

CIRCUITO SPERIMENTALE PER PROVE SU CICLO FRIGORIFERO AD EIEZIONE DI VAPORE CON PRODUZIONE DI ICE-SLURRY.

A. Gagliardi, G. Grazzini, A. Rocchetti

Dipartimento di Energetica, Università di Firenze
Via S. Marta 3, 50139 Firenze

SOMMARIO

E' stato realizzato un codice di simulazione numerica per l'ottimizzazione delle prestazioni di un ciclo frigorifero ad eiezione di vapore. Il codice è stato utilizzato per ottenere il dimensionamento ottimale di un ciclo ad eiezione con eiettore a due stadi compatto ed evaporazione flash per la produzione della miscela di acqua e cristalli di ghiaccio (ice-slurry) all'evaporatore. Il codice ha fornito come risultati i parametri geometrici e le condizioni operative dell'intero ciclo ad eiezione. Sulla base di questi risultati sono stati progettati e realizzati i dispositivi necessari alla messa in opera di un circuito di prova per il ciclo ad eiezione. Il circuito di prova è in fase di collaudo presso i laboratori di Fisica Tecnica del Dipartimento di Energetica dell'Università di Firenze.

1. INTRODUZIONE

Il ciclo ad eiezione (o a termocompressione) è un ciclo tritermico che può essere immaginato come sovrapposizione di un ciclo motore e di un ciclo frigorifero. L'eiettore è il dispositivo che permette di trasferire lavoro dal ciclo motore a quello frigorifero, svolgendo la mansione di compressore nel ciclo frigorifero. Il fluido frigorifero considerato è acqua.

Il modello fisico su cui è costruito il codice numerico considera un sistema aperto che scambia energia termica con tre portate di acqua esterna nei tre scambiatori del ciclo: evaporatore, condensatore e generatore. Sono stati considerati scambiatori a tubi e mantello, per il condensatore ed il generatore, con acqua nei tubi e vapore del ciclo nel mantello al fine di considerare costante la pressione del vapore. Per l'evaporatore è stato considerato uno scambiatore ad evaporazione diretta.

Il codice numerico, in Visual Basic, richiede all'utente di definire i valori delle temperature delle tre sorgenti termiche e della potenza frigorifera alla sorgente a bassa temperatura. Si richiede inoltre di definire i limiti di variazione ammissibile per le variabili indipendenti che sono: le tre portate d'acqua esterna agli scambiatori, il numero ed il diametro dei tubi del fascio tubiero al generatore ed al condensatore, la temperatura di saturazione del fluido frigorifero ai tre scambiatori, il grado di surriscaldamento del vapore in uscita dal generatore e la portata motrice del fluido frigorifero all'eiettore.

Il codice procede all'ottimizzazione del ciclo utilizzando una definita funzione obiettivo e fornisce come risultati i parametri geometrici e operativi dell'eiettore e dei tre scambiatori di calore che competono alla configurazione individuata dal codice come soluzione ottimizzante.

Questo codice numerico è stato utilizzato per il dimensionamento dell'apparato sperimentale in fase di realizzazione al Dipartimento di Energetica per la produzione di ice-slurry mediante un ciclo frigorifero ad eiezione di vapore. L'apparato sperimentale nasce come circuito di prova per lo sviluppo di nuove configurazioni dell'eiettore e per lo studio delle problematiche legate alla produzione di ice-slurry sotto vuoto e delle caratteristiche termo-fluidodinamiche di questo fluido.

2. L'EIETTORE

L'eiettore è un dispositivo attualmente impiegato in vari settori, dalle applicazioni aerospaziali per propulsione e refrigerazione, alle applicazioni più propriamente industriali come ad esempio per l'estrazione di gas incondensabili dai circuiti di vapore.

La produzione di energia frigorifera mediante cicli ad eiezione di vapore sta riscuotendo interesse sia nella ricerca che nel mondo industriale grazie all'attenzione ai fluidi naturali generata dall'effetto serra e dalla riduzione dello strato di ozono.

Nel campo della refrigerazione e del condizionamento ambientale, questa tipologia di ciclo è fortemente penalizzata dal punto di vista del rendimento in confronto con i tradizionali cicli frigoriferi a compressione. Le cause del basso valore delle prestazioni sono da ricercare principalmente nell'eiettore. La possibilità di un incremento delle prestazioni del ciclo ad eiezione non può prescindere dallo studio di nuove configurazioni per l'eiettore che ne migliorino l'attitudine ad agire quale compressore del ciclo. A tal proposito una nuova configurazione è stata analizzata (Grazzini, 1998 e 2002): si tratta di un eiettore a doppio stadio in cui l'ugello primario del secondo stadio è collocato in posizione anulare direttamente all'uscita della camera di miscelamento del primo stadio. Questa scelta permette di eliminare il diffusore del primo stadio, riducendo le perdite per attrito ed usando l'energia cinetica posseduta dalla corrente di fluido in uscita dalla prima camera di miscelamento, oltre a rendere l'eiettore particolarmente compatto rispetto alle tradizionali configurazioni multistadio.

