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

MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO

Progetto di un circuito per prove sperimentali su mini-micro canali con CO_2

G. Zummo, G. Boccardi, A. Franchi, A. Lattanzi, M. Morlacca,
M. Pieve, L. Saraceno, A. Scotini, L. Simonetti, R. Trinchieri

Report RdS/PAR2015/173

PROGETTO DI UN CIRCUITO PER PROVE SPERIMENTALI SU MINI-MICRO CANALI CON CO_2

G. Zummo, G. Boccardi, A. Franchi, A. Lattanzi, M. Morlacca, M. Pieve, L. Saraceno, A. Scotini, L. Simonetti, R.Trinchieri (ENEA)

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA
Piano Annuale di Realizzazione 2015
Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici
Progetto: Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia
Obiettivo b.3: Studio sull'utilizzo di scambiatori di calore a mini-micro canali per CO_2 per gas-cooler ed evaporatori innovativi
Responsabile del Progetto: Gino Boccardi, ENEA

Indice

SOMMARIO 4
1 INTRODUZIONE 5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI 11
2.1 DEFINIZIONE DELL'IMPIANTO SPERIMENTALE 11
2.2 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO SPERIMENTALE 12
2.3 CIRCUITO DI REFRIGERAZIONE, REFRIGERATION LOOP 17
2.4 POMPA DI CIRCOLAZIONE OIL-FREE 19
3 CONCLUSIONI 20
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI 20
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI 21

Sommario

L'obiettivo di questa attività prevede lo sviluppo del progetto di un circuito sperimentale per la misurazione dei coefficienti di scambio termico della CO_2 in condotti con geometria tubolare e in prototipi di scambiatori di calore, sia in condizioni di evaporazione sia in condizioni supercritiche. Le geometrie dei condotti per le prove di trasmissione di calore saranno di tipo cilindrico (tubi di vario diametro) con diametri variabili nell'intervallo 1.0 – 8.0 mm per le prove con la CO_2 supercritica, mentre per i test in evaporazione saranno impiegati sia tubi che multi-canali rettangolari con diametri idraulici nell'intervallo 0.5 – 3 mm. Il campo di temperatura previsto per le prove sperimentali va da 30 a 300 °C per i test con il fluido supercritico, mentre per le prove in evaporazione il campo delle temperature va da -20 °C a 5°C.

Le prove nell'intorno della temperatura critica, pari a circa 31 °C, consentiranno lo studio dei coefficienti di scambio termico in presenza di significative variazioni delle proprietà termofisiche della CO_2 tipiche di questa regione. Le prove ad alta temperatura consentiranno di estendere la validità dei modelli e metodi di calcolo dei coefficienti di scambio termico.

Le prove sperimentali di trasmissione del calore con la CO_2 supercritica saranno dedicate allo studio dei coefficienti di scambio termico sia in riscaldamento sia in raffreddamento. I risultati sperimentali saranno confrontati con i modelli di scambio termico disponibili in letteratura e forniranno la conoscenza necessaria per dimensionare correttamente gli scambiatori di calore e adottare metodi e modelli che ne consentano l'ottimizzazione nelle condizioni reali di funzionamento negli impianti.

L'apparato sperimentale viene progettato per consentire i due tipi di prove di trasmissione del calore (convezione forzata di CO_2 supercritica ed evaporazione) in due rami a due pressioni diverse, utilizzando un unico impianto con significativi vantaggi economici e pratici.

