



Ricerca di Sistema elettrico

Studio e progettazione di impianti di
cogenerazione innovativi di piccola taglia
alimentati da sistemi di accumulo termico a sali
fusi di impianti solari a concentrazione

Giancarlo Chiatti, Fulvio Palmieri

STUDIO E PROGETTAZIONE DI IMPIANTI DI COGENERAZIONE INNOVATIVI DI PICCOLA TAGLIA ALIMENTATI
DA SISTEMI DI ACCUMULO TERMICO A SALI FUSI DI IMPIANTI SOLARI A CONCENTRAZIONE

Giancarlo Chiatti, Fulvio Palmieri (Dipartimento di Ingegneria, Università Roma Tre)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: ENERGIA ELETTRICA DA FONTE SOLARE

Obiettivo: Sviluppo di sistemi integrati per applicazioni in impianti di piccola taglia

Responsabile del Progetto: Domenico Mazzei, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Studio e progettazione preliminare di impianti di cogenerazione innovativi di piccola taglia alimentati da sistemi di accumulo termico a Sali fusi di impianti solari a concentrazione”*

Responsabile scientifico ENEA: Pietro Tarquini

Responsabile scientifico Università degli Studi Roma Tre: Prof. Giancarlo Chiatti

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INDAGINE MERCEOLOGICA PRELIMINARE.....	5
1.1 IMPIANTI MOTORI CON MACCHINE STIRLING E TURBINE A GAS	5
1.1.1 <i>Macchine Stirling</i>	5
1.1.2 <i>Impianto motore con turbina a gas</i>	5
1.2 IMPIANTI A VAPORE	6
1.2.1 <i>Espansori a vapore volumetrici</i>	6
1.2.2 <i>Turbine a vapore</i>	6
2 IMPIANTO MOTORE A VAPORE PER COGENERAZIONE	6
2.1 CARATTERISTICHE	6
2.1.1 <i>Generazione del vapore</i>	6
2.1.2 <i>Ciclo di riferimento</i>	6
2.1.3 <i>Dimensionamento degli impianti sperimentali</i>	7
2.1.4 <i>Turbina a vapore</i>	8
2.1.5 <i>Condensatore</i>	12
2.1.6 <i>Aeroterma</i>	14
3 CONCLUSIONI.....	14

Sommario

E' stata condotta un'indagine sulla fattibilità di differenti soluzioni per l'utilizzazione energetica del calore dei sali fusi, alla luce della disponibilità merceologica di macchine utilizzabili nella taglia compresa fra 15 e 100 kWe. Questa analisi ha orientato la scelta nell'ambito delle macchine a vapore, per le criticità emerse legate all'impiego di motori di diverso tipo nell'applicazione considerata.

Sulla base delle caratteristiche del vapore disponibile (temperatura, pressione e portata), sono state analizzate le diverse tipologie di macchina motrice di possibile impiego (turbine, espansori volumetrici). In particolare, l'indagine merceologica ha evidenziato che la taglia commerciale degli espansori volumetrici diviene compatibile con portate di vapore nettamente maggiori di quella disponibile. Le comunicazioni intercorse con un noto costruttore (Spilling GMBH) di espansori volumetrici alternativi (Allegato N.1) hanno confermato che non sono disponibili a catalogo macchine volumetriche idonee all'applicazione.

Si è quindi effettuato il dimensionamento di massima dell'impianto basato sull'impiego di due turbine a vapore, di taglie pari a 100 e 15 kWe.

1 Indagine merceologica preliminare

E' stata condotta un'indagine preliminare sulla fattibilità di differenti soluzioni per l'utilizzazione energetica del calore dei sali fusi, alla luce della disponibilità merceologica di macchine utilizzabili nella taglia compresa fra 15 e 100 kWe. Come rappresentato in Figura 1, al fine di individuare una soluzione adatta alla realizzazione di un impianto di cogenerazione a sali fusi, sono state prese in considerazione diverse tipologie di macchine motrici per la conversione energetica del calore dei sali fusi.