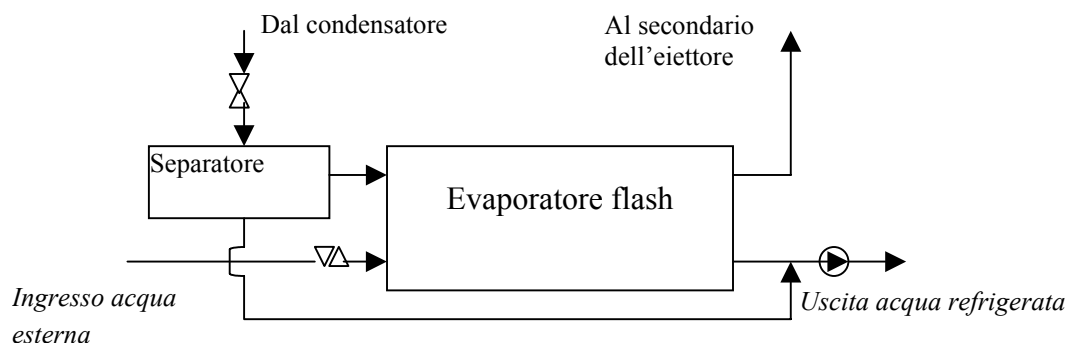
Per questa configurazione di eiettore è stata realizzata una procedura numerica che permette di definire i parametri operativi e geometrici dell'eiettore che determinano l'ottenimento delle prestazioni richieste dal codice di ottimizzazione numerica del ciclo frigorifero ad eiezione. Il modello numerico è basato sulle relazioni isoentropiche per flusso stazionario monodimensionale. Sono stati introdotti dei rendimenti isoentropici per gli ugelli primari e per il diffusore subsonico finale valutati mediante una simulazione comparata con due software fluidodinamici, FLUENT ed ESDU 94046 Ejectors and Jet Pumps (Grazzini, 2001)

3. L'EVAPORATORE FLASH

Questi scambiatori sono comunemente utilizzati nei processi produttivi come ad esempio nel processo di dissalazione dell'acqua. L'evaporazione flash avviene quando un liquido è esposto ad un repentino abbassamento della pressione sotto quella di saturazione del vapore (per liquidi puri) o alla pressione di vapore di equilibrio (per le soluzioni) corrispondente alla temperatura del liquido. In un processo adiabatico parte del liquido evapora per recuperare l'equilibrio prelevando calore latente di vaporizzazione dal liquido stesso che diminuisce quindi la sua temperatura. Questo processo ha luogo finché la temperatura del liquido non raggiunge la temperatura di saturazione (per liquidi puri) o la temperatura di equilibrio (per soluzioni) corrispondente alla minore pressione.

Il modello utilizzato è rappresentato in figura 1.

Fig. 1 – Schema dell'evaporatore flash



La portata di fluido proveniente dal condensatore attraverso l'organo di laminazione è separato in vapore saturo, che viene inviato alla camera di flash dell'evaporatore, e liquido saturo che viene inviato e miscelato con la portata di acqua fredda in uscita dall'evaporatore.

L'acqua proveniente dal circuito di raffreddamento (sorgente esterna) a temperatura fissata e a pressione atmosferica è laminata alla pressione che vige all'interno dell'evaporatore flash. La pressione di saturazione del vapore all'interno della camera di flash è controllata dalla porta secondaria dell'eiettore che richiama il vapore saturo per il ciclo frigorifero.

E' stata realizzata una procedura numerica di dimensionamento dell'evaporatore flash che, nel codice di ottimizzazione numerica, fornisce i parametri geometrici e operativi di funzionamento dell'evaporatore flash (Grazzini, 2001).

4. LA PRODUZIONE DI ICE-SLURRY

L'ice-slurry, in italiano "salamoia di ghiaccio", "ghiaccio liquido" o "granita", è una miscela che sfruttando il calore latente di fusione del ghiaccio presenta una elevata capacità termica. La miscela è composta da una percentuale di microcristalli di ghiaccio trasportati nella fase liquida che, a seconda del livello di temperatura a cui dovrà lavorare, sarà composta da sola acqua oppure da una miscela di acqua e anticongelante. Le caratteristiche fluidodinamiche e di scambio termico che li contraddistinguono non sono ancora state completamente descritte.

