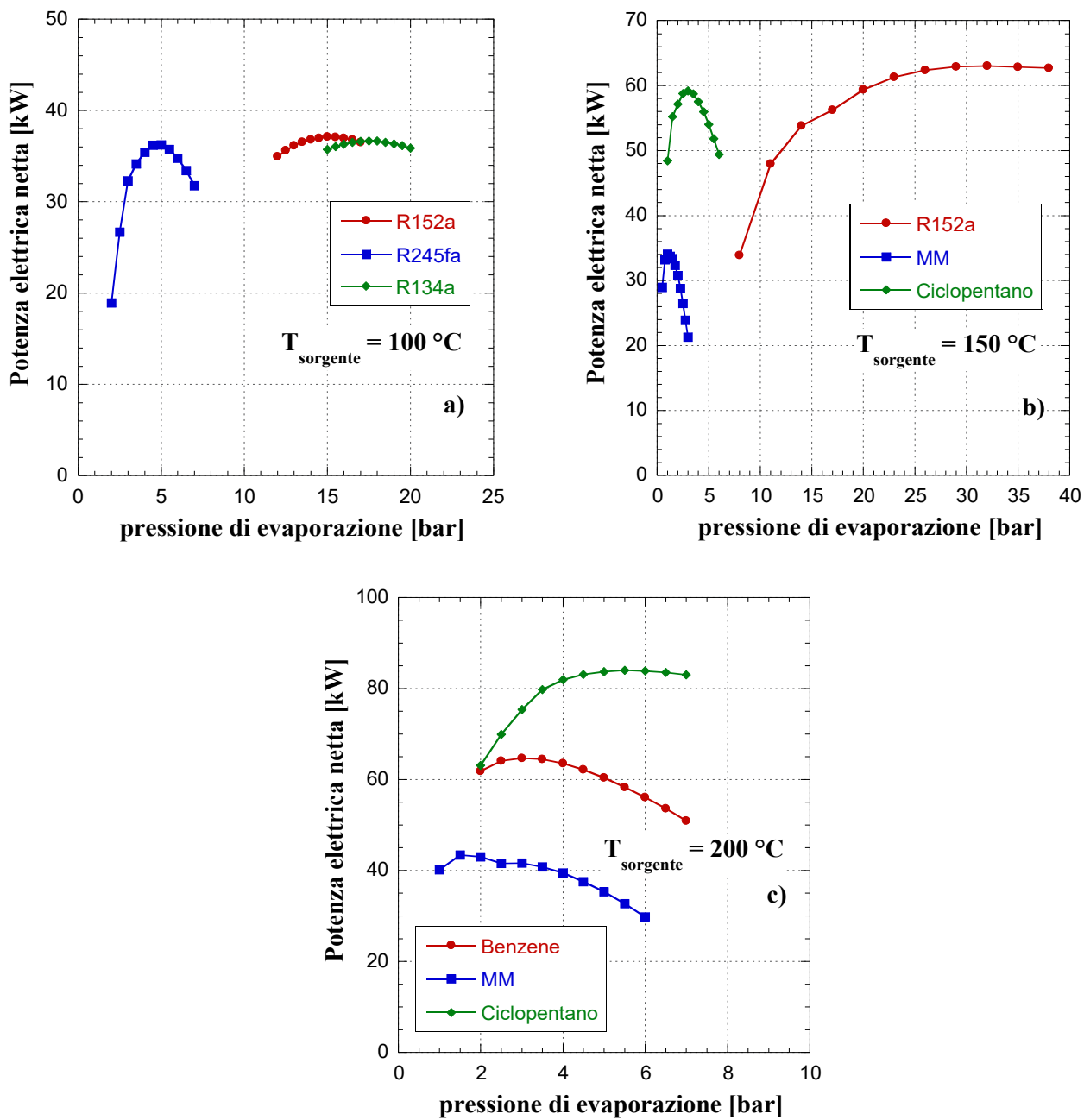


Figura 44 – Analisi parametrica per l’ottimizzazione dei parametri operativi del sistema ORC per i diversi scenari analizzati a temperatura di sorgente calda pari a: a) 100 °C, b) 150 °C e c) 200 °C.

Tabella 24– Parametri operativi ottimali di funzionamento del sistema ORC

Temperatura di sorgente calda	Fluido ORC	Pressione di evaporazione	Potenza elettrica netta*	ΔT surriscaldamento $^{\circ}\text{C}^*$	Rendimento di recupero*
100 °C	R152a	15 bar	37 kW	40 °C	7 %
150 °C	R152a	30 bar	63 kW	58 °C	13 %
200 °C	Ciclopentano	5.5 bar	84 kW	88 °C	17 %

*prestazioni valutate per una potenza termica introdotta pari a 500 kW

7.4 Fattibilità tecnico-economica del ciclo ORC

Al fine di quantificare le prestazioni del ciclo ORC al variare delle condizioni in ingresso della sorgente calda (i.e., livello di temperatura e potenza termica), sono state ricavate le mappe riportate in Figura 45 ed in Figura 46, che riportano, rispettivamente, gli andamenti della potenza elettrica netta producibile e del rendimento di recupero.

Come mostrato in Figura 45 la potenza elettrica netta producibile ha un andamento linearmente crescente con la potenza termica introdotta all'evaporatore, e aumenta all'aumentare della temperatura di sorgente calda. I valori ottenuti variano tra un minimo di 4 kW ed un massimo di 84 kW. In Figura 45 sono anche mostrati i valori dell'energia elettrica netta producibile ipotizzando un numero di ore annue di funzionamento del sistema ORC pari a 7000 h/a.

Per quanto riguarda i valori del rendimento di recupero ottenuti (vedasi Figura 46), si nota un andamento quasi costante, scarsamente influenzato dalla potenza scambiata all'evaporatore con valori significativamente influenzati dalla temperatura della sorgente calda. Valori minimi, pari a circa il 7%, si ottengono in corrispondenza di una temperatura pari a 100 °C mentre valori massimi, pari al 17%, si raggiungono in corrispondenza dei 200 °C.