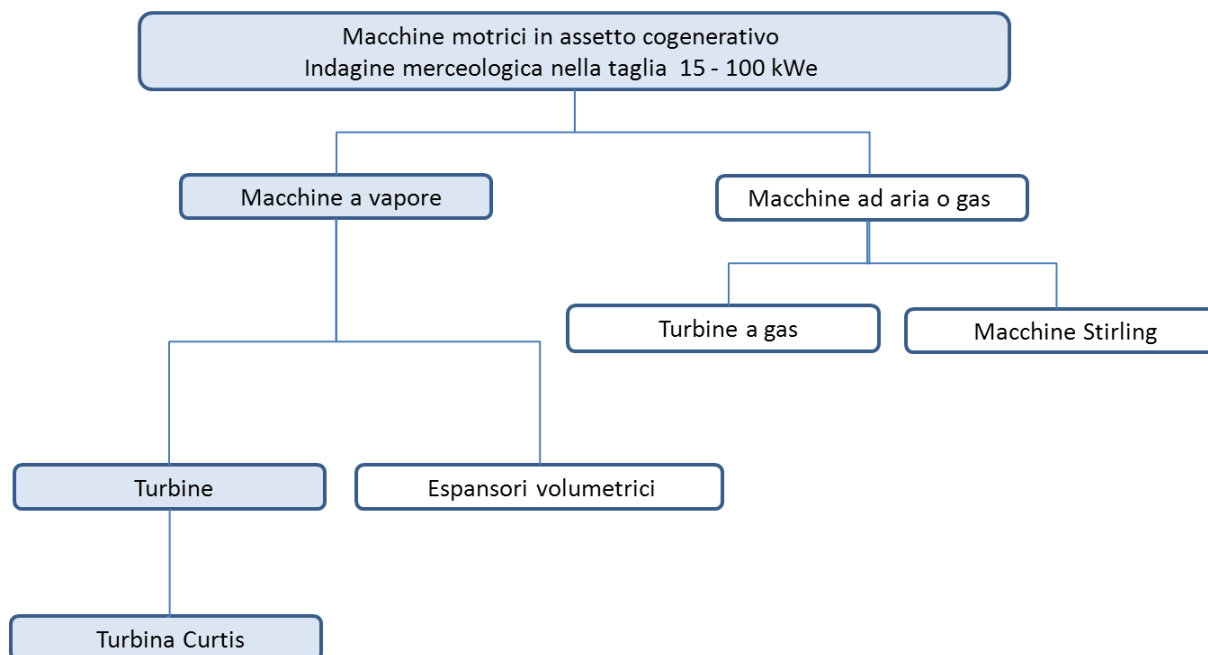


Figura 1: Indagine sulle possibili soluzioni per l'utilizzazione energetica del calore dei sali fusi

1.1 Impianti motori con macchine Stirling e turbine a gas

1.1.1 Macchine Stirling

L'intervallo di temperature in cui viene utilizzata la miscela di sali fusi è compatibile con impianti motori basati su macchine di tipo Stirling. E' stata effettuata una indagine per verificare la disponibilità sul mercato di tali macchine, nella taglia di potenza 15-100 kWe. Sebbene si tratti di un settore in evoluzione, il livello tecnologico delle poche realizzazioni esistenti non è sufficientemente consolidato. Poiché non sono disponibili prodotti di provata e certificata funzionalità, per le potenze prese in esame, si ritiene che la scelta debba ricadere su diversa tecnologia.