1 Introduzione

L'anidride carbonica, nonostante sia stata utilizzata già agli inizi del '900, ha visto riaffermare il proprio utilizzo come refrigerante solo negli ultimi anni. Questa tendenza è dovuta al crescente interesse per i fluidi naturali quali sostituti dei refrigeranti sintetici nell'industria della refrigerazione e della climatizzazione. I refrigeranti sintetici, infatti, presentano notevoli problemi di impatto ambientale essendo responsabili dei danni allo strato di ozono stratosferico e dell'aumento dell'effetto serra. Molti studiosi di problematiche ambientali indicano l'utilizzo di fluidi naturali nel settore della refrigerazione come soluzione radicale per eliminare il contributo all'effetto serra causato dagli idrocarburi alogenati, appartenenti alla categoria degli HFC (quali R134a, R404A, R407C, R507, etc.). In seguito agli studi scientifici che hanno dimostrato i danni ambientali dei refrigeranti sintetici, sono state introdotte dai governi di moltissimi paesi normative che, specialmente in Europa vanno nella direzione della limitazione dell'utilizzo dei refrigeranti sintetici.

La CO_2 è un gas che provoca l'effetto serra, anzi è il più importante come quantità emesse, essenzialmente nei processi di combustione, e il più noto, tanto che è il riferimento per il calcolo del Global Warming Impact (GWP CO_2=1); questo valore è comunque estremamente basso rispetto a quello degli HFC che hanno GWP dell'ordine del migliaio. La CO_2 non presenta inoltre alcun problema di tossicità e infiammabilità e di impatto sullo strato di ozono. Infine, l'anidride carbonica ha un costo bassissimo e consente di eliminare il problema di riciclare il gas al termine del ciclo di vita dell'impianto. In sostanza la CO_2 è, al momento, uno dei fluidi più interessanti per sostituire gran parte degli attuali refrigeranti, come più dettagliatamente motivato in [1].

Riassumendo, i campi d'impiego più interessanti della CO_2 per il settore della refrigerazione, sono quelli dei condizionatori per autoveicoli, degli impianti di refrigerazione commerciale e delle pompe di calore per il riscaldamento dell'acqua sanitaria [2], [3].

Un altro settore in cui si riscontra un crescente interesse per l'utilizzo della CO_2 come fluido di lavoro è rappresentato dai cicli di potenza di tipo Brayton; questi cicli rappresentano uno strumento per migliorare l'efficienza di conversione di calore in energia meccanica e rispetto ai tradizionali cicli Rankine ad acqua, possono risultare più semplici, compatti, economici e rispondono ai transitori in modo più rapido. L'applicazione di cicli Brayton supercritici a CO_2 per la conversione di energia termica in energia meccanica (elettrica, principalmente) possono utilizzare tutte le potenziali fonti di calore, tra cui solare, geotermico, combustibili fossili, biocarburanti e nucleare [4].

Dal punto di vista termodinamico la CO_2 risulta avere un punto critico nettamente inferiore ai tradizionali fluidi frigorigeni, come si evince dalla tabella seguente in cui sono riportati i dati per l'R134a, un fluido utilizzato nell'industria della refrigerazione e per l'ammoniaca (NH_3), un altro refrigerante naturale.

Tabella 1. Confronto dei valori dei punti critici di alcuni fluidi refrigeranti

		T_{crit} [°C]	P_{crit} [bar]
R744	CO_2	30.98	73.77
R134a	CH_2FCF_3	101.1	40.67
R717	NH_3	132.35	113.53

Dal confronto con gli altri fluidi riportati nella tabella, la CO_2 si conferma come il fluido migliore per l'utilizzo nei cicli chiusi per il valore moderato della sua pressione critica, il basso valore della temperatura critica, la stabilità soprattutto alle alte temperature, la sua non tossicità e la disponibilità a basso costo. Inoltre, la CO_2 consente di ottenere elevati coefficienti di scambio termico grazie ad un'elevata conducibilità termica sia in fase liquida sia in fase gassosa. In particolare, come indicato in Figura 1, la conducibilità termica presenta un massimo in corrispondenza del punto critico e tende a diminuire con l'aumento della temperatura a parità di densità. Inoltre, il calore specifico, sempre nella regione del punto critico, è caratterizzata da valori elevati (Figura 1, sinistra) che in aggiunta a valori elevati della densità, consentono di operare a valori di