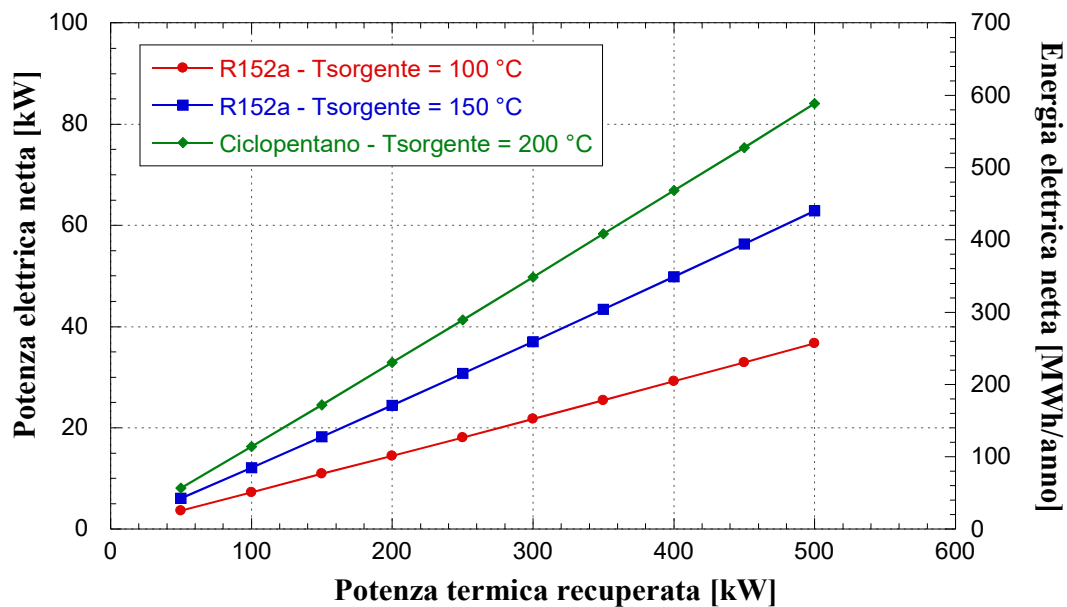


Figura 45– Mappa delle prestazioni attese dal sistema ORC: potenza elettrica netta.

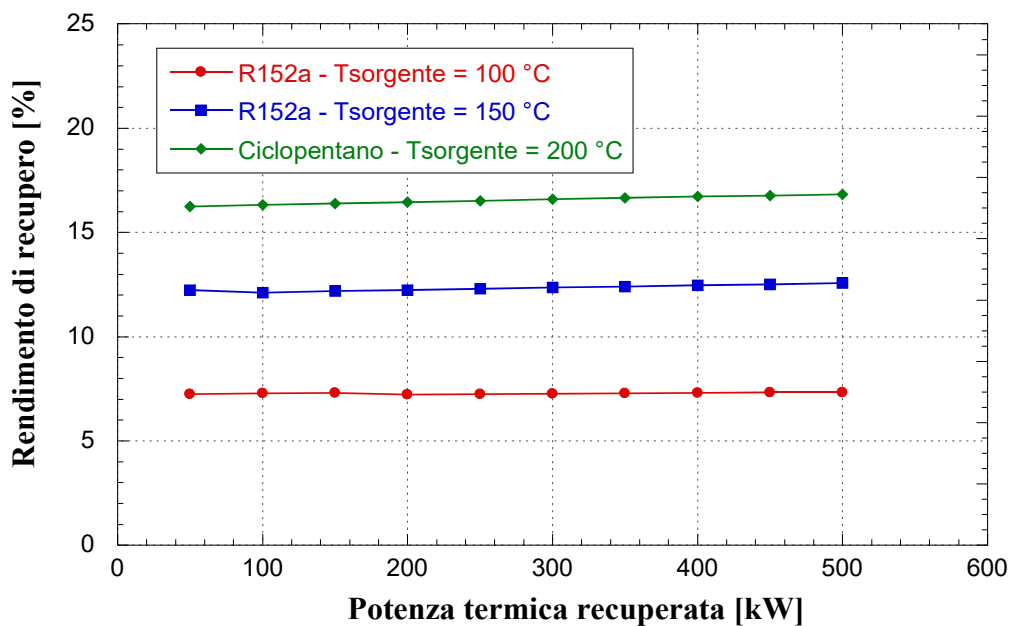


Figura 46- Mappa delle prestazioni attese dal sistema ORC: rendimento di recupero.

Per poter analizzare la fattibilità economica del sistema di recupero calore ipotizzato sono stati analizzati due differenti scenari di utilizzo dell'energia elettrica prodotta:

- Scenario 1 – vendita dell'energia elettrica prodotta alla rete elettrica nazionale: si assume che tutta l'energia prodotta dall'impianto a ciclo ORC venga venduta alla rete elettrica nazionale. Il prezzo unico di vendita dell'energia elettrica alla rete (i.e., PUN) è un parametro variabile nel tempo e dipende dall'ora, dal giorno della settimana e dalla stagione. In questo studio si fa riferimento al valore medio annuale del PUN , calcolato con riferimento all'anno 2019, pari a 0.052 €/kWh [26]. I ricavi, R , derivanti dalla vendita dell'energia elettrica prodotta possono essere stimati come prodotto tra l'energia elettrica netta annua producibile dal sistema ORC, E_{ORC} , ed il prezzo di vendita dell'energia elettrica, PUN (si veda Equazione 7.1):

$$R = E_{ORC} \cdot PUN \quad (7.1)$$

- Scenario 2 – auto-consumo dell'energia elettrica prodotta: si assume che l'energia prodotta dall'impianto a ciclo ORC venga interamente utilizzata per soddisfare l'autoconsumo dello stabilimento di produzione. In questo scenario, in mancanza dei ricavi derivanti dalla vendita dell'energia elettrica in rete, si assume un ricavo legato al mancato acquisto (i.e., risparmio) dell'energia elettrica dalla rete ed un ricavo derivante dalla vendita dei certificati bianchi. Questi ultimi sono titoli negoziabili che vengono concessi a quegli impianti che, in seguito ad interventi di efficientamento energetico, soddisfano certi requisiti in termini di risparmio di energia primaria. In particolare, il D.M. 10 maggio 2018 prevede che gli impianti a ciclo ORC possano usufruire di questo tipo di incentivo, per una durata pari alla vita utile dell'impianto di 10 anni. Ai fini dell'accesso al meccanismo, il progetto standardizzato deve aver generato una quota di risparmio addizionale non inferiore a 5 TEP nel corso dei primi 12 mesi del periodo di monitoraggio [27]. Agli impianti che soddisfano i requisiti viene quindi concesso un certificato bianco per ogni Tonnellata Equivalente di Petrolio (TEP) di energia primaria risparmiata.