Anche per quanto concerne i dispositivi per la produzione (Ice-Slurries Generators) non c'è una tecnologia affermata, attualmente ci sono varie tipologie in fase di sviluppo e ottimizzazione [Cavallini, 2000]. Nel nostro caso si propone di produrre ice-slurry mediante evaporazione diretta al punto triplo, riferendosi quindi a sistemi di tipo "vacuum generator". Tipicamente in questi generatori il fluido da cui si ottiene l'ice-slurry viene portato alle condizioni di pressione del punto triplo ed il vapore che si genera viene condensato mediante condensatori a superfici fredde o iniezione diretta di acqua. I rendimenti sono molto elevati, ma il ciclo di condensazione del vapore presenta problemi legati all'elevato volume specifico del vapore che mette in crisi i dispositivi di compressione. L'obiettivo è quello di utilizzare il ciclo ad eiezione come ciclo frigorifero a servizio di un evaporatore flash per la produzione di ice-slurry. Per simulare il comportamento di questo sistema è stato utilizzato il codice numerico di ottimizzazione in cui la temperatura e pressione all'evaporatore sono state imposte intorno al punto triplo dell'acqua. I risultati del codice sono stati utilizzati per la progettazione dei componenti dell'apparato sperimentale.

5. IL CODICE NUMERICO

Il codice numerico è stato realizzato in Visual Basic utilizzando un processo di ottimizzazione numerica basato sul metodo Complex (Box, 1969) con approccio multivariato. Sono state confrontate diverse funzioni obiettivo, al fine di ottenere una soluzione dell'ottimizzazione che fornisse le migliori prestazioni del ciclo frigorifero considerando anche i vincoli di spazio e realizzazione imposti dai ridotti spazi del Laboratorio. A tal fine è stata individuata come funzione di ottimizzazione la funzione OF_V definita secondo la seguente relazione:

$$OF_V = \frac{COP}{\sum V} = \frac{Q_E}{(Q_G + W_P + \sum W_{\lambda_p}) + (V_E + V_C + V_G)} \quad 1)$$

che rappresenta il rapporto fra il COP del ciclo frigorifero e la somma dei volumi di ingombro calcolati per i tre scambiatori del ciclo. Nel COP sono considerati oltre all'effetto utile all'evaporatore (Q_E) e all'energia spesa al generatore (Q_G) anche le potenze meccaniche richieste per la pompa di circolazione del liquido fra il condensatore ed il generatore (W_P) e per le pompe di circolazione dell'acqua esterna agli scambiatori ($\sum W_{\lambda}$), e quindi tutti i principali scambi energetici del sistema termodinamico con l'ambiente esterno.

Il codice numerico ha fornito i parametri geometrici ed operativi per il dimensionamento dei componenti del ciclo frigorifero ad eiezione di vapore con potenza frigorifera pari a 5000W, temperatura della sorgente fredda

pari a 274 K, della sorgente intermedia pari a 303.15 K, e della sorgente calda pari a 378.15K. Vengono presentati i risultati principali ottenuti per le prestazioni del ciclo e per i parametri caratteristici dei dispositivi nelle tabelle da 1 a 4.

Tab. 1 – Prestazioni e condizioni operative del ciclo frigorifero

COP	T_{fE}	T_{fC}	T_{fG}	ΔT_{fG}	L_p
	[K]	[K]	[K]	[K]	[W]
0.11	272.62	306.10	373.20	377.63	412