portata di massa inferiori rispetto ad altri refrigeranti a parità di potenza termica scambiata. Completano il quadro delle proprietà termofisiche della CO_2, la bassa viscosità (Figura 1, destra) e l'elevato calore latente di evaporazione riportato nella Figura 2 con un pratico confronto con altri refrigeranti. Queste caratteristiche, grazie anche all'elevata densità del vapore in condizioni di aspirazione al compressore, permettono di adottare compressori di dimensioni ridotte e tubazioni di diametro minore rispetto ai tradizionali impianti frigoriferi nonostante le elevate pressioni di lavoro [5][6][7]. Infine, per le applicazioni quali la produzione di acqua calda sanitaria con pompa di calore, il profilo di temperatura in condizioni supercritiche della CO_2 presenta il vantaggio di un ottimo adattamento alla temperatura di riscaldamento dell'acqua durante la fase di scambio termico nei gas cooler.

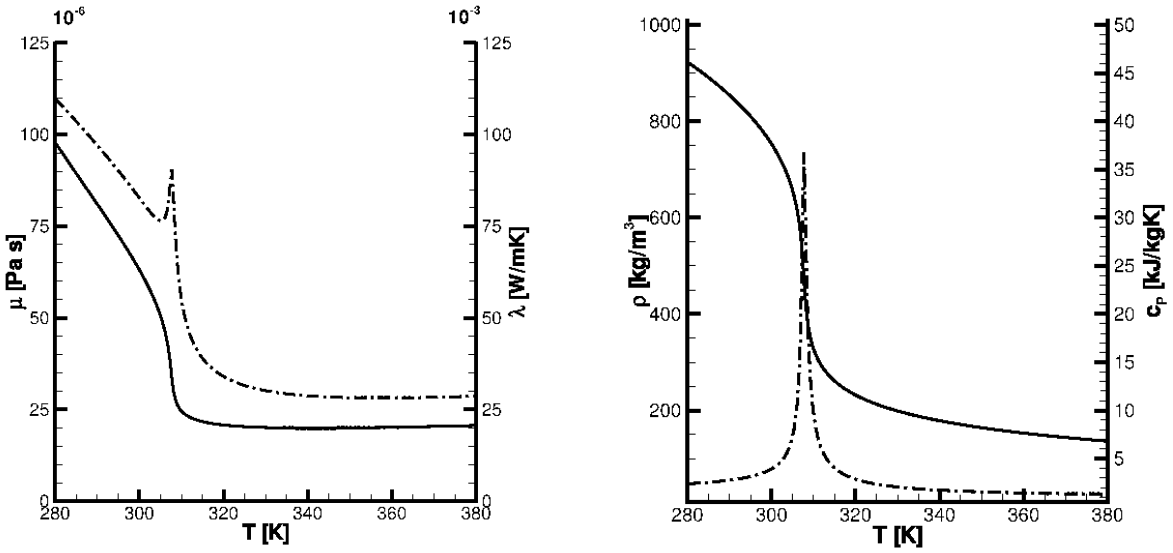

Figura 1. Proprietà termofisiche dalla CO_2. Sinistra: andamento della viscosità cinematica μ (linea continua) e della conducibilità termica λ (linea tratto e punto). Destra: andamento della densità ρ (linea continua) e del calore specifico a pressione costante c_p (linea tratto e punto)