Nel calcolo dei ricavi, si è pertanto quantificato il risparmio di energia primaria introdotto con il sistema ORC, come rapporto tra l'energia elettrica netta annua producibile dal sistema, E_{ORC} , ed il rendimento elettrico del sistema di riferimento, $\eta_{el,rif}$, destinato alla produzione dell'energia

elettrica ora prodotta dal sistema ORC. Il risparmio di energia primaria espresso in unità di TEP/kWh si ottiene utilizzando un fattore di conversione di $0.187 \cdot 10^{-3}$ TEP/ kWh, come indicato da normativa (Delibera EEN 3/08 [28]). I ricavi associati alla vendita dei certificati bianchi (o titoli di efficienza energetica, TEE), possono quindi essere stimati pari al prodotto tra l'energia primaria risparmiata e il prezzo del certificato bianco per unità di energia risparmiata, C_{TEE} . In aggiunta ai ricavi derivanti dalla vendita dei certificati, si aggiunge quindi il risparmio legato al mancato acquisto dell'energia elettrica da rete come indicato nell'Eq. 7.2:

$$R = \frac{E_{ORC}}{\eta_{el,ref}} \cdot 0.187 \cdot 10^{-3} \cdot C_{TEE} + E_{ORC} \cdot C_{el} \quad (7.2)$$

Dove C_{el} rappresenta il mancato costo di acquisto dell'energia elettrica, assunto pari a 0.117 euro/kWh, mentre il valore del prezzo dei certificati bianchi, C_{TEE} , è stato assunto pari a 260 euro/TEP [29,30]. Il rendimento elettrico di riferimento è assunto uguale al valore medio del parco di generazione elettrica nazionale, pari a 0.495 [17].

Una volta stimati i ricavi, secondo i due scenari di utilizzo dell'energia elettrica ipotizzati, è possibile quantificare il costo massimo dell'investimento, I_{max} , ipotizzando un tempo di rientro, N , definito, tramite la seguente espressione:

$$I_{max} = \sum_{i=1}^N \frac{R_i}{(1+r)^i} \quad (7.3)$$

dove i indica l' i -esimo anno di esercizio dell'impianto ORC, R rappresentano i ricavi annui ed r il tasso di sconto considerato per attualizzare i costi. Si assume in questa analisi che l'azienda possa prendere in considerazione investimenti con un periodo di ritorno dell'investimento uguale a 5 anni e con tasso di attualizzazione pari al 7 %. I risultati dell'analisi economica sono riportati in termini di ricavi annui ed investimento massimo ammissibile (vedasi Figura 47), per ogni scenario di funzionamento del sistema ORC analizzato.