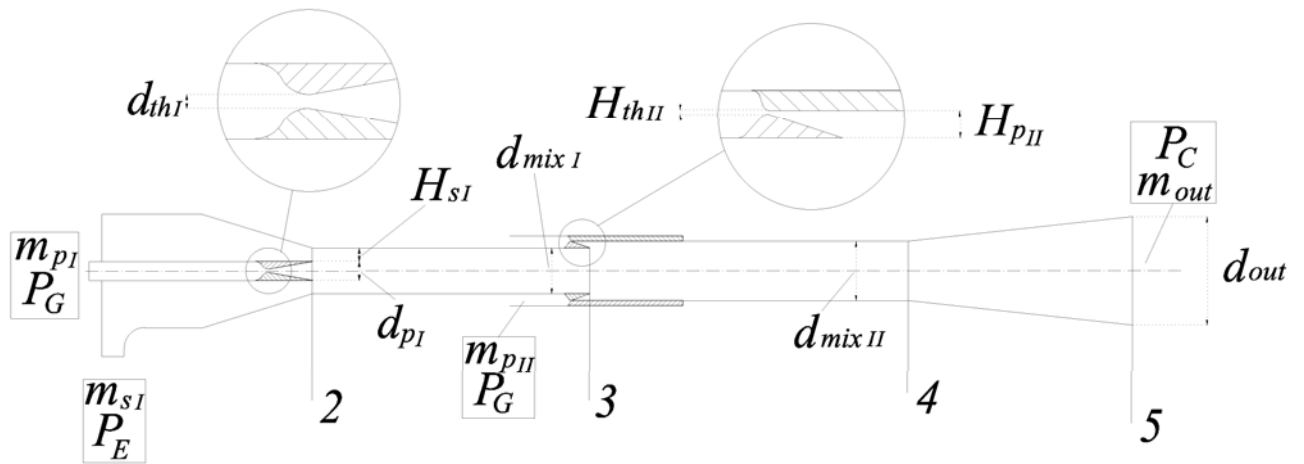
Dove T_{fE} , T_{fC} , T_{fG} , rappresentano rispettivamente le temperature di saturazione all'evaporatore, al condensatore ed al generatore, ΔT_{fG} il grado di surriscaldamento del vapore al generatore e L_p la potenza meccanica necessaria per tutte le pompe di circolazione del sistema termodinamico.

Tab. 2 – Parametri operativi e geometrici dell'eiettore a due stadi compatto

β	ω	ζ	Ma_{pI}	Ma_{sI}	Ma_{mixI}	Ma_{pII}	Ma_{mixII}	Ma_{out}			
8.76	0.11	177.26	3.46	0.77	2.79	0.47	0.47	0.11			
d_{thI}	d_{pI}	L_I	H_{sI}	d_{mixI}	L_{mixI}	H_{thII}	H_{pII}	L_{II}	d_{3II}	L_{mixII}	d_{out}
10^3 [m]	10^3 [m]	10^3 [m]	10^3 [m]	10^3 [m]	10^3 [m]	10^3 [m]	10^3 [m]	10^3 [m]	10^3 [m]	10^3 [m]	10^3 [m]
6.0	31.2	144.0	13.7	58.5	351,0	0.4	3.4	32.2	65.5	393.0	131,0

Dove β è il rapporto di compressione totale definito dal rapporto fra la pressione del vapore in uscita dall'eiettore e quella del vapore in ingresso alla porta del secondario del primo stadio (pari alla pressione di saturazione all'evaporatore), ω è il rapporto di trascinamento definito dal rapporto fra la portata in massa in ingresso al secondario del primo stadio e la portata in massa di fluido motore in ingresso ai due primari dell'eiettore, ζ è il rapporto motore definito dal rapporto fra la pressione del vapore motore e la pressione del vapore in ingresso al secondario del primo stadio. Il numero di Mach Ma e i parametri geometrici, diametri d , spessori H dei condotti anulari e lunghezze L , delle varie sezioni possono essere individuati mediante l'ausilio della figura 2

Fig. 2 – Schema dell'eiettore a due stadi compatto



Tab. 3 – Parametri operativi e geometrici dell'evaporatore flash

Evaporatore			
M_w	$T_{w\ in}$	$T_{w\ out}$	A
[kg/s]	[K]	[K]	[m ²]
4.07	274	273.73	0.84

Dove M_w rappresenta la portata d'acqua esterna in ingresso allo scambiatore, $T_{w\ in}$ e $T_{w\ out}$ si riferiscono rispettivamente alla temperatura dell'acqua esterna in ingresso ed uscita dall'evaporatore flash, mentre A rappresenta l'area di interfaccia liquido-vapore necessaria all'interno della camera di flash dell'evaporatore.

Tab. 4 – Parametri operativi e geometrici del condensatore

Condensatore					
M_w	$T_{w\ in}$	$T_{w\ out}$	D	ΔD	L
[kg/s]	[K]	[K]	[m]	[m]	[m]
11.24	303.15	304.24	0.033	0.065	2.94
nT	nT_{surr}	nA	sA		
			[m ²]		
90	5	470	1.05		

Dove M_w rappresenta la portata d'acqua esterna in ingresso allo scambiatore, $T_{w\ in}$ e $T_{w\ out}$ si riferiscono rispettivamente alla temperatura dell'acqua esterna, D è il diametro interno, ΔD è lo spessore e L la lunghezza dei tubi del fascio tubiero, scelti nella serie normalizzata dei tubi in rame secondo la norma UNI 6785. nT ed nT_{surr} sono rispettivamente il numero di tubi della sezione condensante e della sezione desurriscaldante alettata (un solo rango di tubi) del fascio tubiero, nA rappresenta il numero di alette per tubo e sA la superficie alettata per tubo del primo rango desurriscaldante.