1.1.2 Impianto motore con turbina a gas

Gli impianti motori con turbina a gas richiedono temperature di esercizio sensibilmente più elevate di quelle possibili utilizzando impianti solari a concentrazione con sali fusi. Per questi impianti si potrebbe ipotizzare un'architettura che prevede l'utilizzo del calore proveniente dai sali fusi per una prima fase di preriscaldamento all'uscita del compressore, a cui far seguire necessariamente un successivo riscaldamento o per combustione interna o per scambio termico da sorgenti a temperatura notevolmente più elevata di quella prevista per i sali fusi. Per tale motivo, si ritiene di non dover perseguire tale soluzione.

1.2 Impianti a vapore

Gli impianti solari a sali fusi si prestano alla produzione di vapore d'acqua surriscaldato, che può essere utilizzato in impianti di conversione basati su due tipologie di espansori, che vengono prese in considerazione nei successivi paragrafi.

1.2.1 Espansori a vapore volumetrici

La classe degli espansori volumetrici a vapore trova applicazione consolidata livello industriale, ma la taglia commerciale delle macchine è compatibile portate di vapore sensibilmente più elevate di quella messa a disposizione dalle taglie di impianto a concentrazione solare a cui si fa riferimento. Le comunicazioni intercorse con un noto costruttore (Spilling GMBH) di espansori volumetrici alternativi (Allegato N.1) hanno confermato che non sono disponibili a catalogo macchine volumetriche idonee all'applicazione (15 – 100 kWe).

1.2.2 Turbine a vapore

Sono disponibili sul mercato turbine a vapore compatibili con le caratteristiche del vapore prodotto (pressione e portata) dagli impianti solari a sali fusi oggetto di studio e sperimentazione (ENEA). In particolare, le macchine individuate appartengono alla famiglia delle turbine a salti di velocità di tipo Curtis, disponibili per una fascia di potenza compresa fra 0.75 kW e 745 kW.

2 Impianto motore a vapore per cogenerazione

2.1 Caratteristiche

2.1.1 Generazione del vapore

La produzione del vapore (surriscaldato) è affidata ad un generatore accoppiato ad un impianto solare termodinamico. Un flusso di sali fusi entra nel generatore di vapore alla temperatura di 500 °C e ritorna al campo solare ad una temperatura non inferiore a 290 °C.

2.1.2 Ciclo di riferimento

Le diverse condizioni di funzionamento di un generatore di vapore sperimentale collocato all'interno di un serbatoio di accumulo di sali fusi presso ENEA sono sintetizzate in

Tabella 1. Il vapore viene reso disponibile alle pressioni di 55 e 40 bar, mentre i diversi livelli di surriscaldamento del vapore dipendono dalla temperatura dei sali fusi all'interno del serbatoio d'accumulo, all'interno del quale viene intrattenuta una circolazione forzata.

Con riferimento ad un assetto cogenerativo dell'impianto a vapore, si assume che le condizioni al condensatore (pressione 0.701 bar assoluti e 90°C) siano determinate dai livelli di temperatura dell'acqua di refrigerazione. In particolare, è stato scelto l'intervallo di temperatura di dieci gradi compreso fra 70°C e 80°C, rappresentativo delle usuali applicazioni nei settori agricolo, alimentare e industriale. D'altra parte si assume che, per finalità sperimentali, l'impianto venga corredato di uno scambiatore aerotermo che assolva le medesime funzioni del carico. E' stata anche effettuata una valutazione delle prestazioni pensando ad un differente assetto di cogenerazione, portando la temperatura di condensazione a 60°C.