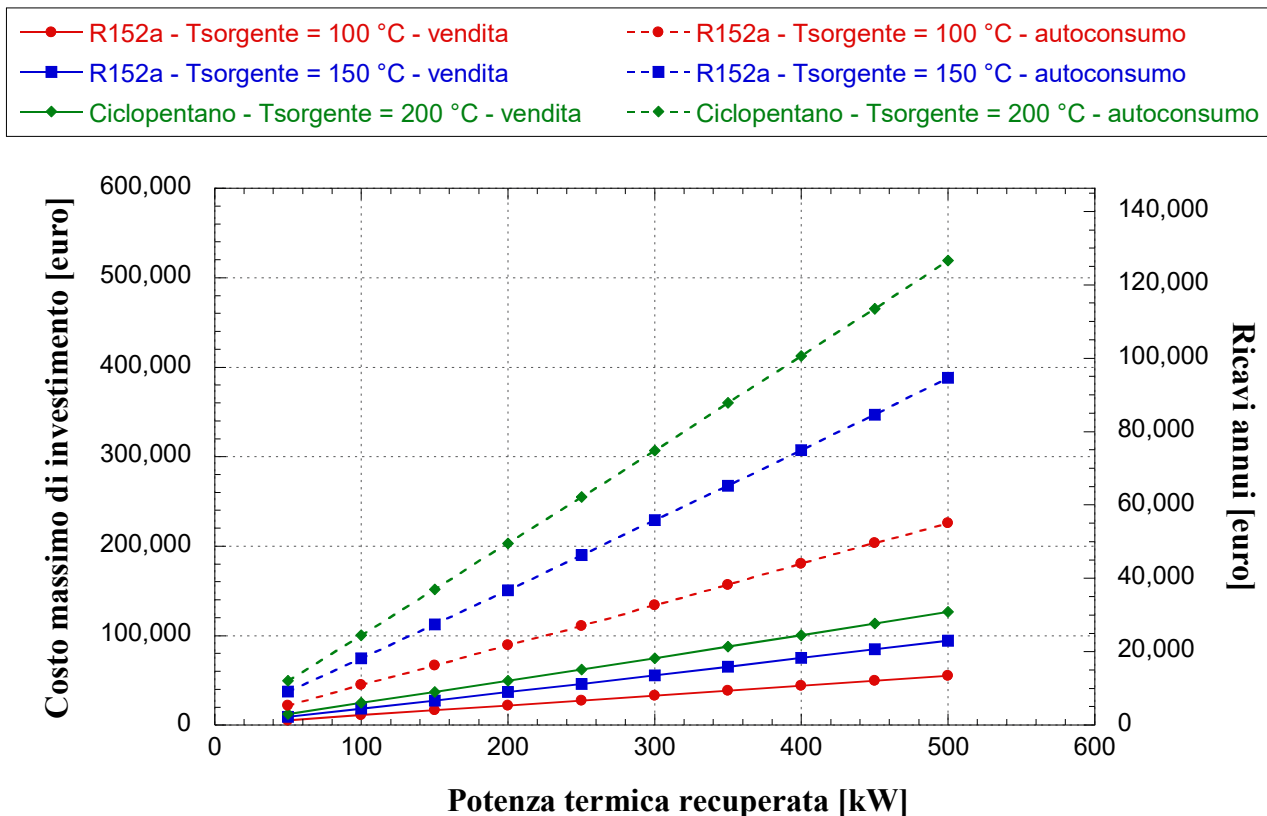


Figura 47 – Valutazione dell’investimento sul sistema ORC per i vari scenari analizzati in termini valorizzazione dell’energia elettrica prodotta.

I risultati evidenziano che all’aumentare della temperatura di sorgente calda e della potenza termica disponibile all’evaporatore del sistema ORC, aumenta la potenza elettrica producibile dal sistema stesso (vedasi Figura 45) e, di conseguenza, il ricavo annuo ed il costo di investimento massimo ammissibile per rientrare nell’investimento in 5 anni. Tra i due scenari di gestione dell’energia elettrica analizzati, si nota come lo scenario 2 (autoconsumo dell’energia elettrica prodotta e certificati bianchi) risulta essere il più vantaggioso in quanto permette ricavi e costi di investimento quattro volte maggiori rispetto allo scenario 1 di vendita dell’energia elettrica alla rete nazionale. I ricavi associati allo scenario 1 variano tra i 1,000 e i 31,000 euro, mentre i ricavi associati allo scenario 2 arrivano fino a 127,000 euro annui.

8 Conclusioni

Il presente documento è il risultato della collaborazione tra l'ENEA ed il Dipartimento di Ingegneria Civile, Chimica, Ambientale e dei Materiali (DICAM) dell'Università di Bologna. Tale collaborazione nasce all'interno dell'Accordo di Programma che il Ministero dello Sviluppo Economico ed ENEA hanno stipulato finalizzato all'esecuzione delle linee di attività del Piano Triennale della Ricerca e Sviluppo di Interesse Generale per il Sistema Elettrico Nazionale.

I temi sviluppati nell'ambito della prima annualità della collaborazione sono finalizzati alla definizione dei vantaggi energetico-ambientali associati all'utilizzo della cogenerazione nel settore industriale di produzione delle piastrelle di ceramica.

L'introduzione della cogenerazione nel settore ceramico ha trovato ottimi presupposti per l'installazione di tali sistemi: il processo produttivo di formazione delle piastrelle di ceramica è infatti caratterizzato da consumi significativi e contemporanei di energia elettrica e calore. In particolare, l'introduzione della cogenerazione ha avuto un impulso decisivo intorno al 2008, con l'entrata in vigore del meccanismo legato ai titoli di efficienza energetica.

Gli atomizzatori, sistemi preposti all'essiccamento della barbotina, caratterizzati da un elevato fabbisogno termico, tipicamente costante durante l'arco dell'anno, sono le utenze termiche privilegiate per le applicazioni cogenerative.

Attualmente sono attivi 28 impianti cogenerativi negli stabilimenti italiani che realizzano la macinazione a umido delle polveri. In ogni stabilimento, i gas di scarico prodotti dal cogeneratore vengono convogliati direttamente in uno o più atomizzatori.

Le possibili soluzioni impiantistiche che prevedono l'utilizzo di un cogeneratore a supporto del processo di atomizzazione sono le seguenti:

- configurazione cogenerativa con turbina a gas – prevede che l'impianto sia alimentato dai gas di scarico di una turbina a gas, miscelati con aria ambiente; la temperatura richiesta per il processo di atomizzazione (tipicamente tra i 550 e i 600 °C) viene raggiunta grazie all'utilizzo di un post-bruciatore;
- configurazione cogenerativa con motore a combustione interna – prevede che l'impianto sia alimentato dai gas di scarico di uno o più motori endotermici, miscelati con aria ambiente preriscaldata mediante il recupero termico dal circuito di raffreddamento dei motori; la temperatura richiesta per il processo di atomizzazione viene raggiunta grazie all'utilizzo di un post-bruciatore dotato di un proprio ventilatore di aria comburente.

Le configurazioni adottate si differenziano quindi in base al tipo di motore primo utilizzato. In particolare, le differenze principali risiedono nella quantità di aria ambiente utilizzata nel processo di post-combustione dei gas di scarico e nella possibilità di sfruttare il calore messo a disposizione dal circuito di raffreddamento motore, a bassa temperatura, per preriscaldare la corrente di aria in ingresso. Le differenze trovano spiegazione nelle caratteristiche intrinseche dei motori primi utilizzati. Nel dettaglio, i fumi di combustione provenienti da turbine a gas sono caratterizzati sia da portate volumetriche superiori rispetto ai fumi provenienti dai motori endotermici (per assegnata taglia elettrica), sia da un più elevato contenuto di ossigeno.

L'obiettivo principale della prima annualità del progetto è l'individuazione ed analisi delle caratteristiche energetiche riguardanti l'accoppiamento tra motore primo cogenerativo ed atomizzatore. In particolare, appare fondamentale individuare i criteri di scelta e, di conseguenza, identificare le caratteristiche medie (tipologia, taglia, performance, contributo al fabbisogno termico del processo di atomizzazione) del motore primo installato e dell'utilizzatore termico (ATM).