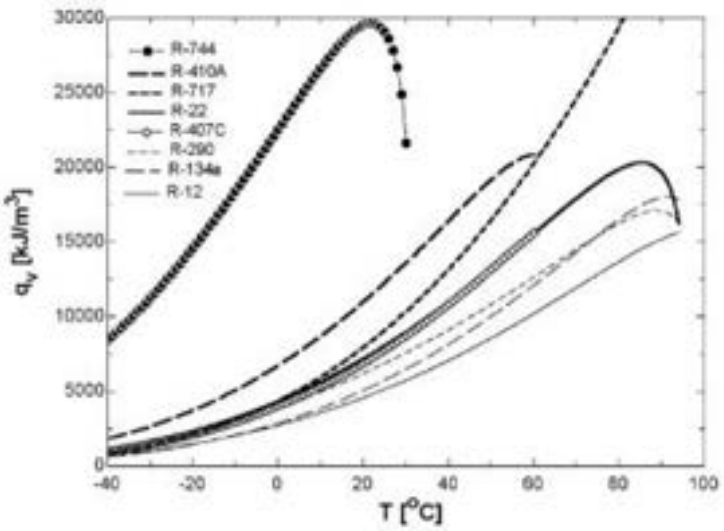

Figura 2. Andamento del calore latente volumetrico di diversi refrigeranti al variare della temperatura

L'obiettivo di questa attività prevede la progettazione di un circuito sperimentale per la misurazione dei coefficienti di scambio termico della CO_2 in condotti con geometria tubolare e in prototipi di scambiatori di calore, sia in condizioni di evaporazione sia in condizioni supercritiche.

L'accurata conoscenza delle caratteristiche di trasmissione di calore della CO_2 durante l'evaporazione in convezione forzata consente di dimensionare correttamente gli evaporatori e adottare metodi e modelli

che ne consentano l'ottimizzazione nelle condizioni reali di funzionamento. I risultati consentiranno di migliorare l'efficienza degli impianti in cui tali scambiatori di calore verranno impiegati.

In condizioni supercritiche, è molto importante ottenere un'adeguata conoscenza delle caratteristiche di scambio termico della CO_2 in convezione forzata per sviluppare metodi e modelli di calcolo dei coefficienti di scambio termico per dimensionare correttamente gli scambiatori di calore. Il campo di temperatura previsto per le prove sperimentali va da 30 a 300 °C. Le prove nell'intorno della temperatura critica, pari a 31 °C, consentiranno lo studio dei coefficienti di scambio termico in presenza di significative variazioni delle proprietà termofisiche della CO_2 tipiche di questa regione. In particolare la CO_2, per temperature prossime alla temperatura critica, è caratterizzata da variazioni rilevanti della densità, della conducibilità termica, della viscosità dinamica e del calore specifico a pressione costante. I grafici della Figura 1 riportano gli andamenti delle suddette proprietà termofisiche in funzione della temperatura e ne consentono di valutarne l'ampiezza dei campi di variazione.

L'interesse dello studio sperimentale della trasmissione di calore in questo range di temperature nasce dal fatto che il coefficiente di scambio termico in convezione forzata dipende significativamente proprio dalla densità, dalla conducibilità termica, dalla viscosità e dalla capacità termica del fluido. Se consideriamo infatti le correlazioni di scambio più utilizzate per i tubi in moto turbolento abbiamo:

- Dittus Boelter [8]:

$$Nu_D = 0.023 \mathrm{Re}_D^{4/5} \mathrm{Pr}^n \qquad \text{(eq. 1)}$$

dove

n=0.4 (riscaldamento del fluido, $T_{parete}>T_{bulk}$)
n=0.3 (raffreddamento del fluido, $T_{parete}<T_{bulk}$)

- Gnielinski [9]:

$$Nu_D = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}_D - 1000)\mathrm{Pr}}{1+12.7(f/8)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}^{2/3}-1\right)} \qquad \text{(eq. 2)}$$

in cui f è il fattore di attrito di Fanning, che nel caso di tubi lisci vale:

$$f = \left(0.790\,1\mathrm{n}\,\mathrm{Re}_D - 1.64\right)^{-2} \qquad \text{(eq.3)}$$

Nelle tre equazioni, i raggruppamenti adimensionali Nu, Re e Pr sono rispettivamente i noti numeri di Nusselt, di Reynolds e di Prandtl, definiti come

$$Nu = \frac{hD}{k} \qquad \mathrm{Re} = \frac{\rho D v}{\mu} \qquad \mathrm{Pr} = \frac{\mu c_p}{k}$$

dove compaiono appunto le grandezze termofisiche suddette. E' quindi evidente come rapide variazioni di queste grandezze comportino importanti effetti sul calcolo del coefficiente di scambio termico h nonché di altri parametri utili per il dimensionamento, in particolare viscosità e densità.