Tabella 1: Condizioni al generatore e al condensatore

Temperatura sali fusi [°C]	Temperatura Vapore[°C]	Pressione [bar]
450	380	55, 40
	280	
	280	
500	430	
	320	
	280	
550	490	
	400	
	280	
Cogenerazione ad "alta" temperatura		
	Temp. "in" [°C]	Temp. "out" [°C]
Acqua di refrigerazione	70	80
Temperatura aria esterna [°C]		
Aerotermo	30	
Cogenerazione a "bassa" temperatura		
	Temp. "in" [°C]	Temp. "out" [°C]
Acqua di refrigerazione	40	50
Temperatura aria esterna [°C]		
Aerotermo	30	

2.1.3 Dimensionamento degli impianti sperimentali

In armonia con la finalità del progetto, si definiscono le caratteristiche di due impianti, uno di potenza pari a 100 kW_e e l'altro di 15 kW_e. Per la scelta dei componenti degli impianti si prende in considerazione la condizione di funzionamento corrispondente alla temperatura di 500 °C dei sali fusi, per i due livelli di pressione 55 bar e 40 bar; nella Tabella 2 si riportano i valori dell'entalpia del vapore e i livelli di temperatura di condensazione considerati.

Tabella 2: Caratteristiche del ciclo a vapore

vapore surriscaldato						
Temp. ingresso vapore [°C]	Entalpia Vapore @55bar [kJ/kg]	Entalpia Vapore @40bar [kJ/kg]	Temp. I condensazione vapore[°C]	Entalpia del liquido I [kJ/kg]	Temp. II condensazione vapore[°C]	Entalpia del liquido II [kJ/kg]
480	3380.88	3399.52	60	251.18	90	376.96
430	3259.10	3283.95	60	251.18	90	376.96
380	3135.28	3165.58	60	251.18	90	376.96
320	2964.93	3014.52	60	251.18	90	376.96
280	2825.62	2900.82	60	251.18	90	376.96

2.1.4 Turbina a vapore

E' stato effettuato il dimensionamento di massima delle due turbine a vapore sulla base di quanto disponibile sul mercato. In particolare, è stata presa come riferimento una turbina Curtis del costruttore Dresser Rand, modello RVHA. Si riportano di seguito le condizioni di funzionamento al variare della massima temperatura del vapore e per due diversi regimi di rotazione nel caso dell'impianto da 100 kWe, Tabella 3.

La

Tabella 4 si riferisce all'impianto da 15 kWe.

Tabella 3: Caratteristiche e prestazioni della turbina a vapore Dresser Rand modello RVHA15 (100 kWe)

Temp. ingresso vapore [°C]	Temp. condensazione vapore[°C]	55 bar		40 bar	
		Consumo di vapore [kg/h]	η_{el} stimato	Consumo di vapore [kg/h]	η_{el} stimato
100 kW @ 9000 RPM					
480	60	644	0.178	666	0.171
430	60	683	0.175	706	0.168
380	60	727	0.171	750	0.164
320	60	789	0.168	809	0.161
280	60	842	0.165	855	0.158
100 kW @ 3000 RPM					
480	90	766	0.156	801	0.148
430	90	818	0.152	856	0.144
380	90	874	0.149	914	0.141
320	90	955	0.145	993	0.137
280	90	1024	0.143	1054	0.135
100 kW @ 3000 RPM					
480	60	716	0.160	740	0.153
430	60	759	0.157	785	0.151
380	60	808	0.154	833	0.147
320	60	876	0.151	899	0.144
280	60	936	0.149	950	0.142
100 kW @ 3000 RPM					
480	90	852	0.140	891	0.133
430	90	909	0.137	951	0.135
380	90	972	0.134	1017	0.120
320	90	1061	0.131	1104	0.117
280	90	1138	0.129	1172	0.116

Tabella 4: Caratteristiche e prestazioni della turbina a vapore Dresser Rand modello RVHA (15kWe)