Pertanto, al fine di individuare un assetto impiantistico cogenerativo relativamente "comune" nelle aziende italiane produttrici di piastrelle ceramiche si è proceduto, in un primo tempo, analizzando ed elaborando i dati energetici contenuti all'interno delle diagnosi energetiche a disposizione di ENEA. A valle di tale analisi

preliminare, considerate le criticità emerse, per poter effettuare un'analisi circostanziata, si è ritenuto utile procedere mediante specifica richiesta alle singole aziende, elaborando i dati di dettaglio relativi al motore primo cogenerativo installato ed agli atomizzatori serviti come utenze termiche. L'analisi delle diagnosi energetiche, integrata con dati specifici richieste alle aziende, ha evidenziato tre tipologie di accoppiamento cogeneratore-atomizzatore individuate all'interno dei diversi siti produttivi.

- *Configurazione A):* caratterizzata dall'utilizzo di un motore primo cogenerativo a servizio di un solo atomizzatore. L'analisi delle schede pervenute ha individuato un totale di dieci cogeneratori installati presso i diversi siti produttivi, con taglie elettriche comprese tra i 3.6 ed i 4.9 MW, di cui tre turbine a gas (TG) e sette motori a combustione interna (MCI).
- *Configurazione B):* accoppiamento di un motore primo cogenerativo a servizio di più atomizzatori operanti in parallelo. All'interno dei diversi siti produttivi sono presenti tre accoppiamenti di questo tipo. In tutti i casi il motore primo scelto è un turbogas a servizio di tre o due ATM. Le taglie elettriche installate sono comprese tra i 4.0 ed i 9.4 MW.
- *Configurazione C):* utilizzo di più motori primi cogenerativi, operanti in parallelo, a servizio di uno o più ATM. In questo caso risultano installati solo motori a combustione interna, rispettivamente due MCI a servizio di un unico ATM e due MCI a servizio di tre ATM. La taglia complessiva installata è compresa tra i 7.2 ed i 7.9 MW.

Nella maggior parte delle installazioni, la configurazione adottata è di tipo A), la taglia elettrica media del cogeneratore installato è pari a 4 MW. Solo quando la taglia dell'atomizzatore è elevata (valori della portata d'acqua evaporata superiori a 2.7 kg/s) le turbine a gas diventano una tecnologia competitiva rispetto ai motori. Per capacità evaporative ridotte invece sono installati solo motori endotermici. Come atteso, i motori si caratterizzano per rendimenti elettrici più alti, tra il 42 ed il 44%, rispetto alle turbine a gas che non superano il 33%. Il rapporto tra l'energia elettrica prodotta e l'autoconsumo, per sei installazioni su dieci, è di poco superiore all'unità (compreso tra 1.03 e 1.08), suggerendo quindi che design e strategia di regolazione del cogeneratore sono finalizzati al soddisfacimento del carico elettrico. Tre installazioni sono caratterizzate da un surplus compreso tra il 10 ed il 25%, infine una sola installazione mostra una produzione significativamente maggiore della richiesta (surplus pari al 39%).

I valori ricavati del fabbisogno termico totale richiesto dal processo di atomizzazione risultano compresi tra 600 e 900 kcal/kg_{H₂O} (o 250- 420 kcal/kg_{ATM}), in linea con i valori pubblicati nella letteratura del settore e quelli ricavati a partire dai dati di targa degli atomizzatori disponibili sul mercato. Il contributo del cogeneratore alla richiesta termica del processo risulta compresa tra il 60 e l'80% nel caso di utilizzo di turbine a gas, e tra il 25 ed il 45% nel caso di utilizzo di motori a combustione interna.

Individuate le caratteristiche principali dell'accoppiamento tra cogeneratore ad atomizzatore è stata effettuata un'analisi energetica dettagliata mediante ricostruzione al calcolatore di un atomizzatore (modello SACMI ATM 110) operante in tre diversi assetti: configurazione non cogenerativa con bruciatore in vena d'aria, configurazione cogenerativa con turbina a gas (modello General Electric GE LM500) e post-bruciatore, e configurazione cogenerativa con motore endotermico (modello Jenbacher JMS 624 GS) e post-bruciatore. Obiettivi dell'analisi effettuata sono la ricostruzione dei flussi termici coinvolti nel processo, la validazione del modello energetico del sistema realizzato e, infine, la quantificazione dei vantaggi energetici associati all'utilizzo della cogenerazione nel processo di essiccamento a spruzzo della barbotina.

Per tutte e tre le configurazioni analizzate, i risultati ottenuti evidenziano che:

- la potenza termica richiesta per il riscaldamento e l'evaporazione dell'acqua contenuta nella barbotina rappresenta il contributo maggiore, pari al 72% del fabbisogno totale;
- il 19% della potenza in ingresso viene disperso a camino sotto forma di calore sensibile nell'aria esausta.
- Il 4% è rappresentato dalle dispersioni termiche attraverso le pareti dell'atomizzatore ed il restante 3% rappresenta la frazione di calore sensibile associato al prodotto atomizzato.

La portata di gas naturale richiesta, nella configurazione con bruciatore in vena d'aria, è pari a 0.209 kg/s. Tale valore si riduce a 0.029 kg/s nel caso di utilizzo della turbina a gas cogenerativa, dove l'apporto energetico dato dai fumi di scarico del cogeneratore copre quindi l'81% del fabbisogno termico complessivo del processo. Nel caso di utilizzo del motore endotermico, l'apporto energetico dato dai fumi di scarico è meno significativo rispetto alla configurazione con turbogas. La percentuale di fabbisogno termico complessivo coperta grazie al calore dei fumi di scarico del motore è pari al 20%. A tale percentuale si aggiunge il contributo del preriscaldamento dell'aria, ottenuto sfruttando il circuito di raffreddamento motore a bassa temperatura, pari ad un ulteriore 5%; resta quindi prevalente il ruolo del post-bruciatore per il processo di atomizzazione. Il consumo di gas naturale, pari a 0.151 kg/s, seppur ridotto (-28%) rispetto alla configurazione non cogenerativa, risulta maggiore rispetto alla configurazione con turbina a gas.