La grandezza che mostra un andamento particolarmente critico in questa zona è il c_p: la figura 3 mostra un utile confronto dei sui valori per la CO_2 supercritica, acqua e FC-72, uno dei fluidi di riferimento per il controllo termico di componenti elettronici. Nella figura, i cui dati sono stati calcolati per una pressione di 80 bar (di poco superiore alla pressione critica); la regione in prossimità della temperatura critica della CO_2 (T_{crit} = 31 °C), indicata con un tratteggio e definita ***pseudo-critica***, è caratterizzata da un picco del valore di c_p, a circa 35 °C (temperatura pseudo-critica, T_{pc}, per quella pressione), che arriva a superare di circa 7 volte quello dell'acqua.

Dato che c_p interviene nel calcolo di Pr, che poi compare nelle eq. 2 e 3, si comprende come in questa zona, già caratterizzata da brusche variazioni delle altre proprietà termofisiche, si abbiano forti escursioni del coefficiente di scambio termico.

In generale, dalla valutazione delle proprietà termofisiche si può desumere, quindi, che

- nella regione pseudo-critica i coefficienti di scambio termico in convezione forzata della CO_2 sono significativamente superiori a quelli dell'acqua e dell'FC-72, con delle forti instabilità intorno alla T critica.
- la CO_2 supercritica presenta un elevato coefficiente di scambio che, insieme alle altre caratteristiche già citate, la rende un fluido potenzialmente interessante per le applicazioni in cui è necessario smaltire flussi termici elevati con relativamente bassi valori della portata e quindi ridotti valori della potenza di pompaggio.

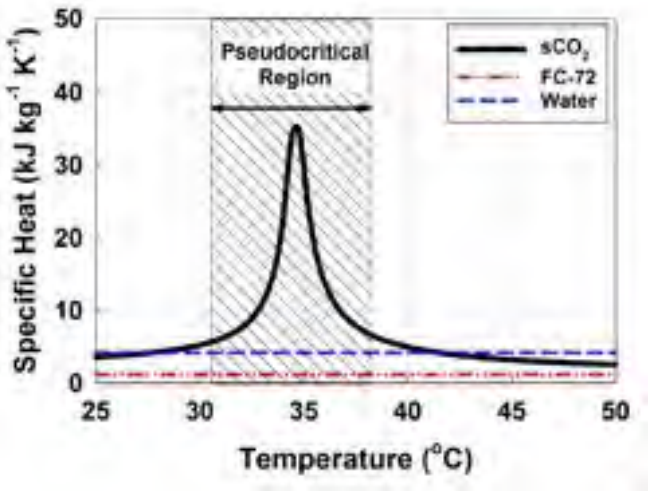

Figura 3. Confronto del calore specifico a pressione costante c_p della CO_2 supercritica (p = 80 bar) con quello dell'acqua e dell'FC-72

Uno dei problemi evidenziati dai dati sperimentali di scambio termico della CO_2, è rappresentato dal fatto che i modelli di scambio termico sviluppati in condizioni lontane dal punto critico, non forniscono risultati soddisfacenti per le condizioni critiche e le regioni limitrofe. Le Figure 4, 5 e 6, [10] mostrano i risultati sperimentali di scambio termico della CO_2 in tubi di 0.7 mm, 1.4 mm, 2.16 mm di diametro, con efflusso orizzontale, verticale verso l'alto e verticale verso il basso per p = 80 bar. Le figure riportano anche l'andamento della correlazione di Dittus Boelter.