Temp. ingresso vapore [°C]	Temp. condensazione vapore[°C]	55 bar		40 bar	
		Consumo di vapore [kg/h]	η_{el} stimato	Consumo di vapore [kg/h]	η_{el} stimato
15 kW @ 9000 RPM					
480	60	97	0.178	100	0.179
430	60	102	0.176	106	0.175
380	60	109	0.172	112	0.173
320	60	118	0.169	121	0.169
280	60	126	0.166	128	0.167
15 kW @ 3000 RPM					
480	60	107	0.161	111	0.161
430	60	114	0.157	118	0.157
380	60	121	0.155	125	0.155
320	60	131	0.152	135	0.152
280	60	140	0.150	143	0.150
480	90	115	0.150	120	0.149
430	90	123	0.146	128	0.145
380	90	131	0.143	137	0.141
320	90	143	0.139	149	0.137
280	90	154	0.136	158	0.135
480	90	128	0.135	134	0.133
430	90	136	0.132	143	0.130
380	90	146	0.128	152	0.127
320	90	159	0.125	166	0.123
280	90	171	0.123	176	0.122

Per le condizioni di esercizio individuate, si è valutato il rendimento di espansione in turbina, ponendolo pari a

$$\eta_T = \frac{\Delta h_{reale T}}{\Delta h_{is T}} \tag{1}$$

e introducendo il termine η per tenere conto delle perdite introdotte dalla macchina elettrica; vale la relazione seguente:

$$\dot{m}_{v \text{ reale T}} \cdot \Delta h_{reale T} = P_e \frac{1}{\eta} \tag{2}$$

da cui

$$\Delta h_{reale T} = \frac{P_e}{0,9 \dot{m}_{v \text{ reale T}}} \tag{3}$$

Nota il salto entalpico reale in turbina, si determina il salto entalpico nel condensatore

$$\Delta h_{\text{Condensatore}} = \Delta h_{\text{Gen. Vapore}} - \Delta h_{\text{reale T}} \quad (4)$$

La tabella seguente riporta i valori calcolati e riferiti all'impianto da 100 kWe, utilizzando i valori di $\Delta h_{\text{Gen. Vapore}}$ riportati nella Tabella 2.

Tabella 5: Salti entalpici per le diverse condizioni di funzionamento (100 kWe)

Temp. ingresso vapore [°C]	Temp. condensazione vapore [°C]	55 bar				40 bar			
		$\Delta h_{\text{is T}}$ [kJ/kg]	$\Delta h_{\text{reale T}}$ [kJ/kg]	η_T	Δh_{Cond} [kJ/kg]	$\Delta h_{\text{is T}}$ [kJ/kg]	$\Delta h_{\text{reale T}}$ [kJ/kg]	η_T	Δh_{Cond} [kJ/kg]
100 kW @ 9000 RPM									
480	60	1121	621	0.55	2508	1085	600	0.55	2548
430	60	1054	585	0.55	2423	1017	566	0.55	2466
380	60	995	550	0.55	2334	960	533	0.55	2381
320	60	910	506	0.55	2207	889	494	0.55	2269
280	60	830	475	0.55	2099	846	467	0.55	2182
100 kW @ 3000 RPM									
480	90	947	522	0.55	2482	900	499	0.55	2524
430	90	885	488	0.55	2395	843	467	0.55	2440
380	90	807	457	0.55	2302	791	437	0.55	2352
320	90	752	418	0.55	2170	731	402	0.55	2236
280	90	702	390	0.55	2059	686	379	0.55	2145
100 kW @ 3000 RPM									
480	60	1121	558	0.5	2571	1085	540	0.5	2608
430	60	1054	527	0.5	2481	1017	509	0.5	2523
380	60	995	495	0.5	2389	960	480	0.5	2434
320	60	910	456	0.5	2257	889	444	0.5	2319
280	60	830	427	0.5	2147	846	421	0.5	2228
100 kW @ 3000 RPM									
480	90	947	469	0.5	2535	900	448	0.5	2575
430	90	885	440	0.5	2443	843	420	0.5	2487
380	90	807	411	0.5	2348	791	393	0.5	2396
320	90	752	377	0.5	2211	731	362	0.5	2276
280	90	702	351	0.5	2098	686	341	0.5	2183

La tabella seguente riporta i valori calcolati e riferiti all'impianto da 15 kWe, utilizzando i valori di $\Delta h_{Gen. Vapore}$ riportati nella Tabella 2.