La valutazione energetica dell'assetto cogenerativo è stata accompagnata da una valutazione ambientale, volta a quantificarne i benefici in un'ottica di riduzione delle emissioni inquinanti (i.e., monossido di carbonio, ossidi di azoto ed anidride carbonica), sia attraverso un approccio locale che globale. A tale scopo, oltre all'indice di valutazione del risparmio ambientale globale "*Emission Saving Index*" (norma UNI 8887-2014), è stato proposto un secondo indicatore in grado di quantificare le emissioni equivalenti del sistema integrato (cogeneratore e post-bruciatore), tenuto conto dell'effetto utile complessivamente prodotto dal motore primo cogenerativo. La metodologia proposta, denominata "*metodo dell'energia elettrica evitata*", valuta quindi il doppio effetto utile garantito dal sistema cogenerativo (produzione elettrica e termica) scontando, al sistema integrato, le emissioni evitate del parco elettrico di generazione nazionale.

L'applicazione degli indicatori ad uno specifico caso studio ha evidenziato come l'utilizzo del turbogas cogenerativo permetta una riduzione significativa di tutte le tipologie di emissioni inquinanti considerate, mentre, nel caso di utilizzo di motore endotermico, la generazione combinata risulta penalizzata dal punto di vista delle emissioni di monossido di carbonio. In dettaglio, i risparmi ottenibili, valutati mediante approccio globale, di NO_x risultano variabili tra il 44% ed il 47%, mentre la percentuale di risparmio in termini di CO₂ è compresa tra il 12% ed il 26%. La riduzione del CO, nel caso di utilizzo del turbogas cogenerativo, è pari al 72%. L'adozione dell'approccio locale comporta ad un risparmio di NO_x variabile tra i 147 mg/kWh_{th} ed 173 mg/kWh_{th}, di CO pari a 185 mg/kWh_{th} (solo nel caso di utilizzo del turbogas) e tra i 57 g/kWh_{th} e gli 81 g/kWh_{th} in termini di CO₂.

A completamento dell'analisi condotta, è stata esaminata la metodologia, ad oggi utilizzata, per la quantificazione del "calore utile" cogenerativo, con riferimento al caso applicativo di utilizzo diretto dei gas di scarico. Tale quantificazione risulta infatti un elemento critico e strategico negli strumenti a sostegno della CAR ed un oggettivo freno all'ulteriore auspicata penetrazione a livello settoriale, anche in linea con quanto indicato nel PNIEC italiano. L'analisi ha messo in evidenza le peculiarità degli impianti installati presso le aziende ceramiche indicando, in particolare, come questi risultino penalizzati dall'attuale contabilizzazione che considera solo l'energia richiesta per la vaporizzazione dell'acqua contenuta nella barbotina come energia utile del processo. Le proposte di modifica suggerite vanno quindi nella direzione di quantificare l'effettivo fabbisogno termico del processo di essiccamento, includendo anche i contributi di calore ad oggi non contabilizzati.

Infine, a conclusione dell'indagine svolta, è stata investigata la convenienza energetica ed economica all'installazione di una tecnologia di recupero del calore di scarto a medio-bassa entalpia, di tipo ORC, per la produzione di energia elettrica. L'architettura del sistema di recupero calore proposta è quella che corrisponde ad un ciclo ORC sub-critico, surriscaldato con rigenerazione. Le prestazioni del sistema ORC sono state simulate per un ampio range di condizioni al contorno in termini di temperatura di sorgente calda (tra 100 e 200 °C) e potenza termica disponibile in ingresso all'evaporatore (tra 50 e 500 kW).

L'indagine parametrica, eseguita per diverse tipologie di fluido organico (idrocarburi, fluidi frigoriferi e silossani) e al variare delle condizioni al contorno, ha mostrato le potenzialità della tecnologia ORC per lo sfruttamento del calore residuo derivante da tre differenti sorgenti termiche, non comunemente sfruttate in presenza di un sistema cogenerativo: calore di scarto in uscita dagli essiccatoi, calore derivante dai fumi dei forni di cottura e dall'aria usata per il raffreddamento degli stessi.

La potenza elettrica netta massima ottenibile, crescente con la temperatura di sorgente calda, varia tra 37 kW (@ 100 °C, 500 kW di potenza termica in ingresso, in caso di utilizzo dell'R152a) e 84 kW (@ 200 °C, 500 kW di potenza termica in ingresso, in caso di utilizzo del Ciclopentano) mentre i valori del rendimento di recupero sono compresi tra il 7 % e il 17 %. Il costo massimo dell'investimento, calcolato assumendo due diversi scenari di valorizzazione dell'energia elettrica prodotta (i.e., vendita alla rete elettrica nazionale e autoconsumo con vendita dei certificati bianchi), è stato quantificato ipotizzando un tempo di rientro dell'investimento pari a cinque anni. I risultati ottenuti evidenziano che tra i due scenari di valorizzazione dell'energia elettrica analizzati, lo scenario 2 (autoconsumo dell'energia elettrica prodotta e vendita dei certificati bianchi) risulta essere il più vantaggioso in quanto permette ricavi e costi di investimento quattro volte maggiori rispetto allo scenario 1 (vendita dell'energia elettrica alla rete nazionale).