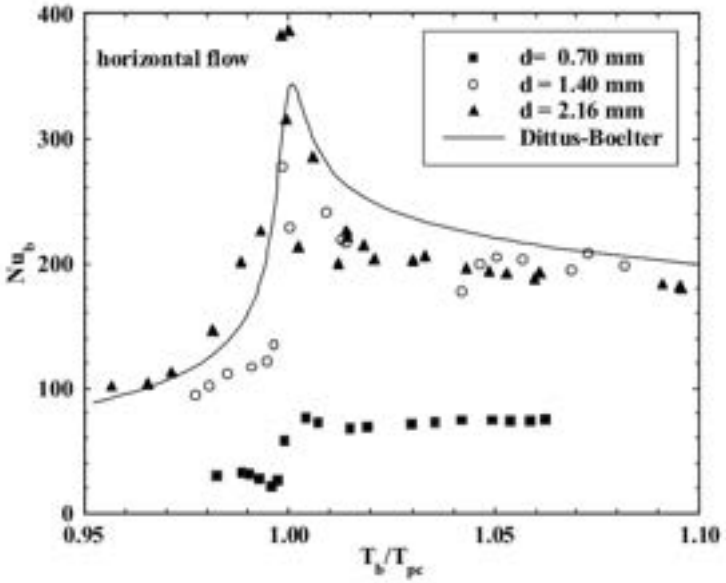

Figura 4. Effetto del diametro del tubo sul numero di Nusselt per G=1.19 kg/m^{2}s e p=80 bar per efflussi orizzontali [10]

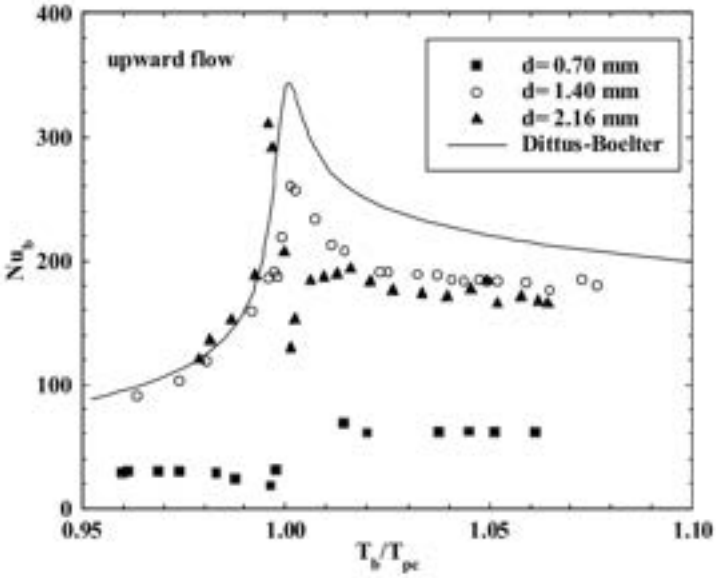

Figura 5. Effetto del diametro del tubo sul numero di Nusselt per G = 1.19 kg/m^{2}s e p = 80 bar per efflussi verticali verso l'alto [10]