Tabella 6: Salti entalpici per le diverse condizioni di funzionamento (15 kWe)

Temp. ingresso vapore [°C]	Temp. condensazione vapore [°C]	55 bar				40 bar			
		Δh_{isT} [kJ/kg]	Δh_{realeT} [kJ/kg]	η_T	Δh_{Cond} [kJ/kg]	Δh_{isT} [kJ/kg]	Δh_{realeT} [kJ/kg]	η_T	Δh_{Cond} [kJ/kg]
15 kW @ 9000 RPM									
480	60	1121	621	0.55	2510	1085	600	0.55	2548
430	60	1054	585	0.56	2420	1017	566	0.56	2467
380	60	995	550	0.55	2334	960	533	0.56	2379
320	60	910	506	0.56	2205	889	494	0.56	2267
280	60	830	475	0.57	2098	846	467	0.55	2181
15 kW @ 3000 RPM									
480	90	947	522	0.55	2482	900	499	0.56	2523
430	90	885	488	0.55	2395	843	467	0.56	2438
380	90	807	457	0.57	2301	791	437	0.55	2351
320	90	752	418	0.56	2168	731	402	0.55	2235
280	90	702	390	0.56	2059	686	379	0.55	2144
15 kW @ 3000 RPM									
480	60	1121	558	0.50	2568	1085	540	0.50	2608
430	60	1054	527	0.50	2482	1017	509	0.50	2524
380	60	995	495	0.50	2388	960	480	0.50	2434
320	60	910	456	0.50	2255	889	444	0.50	2319
280	60	830	427	0.52	2145	846	421	0.50	2230
15 kW @ 3000 RPM									
480	90	947	469	0.49	2535	900	448	0.50	2575
430	90	885	440	0.50	2442	843	420	0.50	2487
380	90	807	411	0.51	2348	791	393	0.50	2394
320	90	752	377	0.50	2211	731	362	0.49	2276
280	90	702	351	0.50	2098	686	341	0.50	2183

2.1.5 Condensatore

Nel caso in esame si prevede l'utilizzo dell'acqua di refrigerazione per processi sottoposti in assetto cogenerativo, e si sceglie di ricondensare il vapore scaricato dalla turbina alla temperatura di 90°. Volendo invece massimizzare la produzione elettrica e avendo a disposizione l'aria ambiente come fluido refrigerante per il condensatore, si sceglierà di condensare il vapore allo scarico della turbina fino alla temperatura di 60 °C.

Riguardo alle condizioni allo scarico della turbina utilizzate per il dimensionamento di massima del condensatore, si esaminano i casi in cui il vapore si presenta allo scarico della turbina allo stato ancora surriscaldato (Tabella 7). Nel caso più severo, il vapore si presenta all'ingresso del condensatore alla temperatura di 212 gradi centigradi, con circa 122 gradi di surriscaldamento.

Nel primo tratto del condensatore si realizzerà la fase di desurriscaldamento, mentre nel secondo tratto si realizzerà la fase di condensazione vera e propria.

Volendo esaminare l'impegno richiesto per l'allestimento di un banco sperimentale si sono fatte le valutazioni, sia per il condensatore e sia più avanti per l'aeroterma, per il caso in cui sia installata la turbina da 100 kWe. I risultati potranno essere scalati per quanto riguarda le dimensioni e le portate al caso in cui sia installata la turbina di minore potenza.

Tabella 7: Condizioni del vapore in uscita dalla turbina

vapore surriscaldato – pressione 55 bar			
Temp. ingresso vapore [°C]	Entalpia allo scarico turbina [kJ/kg]	Temp. del vapore allo scarico [°C]	Temp. condensazione vapore [°C]
480	2858	191 (surr.)	90
vapore surriscaldato – pressione 40 bar			
Temp. ingresso vapore [°C]	Entalpia allo scarico turbina [kJ/kg]	Temp. del vapore allo scarico [°C]	Temp. condensazione vapore [°C]
480	2900	212 (surr.)	90

- Desurriscaldamento del vapore. Il vapore, considerato nella condizione più gravosa per il condensatore, dovrà portarsi dalla temperatura di 212 °C alla temperatura di condensazione.