9 Riferimenti bibliografici

1. European Commission, «EU energy in figures - Statistical pocketbook», 2019.
2. L. Baraldi. "Produzione e consumo mondiale di piastrelle di ceramica". Ceramic World Review, 2020, n. 138.
3. Confindustria Ceramica. Indagini statistiche sull'industria italiana, 2020.
4. Confindustria Ceramica, Indagine sugli interventi di efficientamento termico nel settore delle piastrelle di ceramica, 2016.
5. Delpech B., Milani M., Montorsi L., Boscardin D., Chauhan A., Almahmoud S., Axcell B., Jouhara H. Energy efficiency enhancement and waste heat recovery in industrial processes by means of the heat pipe technology: Case of the ceramic industry. Energy, 2018, Volume 158, 656-665. doi: 10.1016/j.energy.2018.06.041
6. Jouhara H., Bertrand D., Axcell B., Montorsi L., Venturelli M., Almahmoud S., Milani M., Ahmad L., Chauhan A., Investigation on a full-scale heat pipe heat exchanger in the ceramics industry for waste heat recovery. Energy, 2021, Volume 223, 120037 doi: 10.1016/j.energy.2021.120037
7. Mezquita A., Boix J., Monfort E., Mallol G. Energy saving in ceramic tile kilns: Cooling gas heat recovery. Applied Thermal Engineering, 2014, Volume 65, 102-110. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.01.002
8. Agrafiotis C., Tsoutsos T. Energy saving technologies in the European ceramic sector: a systematic review. Applied Thermal Engineering, 2001, Volume 21, 1231-1249. doi: 10.1016/S1359-4311(01)00006-0
9. Ros-Dosdà T., Fullana-i-Palmer P., Mezquita A., Masoni P., Monfort E., How can the European ceramic tile industry meet the EU's low-carbon targets? A life cycle perspective. Journal of Cleaner Production, 2018, Volume 199, 554-564. doi: 10.1016/j.jclepro.2018.07.176.
10. Nasseti G., Ferrari A., Fregni A., Maestri G., Piastrelle ceramiche e energia: banca dati dei consumi energetici nell'industria delle piastrelle di ceramica. Assopiastrelle, 1998.
11. GSE- Gestore Servizi Energetici, Allegato 1 del Decreto Direttoriale 30 aprile 2019 - Guida operativa.
12. GSE- Gestore dei servizi Energetici. Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR, Rev. 2019. https://gse.it/documenti_site/Documenti%20GSE/Servizi%20per%20te/COGENERAZIONE%20AD%20ALTO%20RENDIMENTO/Guide/Aggiornamento%20Guida%20CAR%20-%20revisione%202019.pdf.
13. SACMI Atomizzatori, [https://sacmi.com/SacmiCorporate/media/ceramics/Catalogues/ATM-Sacmi-\(EN-IT-ES\).pdf](https://sacmi.com/SacmiCorporate/media/ceramics/Catalogues/ATM-Sacmi-(EN-IT-ES).pdf).
14. Thermoflow. Thermoflex, version 28.
15. UNI 8887:2014 -Unità di cogenerazione e indici caratteristici.
16. Informazioni tecniche fornite da SACMI
17. Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale - ISPRA, Fattori di emissione atmosferica di gas ad effetto serra nel settore elettrico nazionale e nei principali Paesi Europei, Edizione 2020, Rapporti 317-2020, ISBN 978-88-448-0992-8.
18. Directive 2004/8/EC of The European Parliament And Of The Council of 11 February 2004 on the promotion of cogeneration based on a useful heat demand in the internal energy market. Official Journal of the European Union EN 21.2.2004.
19. Ministero Dello Sviluppo Economico- MISE, Decreto Ministeriale 04/08/2011, GU Serie Generale n.218 del 19-09-2011.
20. Benedetti M., Giordano L., Gugliandolo A. Soluzioni per il recupero del calore a bassa temperatura nell'industria. Energia, ambiente e innovazione, 2020, pp: 127-131. Doi:10.12910/EAI2020-084
21. Macchi, E., Astolfi, M. *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*. Eds.; Woodhead Publishing series in energy; Woodhead Publishing is an Imprint of Elsevier: Duxford ; Cambridge, Massachusetts ; Kidlington, 2017; ISBN 978-0-08-100510-1.
22. Gao, H.; He, C.; Xu, X.; Wu, S.; Li, Y. Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery. *Energies* **2012**, *5*, 3233–3247, doi:10.3390/en5093233.

23. Bianchi, M.; Branchini, L.; De Pascale, A.; Melino, F.; Peretto, A.; Archetti, D.; Campana, F.; Ferrari, T.; Rossetti, N. Feasibility of ORC Application in Natural Gas Compressor Stations. *Energy* **2019**, *173*, 1–15, doi:10.1016/j.energy.2019.01.127
24. Bao, J.; Zhao, L. A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2013**, *24*, 325–342, doi:10.1016/j.rser.2013.03.040.
25. Bell, I.H.; Wronski, J.; Quoilin, S.; Lemort, V. Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2014**, *53*, 2498–2508, doi:10.1021/ie4033999.
26. GME - Statistiche Mercati Elettrici - Dati Di Sintesi MPE-MGP Available online: <http://www.mercatoelettrico.org/It/Statistiche/ME/DatiSintesi.aspx> (consultato il 18 marzo 2021).
27. Allegato 1 Del Decreto Direttoriale 30 Aprile 2019 - Guida Operativa Ai Certificati Bianchi https://www.gse.it/documenti_site/Documenti%20GSE/Servizi%20per%20te/CERTIFICATI%20BIANCHI/MANUALI/Allegato%201%20del%20Decreto%20Direttoriale%2030%20aprile%202019%20-%20Guida%20operativa.pdf.
28. ARERA - Aggiornamento Del Fattore Di Conversione Dei KWh in Tonnellate Equivalenti Di Petrolio Connesso al Meccanismo Dei Titoli Di Efficienza Energetica Available online: <https://www.arera.it/it/docs/08/003-08een.htm>
29. GME - Statistiche - TITOLI EFFICIENZA ENERGETICA Available online: <http://www.mercatoelettrico.org/It/Statistiche/TEE/StatisticheTEE.aspx> (accessed on 18 March 2021).
30. GME - Statistiche Mercati Gas - MGP-GAS Available online: <http://www.mercatoelettrico.org/It/Statistiche/Gas/StatMGP-GAS.aspx> (accessed on 18 March 2021).