6. L'APPARATO SPERIMENTALE

I risultati ottenuti dal codice numerico hanno permesso la progettazione dei componenti del ciclo di cui si riportano i complessivi di progetto nelle fig. da 3 a 7.

Fig. 3 – Schema complessivo di progetto dell'eiettore a due stadi compatto

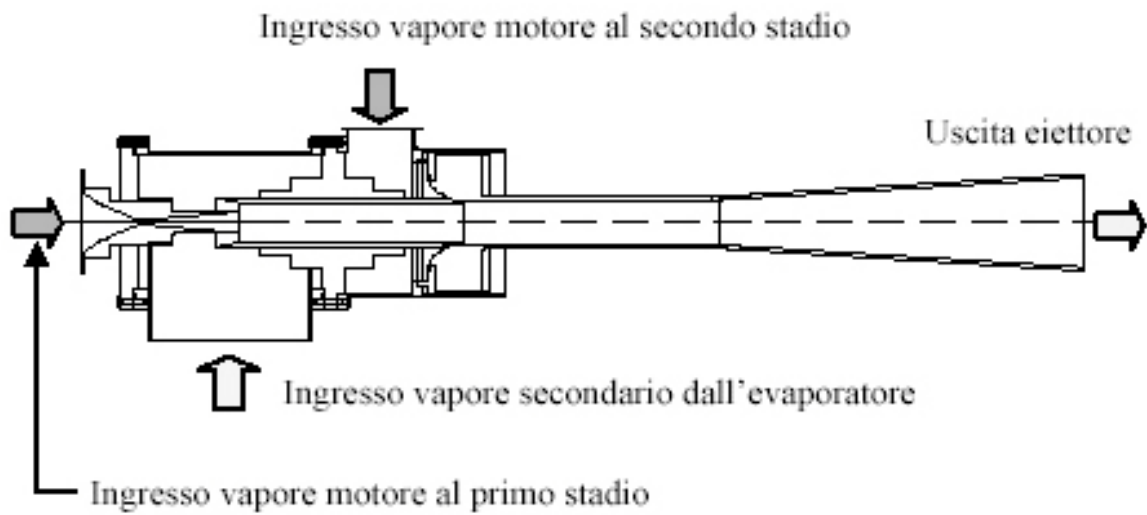