Tabella 8: Desurriscaldamento

sezione di desurriscaldamento			
Temp. del vapore in ingresso [°C]	Temp. di condensazione vapore [°C]	potenza termica scambiata [kW]	Coefficiente tipico di scambio termico in desurriscaldamento [kW/ m ² °C]
212	90	54	0.125

- Condensazione del vapore. La condensazione, per le condizioni sopra riportate, vedrà il passaggio dallo stato di vapore saturo allo stato di liquido saturo, alla temperatura di 90°C.

Tabella 9: Dimensionamento di massima della sezione di condensazione

sezione di condensazione			
Temp. del vapore in ingresso [°C]	Temp. di condensazione vapore [°C]	Coefficiente tipico di scambio termico in condensazione [kW/m ² °C]	potenza termica scambiata [kW]
90	90	5.5	508

La potenza totale al condensatore è pari a 562 kW e la portata d'acqua necessaria per avere un salto di temperatura di dieci gradi risulta pari a circa 13,5 kg/s.

La superficie di scambio termico, considerando le condizioni del vapore nelle sezioni di desurriscaldamento e condensazione risulta pari a circa 14 m².

2.1.6 Aerotermo

Ove non fosse presente l'utenza termica alla quale consegnare l'acqua calda uscente dal condensatore, si prevede l'impiego di un aerotermo, di cui è stato effettuato un dimensionamento di massima, Tabella 10 (riferimento ai dati forniti da aziende produttrici di aerotermini per uso industriale).

Tabella 10: dimensionamento di massima dello scambiatore aerotermo

Scambiatore aerotermo			
Temp. dell'acqua in ingresso [°C]	Temp. dell'acqua in uscita [°C]	Temperatura aria ambiente [°C]	Incremento di temperatura dell'aria [°C]
80	70	30	20
Differenza media logaritmica	Coefficiente tipico di scambio termico in condensazione [kW/m ² °C]	potenza termica scambiata [kW]	Superficie di scambio termico [m ²]
35	0.04	562	402
Portata d'acqua di refrigerazione nel condensatore[kg/s]			
13.5			

3 Conclusioni

E' stata effettuata un'analisi per definire le caratteristiche di massima di due impianti motori a vapore d'acqua in assetto cogenerativo, aventi le potenze di 100 e 15 kWe.

Una volta esplorati i settori merceologici delle macchine a vapore, sono stati identificati due modelli di turbina a vapore compatibili con le caratteristiche del generatore di vapore.

E' stato effettuato un dimensionamento di massima dei principali componenti d'impianto (desurriscaldatore, condensatore e aerotermo) e sono state indicate le prestazioni attese dai due impianti esprimendo il rendimento elettrico per diversi valori della temperatura di ingresso del vapore.

Allegati

- Allegato I

Dear Mr. Palmieri,

We thank for your inquiry.

For the given small capacity and in combination with high live steam parameters we are not able to offer a suitable solution.

We regret that we are not able to submit a positive response.