10 Abbreviazioni, acronimi e simboli

ACRONIMI

ATM	Atomizzatore
CAR	Cogenerazione ad Alto Rendimento
CHP	Combined Heat and Power - cogenerazione
EA	Energy Audit
ESI	Emission Saving Index
MCI	Motore a combustione Interna
MP	Motore Primo
ORC	Organic Rankine Cycle
PCI	Potere Calorifico Inferiore
PUN	Prezzo Unico Nazionale
TG	Turbina a gas
TEE	Titoli di Efficienza Energetica
TEP	Tonnellata Equivalente di Petrolio

SIMBOLI

C_{el}	Costo di acquisto dell'energia elettrica [euro/kWh]
C_{NG}	Consumo specifico di gas naturale [Sm^3/t]
C_s	Consumo specifico totale [kcal/kg] o [Kwh/t]
C_{TEE}	Costo unitario titoli efficienza energetica [euro/tep]
$E_{el,CHP}$	Energia elettrica prodotta dal sistema cogenerativo [kWh/anno]
$E_{in,GN}$	Energia primaria in ingresso con gas naturale all'atomizzatore [kWh/anno]
E_{ORC}	Energia elettrica netta prodotta dal sistema ORC [kWh/anno]
E_{th}	Fabbisogno termico totale del processo di atomizzazione [kWh/anno]
$E_{gas,CHP}$	Energia termica prodotta dal sistema cogenerativo [kWh/anno]
F	Energia primaria in ingresso con gas naturale al cogeneratore [kWh/anno]
H_{chp}	Calore utile cogenerativo [kWh]
$H_{non\ chp}$	Calore non cogenerativo [kWh]
H_{tot}	Energia utile totale (calore richiesto per l'evaporazione dell'acqua) [kWh]
$h_{H2O,atm}$	Entalpia specifica dell'acqua con riferimento alle condizioni ISO [kJ/kg]
$h_{H2O,out}$	Entalpia specifica del vapore nelle condizioni di uscita dall'atomizzatore [kJ/kg]
I_{max}	Costo massimo dell'investimento [euro]
m_{H2O}	massa di acqua evaporata [kg]
N	Numero di anni [-]
$P_{el,CHP}$	Potenza elettrica del sistema cogenerativo [kW]
R	Ricavi annui [euro]
r	Tasso di attualizzazione [%]
$T_{gas,CHP}$	Temperatura dei gas in uscita dal cogeneratore [$^{\circ}C$]

$T_{gas,out}$	Temperatura dei gas in uscita dall'atomizzatore [°C]
$T_{sorgente}$	Temperatura della sorgente calda in ingresso all'evaporatore del ciclo ORC [°C]
U	Umidità [%]
δ_{avoid}	Emissione output-based evitata [mg/kWh]
δ_B	Emissione output-based del bruciatore in vena d'aria [mg/kWh]
$\delta_{(CHP+PB)}$	Emissione output-based del Sistema integrato (cogeneratore + post-bruciatore) [mg/kWh]
δ_{new}	Emissione equivalente output-based del sistema integrato [mg/kWh]
δ_{PARCO}	Emissione output-based del parco di generazione elettrica [mg/kWh]
δ_{risp}	Emissione output-based risparmiata [mg/kWh]
$\eta_{el,CHP}$	Rendimento elettrico del sistema cogenerativo [-]
$\eta_{el,rif}$	Rendimento elettrico del sistema preso a riferimento per la produzione separata di energia elettrica [-]
η_{ess}	Rendimento dell'essiccatore [-]
$\eta_{th,CHP}$	Rendimento termico del sistema cogenerativo [-]
Λ	Contributo termico fornito dal cogeneratore rispetto al fabbisogno complessivo richiesto dal processo di atomizzazione [%]
x	Valore medio [%]
σ	Deviazione standard campionaria [%]
φ	Rapporto tra l'energia elettrica prodotta e l'energia elettrica auto-consumata nello stabilimento [-]

11 Curriculum del gruppo di lavoro

Il gruppo di lavoro che ha partecipato alla presente ricerca è composto da:

Lisa Branchini, Ricercatrice Senior di Sistemi per l'Energia e l'Ambiente (ING/IND09), svolge attività di ricerca – sia analitica che sperimentale – nel settore dei sistemi micro-cogenerativi 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.

Francesco Melino, Professore Associato di Macchine a Fluido (ING/IND08) responsabile del Laboratorio di Microreti di Generazione ed Accumulo dell'Università di Bologna, Vicedirettore del Centro Interdipartimentale di Ricerca Industriale su Fonti Rinnovabili, Ambiente, Mare ed Energia (CIRI-FRAME) dell'Università di Bologna e Chair dell'Industrial & Cogeneration Committee dell'American Society of Mechanical Engineering (ASME). 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.

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.

Maria Alessandra Ancona, Ricercatrice Junior di Sistemi 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.

Alberto Fregni, Ricercatore di Scienza e Tecnologia dei Materiali (ING/IND22) presso l'Università di Bologna (<https://www.unibo.it/sitoweb/a.fregni>), svolge attività di ricerca prevalentemente nel settore dei materiali da costruzione tradizionali con particolare attenzione alle cause del loro degrado ed all'utilizzo nella produzione dei materiali da costruzione di materie prime di riciclo.

Maria Chiara Bignozzi, Professore Associato di Scienza e Tecnologia dei Materiali (ING/IND22) presso l'Università di Bologna (<https://www.unibo.it/sitoweb/maria.bignozzi>), svolge attività di ricerca nel settore dei materiali da costruzione tradizionali e dei materiali innovativi sostenibili. Dal 2015 è direttore del Centro Ceramico (www.centroceramico.it), consorzio universitario di cui fanno parte l'Università di Bologna, Confindustria Ceramica e Lega Coop Produzione e Servizi. Autrice di oltre 135 pubblicazioni scientifiche indicizzate su Scopus.

Barbara Mazzanti, Responsabile della Sezione Energia e Processi del Centro Ceramico e ricercatrice Senior della Sezione Ceramiche Tecniche Avanzate del Centro Ceramico, svolge attività di ricerca soprattutto nel campo delle piastrelle di ceramica per quanto riguarda caratterizzazione e funzionalizzazione del prodotto finito. Svolge azione di supporto tecnico all'interno della Commissione Energia di Confindustria Ceramica nonché in Gruppi di Lavoro sulla digitalizzazione dei prodotti ceramici in BIM.

Benedetta Ferrari, Assegnista di Ricerca presso il Dipartimento di Ingegneria Civile, Chimica, Ambientale e dei Materiali, svolge attività di ricerca rivolta all'efficientamento energetico dei processi produttivi ceramici e all'implementazione dei materiali da costruzione in ambiente BIM (Building Information Modeling).