Fig. 4 – Schema dell'evaporatore flash

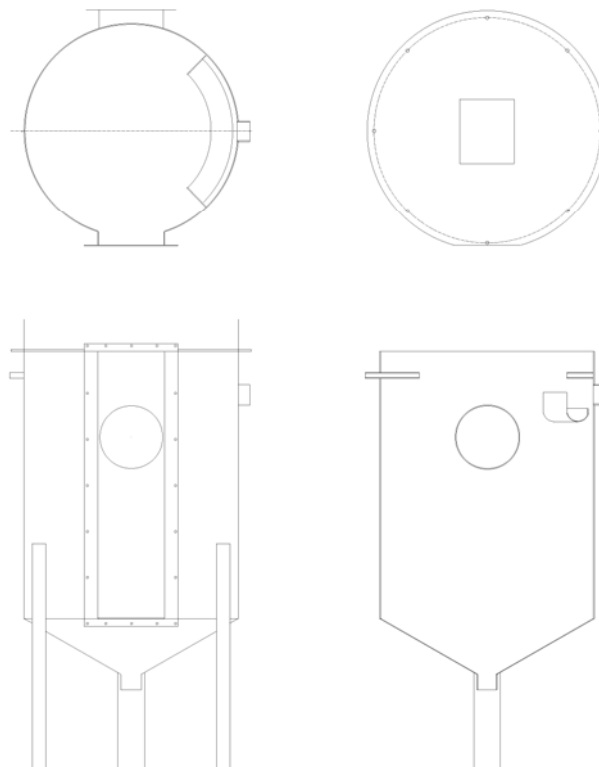


Fig. 5 – Schema del condensatore

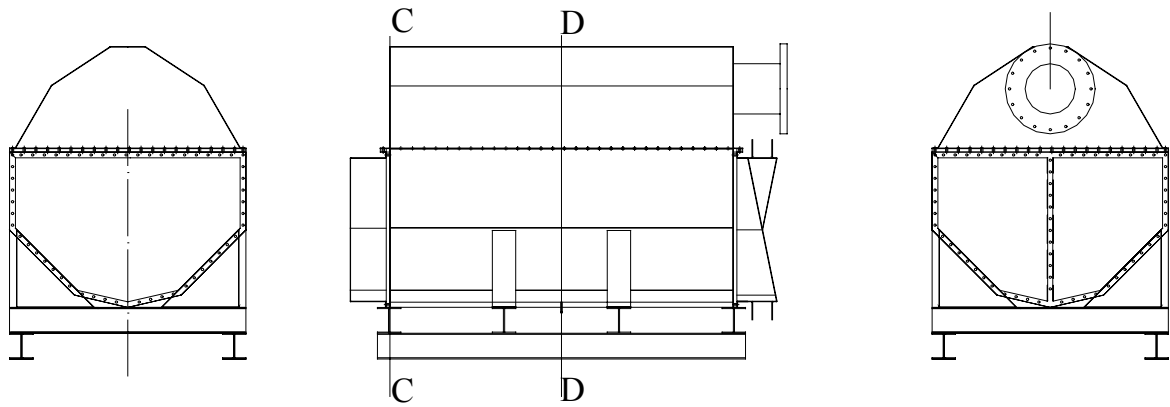


Fig. 6 – Sezioni del condensatore

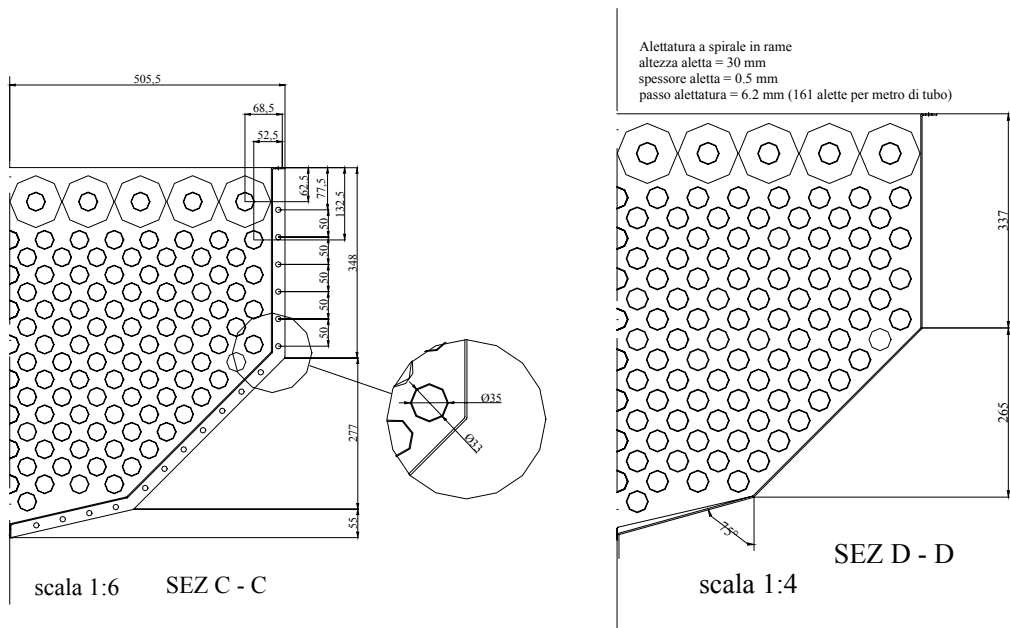
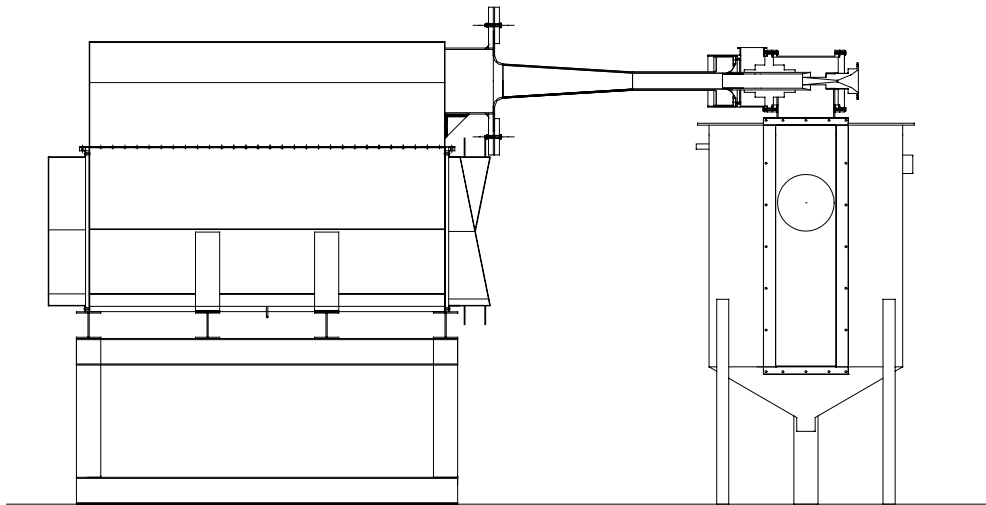
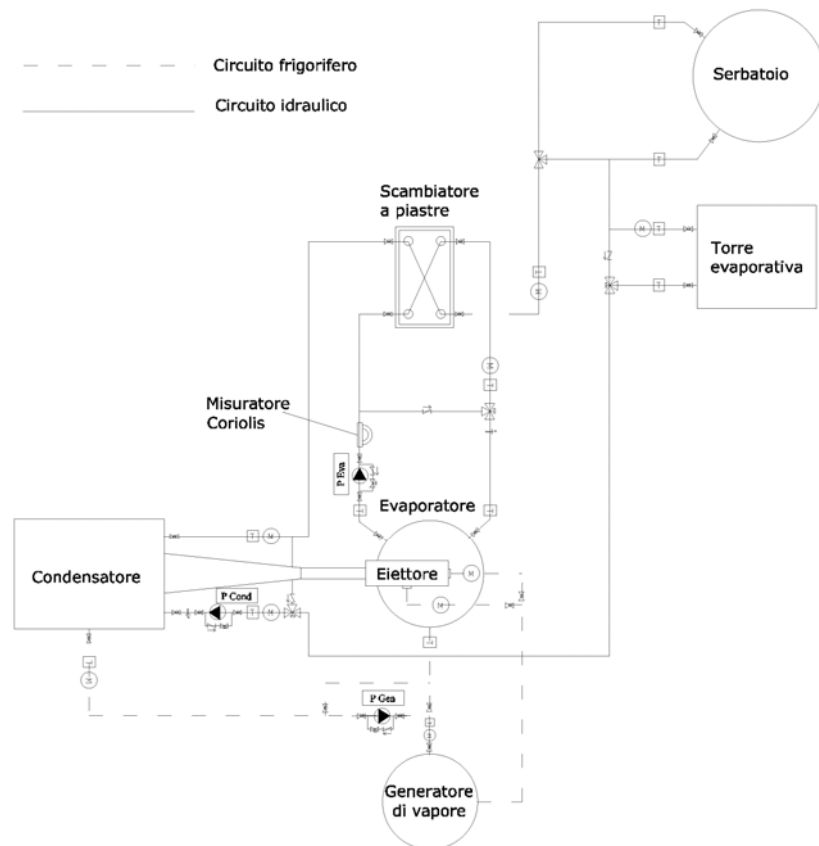