With best regards

SPILLING ENERGIE SYSTEME GMBH

ppa Till Augustin

Spilling Energie Systeme GmbH
Werftstrasse 5
D-20457 Hamburg
Tel.: 0049 - (0)40 - 789 175 - 35
Fax: 0049 - (0)40 - 789 28 36
E-Mail: t.augustin@spilling.de
Internet: www.spilling.de

Stammhaus gegründet 1890
Geschäftsführer Christian Ancker
Sitz Hamburg HRB 34759

Curriculum scientifico del gruppo di lavoro

Prof. Ing. Giancarlo Chiatti

Attuale posizione accademica

- Professore ordinario nel settore scientifico disciplinare “Macchine a Fluido”
- Direttore della Scuola Dottorale di Ingegneria dell’Università degli Studi di Roma TRE
- Coordinatore(anno 2013) del Consiglio del “Collegio Didattico di Ingegneria Meccanica” della Facoltà di Ingegneria dell’Università degli Studi di Roma TRE

Attività didattica

- Titolare di Motori a Combustione Interna presso la Facoltà di Ingegneria dell’Università degli Studi di Roma TRE.
- Membro del Consiglio Scientifico del Master di II livello in “Ingegneria ed Economia dell’Ambiente e del Territorio” dell’Università degli Studi di Roma TRE

Attività scientifica

L’attività di ricerca si è rivolta allo studio delle problematiche scientifiche di interesse del settore delle macchine, con particolare riferimento ai processi riguardanti i motori a combustione interna (motori volumetrici e turbine a gas) e i sistemi di combustione industriale.

In particolare, la ricerca è stata finalizzata al raggiungimento dei seguenti obiettivi:

- sviluppo e messa a punto di strumenti di previsione delle prestazioni termofluidodinamiche e acustiche dei sistemi di aspirazione e scarico di motori volumetrici;
- proposta e sviluppo di una nuova procedura di rilievo ed analisi delle condizioni di mancata accensione in motori pluricilindrici ad accensione comandata;
- realizzazione di modelli per l’analisi dei processi di combustione e di iniezione per l’ottimizzazione delle prestazioni motoristiche e di compatibilità ambientale di motori diesel;
- sviluppo di modelli per l’analisi del processo di deposizione e di rimozione del particolato nei filtri di motori ad accensione spontanea;
- sviluppo di una nuova metodologia, non intrusiva, per la caratterizzazione del processo di combustione mediante l’elaborazione di segnali accelerometrici e acustici;
- studio della formazione del getto di combustibile in camere di combustione mediante modelli Lattice-Boltzmann;
- progetto di un impianto sperimentale per l’utilizzazione energetica della biomassa.

Collaborazioni scientifiche con Enti Esterni

- esperto inserito nell’apposito Albo del Ministero per la Ricerca Scientifica e Tecnologica per l’attività di istruzione e gestione dei progetti di ricerca;
- responsabile scientifico di due Convenzioni di Ricerca, 2009, con l’Unità di Ricerca per l’Ingegneria Agraria del CRA (Consiglio per la Ricerca e la Sperimentazione in Agricoltura);
- responsabile scientifico di una Convenzione di Ricerca, 2009, con la Lombardini Motori (Kohler Co.)

Dott. Ing. Fulvio Palmieri

Ricercatore a tempo determinato, SSD ING-IND/08 Macchine a Fluido, presso il Dipartimento di Ingegneria, Università degli studi Roma Tre.

Ambiti di ricerca

- Analisi dei processi di formazione della carica in camera di combustione e delle prestazioni di sistemi di iniezione ad elevata pressione, ad architettura non convenzionale;
- Caratterizzazione sperimentale e modellazione dettagliata dei componenti dei sistemi di iniezione;
- Caratterizzazione sperimentale e modellazione dettagliata di componenti oleodinamici e pneumatici;
- Indagine su sistemi di tipo industriale per la combustione della biomassa su griglia;

Attività didattica

Affidatario del Corso di Oleodinamica e Pneumatica per gli anni accademici 2013/2014 e 2012/2013. Svolge attività didattica integrativa per il corso di Motori a Combustione Interna. Membro della commissione di esame per i corsi di Motori a Combustione Interna e Oleodinamica e Pneumatica; relatore e correlatore di tesi di laurea in Motori a Combustione Interna ed Oleodinamica e Pneumatica; membro delle commissioni di laurea in Ingegneria Meccanica.