Fig. 7 – Schema di assemblaggio



Il sistema è composto da due diversi circuiti, quello frigorifero percorso dal vapore e quello idraulico ausiliario come presentato nello schema di figura 8.

Fig. 8 – Schema dell'apparato sperimentale



Il vapore motore per l'eiettore è prodotto da una caldaia elettrica (per problemi di sicurezza) con potenza massima pari a 90kW a 3 bar, alimentata da una serie di resistenze elettriche per un totale di 4 stadi di funzionamento per una regolazione modulare con passi di incremento di 6 kW. La caldaia mediante una pompa di alimentazione ha la possibilità di regolare la pressione di funzionamento e di fornire quindi vapore saturo e surriscaldato alla pressione desiderata. Il vapore generato dalla caldaia alimenta i due primari dell'eiettore mediante una tubazione da 1" coibentata in cui sono posti due misuratori di portata a diaframma normalizzato in base alla norma UNI EN ISO 5167-1 del settembre 1997. La misura della caduta di pressione statica è effettuata mediante un rilevatore di pressione differenziale Endress&Hauser DELTABAR S PMD 230, con cella del trasduttore in ceramica al polisilicio che fornisce un segnale di misura 4-20mA.

Non è stato possibile prevedere sensori di misura per il monitoraggio dei parametri termofluidodinamici all'interno dell'eiettore a causa della complessa geometria di questo sistema e delle dimensioni.

E' stato previsto un misuratore di pressione statica Endress&Hauser CERABAR PMC 131 sia sulla parete laterale del condensatore che dell'evaporatore per il monitoraggio della pressione all'interno di questi scambiatori. Il sensore CERABAR è dotato di un trasduttore con cella ceramica al polisilicio e che fornisce un segnale di misura 4-20mA.

Per il raffreddamento dell'acqua del condensatore è stato previsto un circuito di raffreddamento con tubi in PCV DN 60 isolati, con torre evaporativa esterna. Inoltre, questa portata di acqua viene raffreddata dal circuito esterno dell'evaporatore flash, mediante uno scambiatore a piastre.

La torre evaporativa è stata dimensionata su una differenza di temperatura fra l'acqua entrante ed uscente dalla torre pari a 5°C, in modo da ridurre le dimensioni del pacco evaporante della torre. Per la presenza dello scambiatore a piastre fra il circuito idraulico del condensatore e quello dell'evaporatore e per le caratteristiche operative della torre, è stato previsto un circuito di ricircolo sulla mandata e ritorno dell'acqua al condensatore, con una valvola di miscelamento comandata da un sensore di temperatura ad immersione e regolata mediante il sistema di controllo e acquisizione, in modo da ottenere in ingresso allo scambiatore la temperatura di progetto prevista dai risultati del codice di ottimizzazione.

La torre evaporativa è un modello MITHA PMS 9/110 di potenza 57 kW, con ventilatore assiale montato sulla sommità della struttura, pacco evaporante in resina e vasca di raccolta inferiore.

Per la misura della portata di acqua (o ice-slurry) in uscita dall'evaporatore è stato scelto un misuratore di portata ad effetto Coriolis.

Nel misuratore vi sono i due tratti in cui il fluido percorre il tubo in direzione opposta fra loro generando forze di deformazione opposte. La misura della deformazione è proporzionale alla portata in massa, ed il sensore fornisce quindi al sistema di acquisizione un segnale proporzionale 4-20mA.

Analogamente al circuito idraulico del raffreddamento del condensatore, anche per il circuito dell'evaporatore flash è stata adottata una configurazione con ricircolo per ottenere le caratteristiche di progetto, ottenute dal codice di ottimizzazione, del fluido in ingresso all'evaporatore flash.

Per i circuiti idraulici sono state dimensionate le pompe per la circolazione dell'acqua (e/o ice-slurry).

Su tutte le sezioni del circuito idraulico, all'evaporatore ed al condensatore, così come sulla mandata del vapore all'eiettore sono previste misure di temperatura con termocoppie rame costantana realizzate in laboratorio.

Il sistema di acquisizione legge i valori differenziali rispetto ad un giunto di riferimento a temperatura nota.

Il sistema di acquisizione è un sistema National Instrument Field Point composto da una unità di rete FP1000 che mediante cavo seriale RS232 si connette alla porta seriale COM del PC. All'unità di rete sono connessi moduli per la lettura di differenti tipologie di segnale-dati, mediante basi con innesto RC 485 su cui si possono montare i differenti moduli di acquisizione segnale. Nel nostro caso sono stati previsti 7 moduli di acquisizione per termocoppie (TC120) per un totale di 56 canali di acquisizione, e due moduli per segnali analogici (AI 100) per un totale di 16 canali di acquisizione. Il sistema di acquisizione è dotato di un software di controllo e gestione perfettamente integrabile in Labview, che permette agevolmente di progettare la logica di acquisizione dei segnali dai diversi sensori, e di farne la calibrazione.

Bibliografia

1. .Grazzini G., Rocchetti A., (2002): “Numerical optimisation of a two-stage ejector refrigeration plant”, Int. J. of Refrigeration, vol. 25, p.621
2. Grazzini G., Rocchetti A., (2001): “Codice monodimensionale per il dimensionamento ottimale di un eiettore a due stadi per impianto di refrigerazione a vapore”, Atti XIX Congr. Naz. Trasmissione del Calore, UIT, Modena, 25-27 giugno, p. 377
3. Grazzini G., Rocchetti A., (2001): “Direct evaporation steam ejector refrigeration plant”, HPC’01, Cooling, heating and power generation systems, Paris, 5-7 settembre, PrePri. VII, p. 211
4. Cavallini, A. Fornasieri, E., (2000); “L’impiego del ghiaccio fluido (sospensione acqua e ghiaccio) nella refrigerazione”; 41° Conv. Annuale AICARR, Milano, p. 475
5. Grazzini G., Mariani A., (1998): “A Simple Program to design a Multi-Stage Jet Pump for Refrigeration Cycles”, Energy Convers. Mgmt., Vol.39, No16-18, p.1827
6. Box M.J., Davies D., Swann W.H, (1969); “Non-Linear Optimisation Techniques”; ICI Monograph 5, Oliver & Boyd, London, 1969