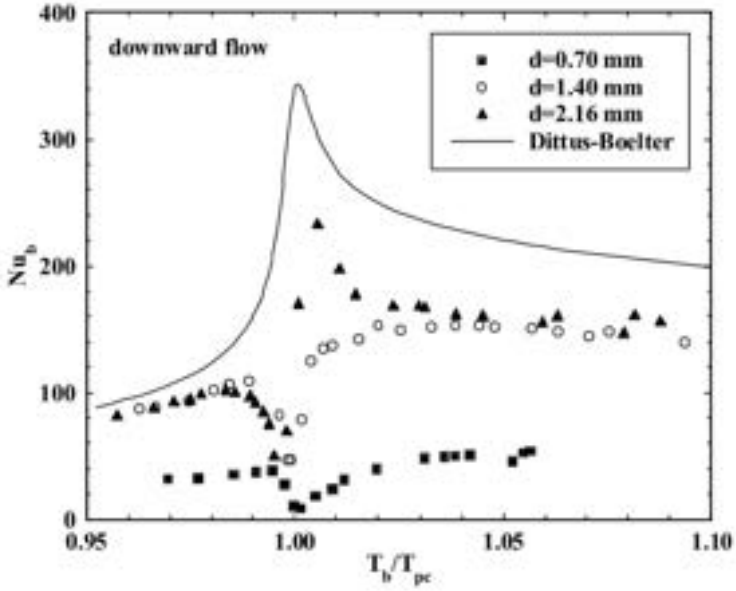

Figura 6. Effetto del diametro del tubo sul numero di Nusselt per G=1.19 kg/m^{2}s e p=80 bar per efflussi verticali verso il basso [10]

Le figure mostrano un rilevante effetto del diametro e della direzione dell'efflusso sull'andamento del coefficiente di scambio termico rappresentato dal numero di Nusselt sull'asse verticale. Inoltre, i grafici mostrano come la correlazione di Dittus Boelter fornisca delle prestazioni poco soddisfacenti per la predizione del coefficiente di scambio termico, soprattutto per i tubi più piccoli (1.4 mm e 0.7 mm di diametro). Questi risultati mostrano quanto sia importante eseguire una verifica sperimentale dei modelli di calcolo tradizionali nella regione pseudocritica e oltre, in funzione di diversi parametri: diametro dei tubi, direzione dell'efflusso, temperatura del fluido. Tali verifiche consentiranno di fornire gli strumenti di progettazione dei componenti (scambiatori di calore, pompe ecc.) che utilizzano la CO_2 supercritica come fluido vettore.

Studiata a parte la zona pseudocritica, le prove ad alta temperatura (38 °C< T < 300 °C) consentiranno di creare un insieme di dati sperimentali che costituiranno la base su cui verificare ed estendere la validità dei modelli e metodi di calcolo dei coefficienti di scambio termico per la CO_2 supercritica.

Un altro campo di applicazione della CO_2, riguarda l'evaporazione nei microcanali per le applicazioni degli evaporatori nel settore della refrigerazione. Il corretto dimensionamento degli evaporatori consente l'ottimizzazione degli impianti di refrigerazione e condizionamento ambientale. Pertanto la conoscenza del trasferimento di calore durante l'evaporazione della CO_2 risulta essere un fattore critico per la corretta progettazione dei sistemi di refrigerazione. Allo stato attuale, è stata sviluppata una notevole attività di ricerca per i refrigeranti tradizionali in condizioni operative completamente diverse da quelle tipiche della CO_2 (alta pressione) mentre risultano relativamente pochi lavori sperimentali dedicati allo studio dell'evaporazione della CO_2 [11].

Il grafico riportato nella Figura 7 mostra i risultati sperimentali di scambio termico di CO_2 in condizioni di ebollizione satura in convezione forzata (saturated flow boiling) per un singolo canale con diametro idraulico pari a 0.8 mm, T_{sat}=23.3 °C e q=1800 W/m^2 ([11]). Il coefficiente di scambio termico viene rappresentato in funzione del titolo termodinamico del fluido. I valori dei coefficienti di scambio termico mostrano un incremento per valori crescenti del titolo fino a titoli pari a 0.8 – 0.85. Oltre questo limite, si verifica una sensibile riduzione dello scambio termico dovuta alla crisi termica che si manifesta agli alti flussi termici; da ciò risulta evidente l'importanza dello studio della crisi termica, quale limite superiore nel funzionamento degli evaporatori. Il grafico della Figura 7 mostra, inoltre, gli andamenti delle correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico di Cooper [12], Borishanski [13] e Gorenflo [14]. I risultati di calcolo delle correlazioni sono caratterizzati da notevoli divergenze con i risultati sperimentali e non consentono di replicare l'andamento dei coefficienti di scambio termico.

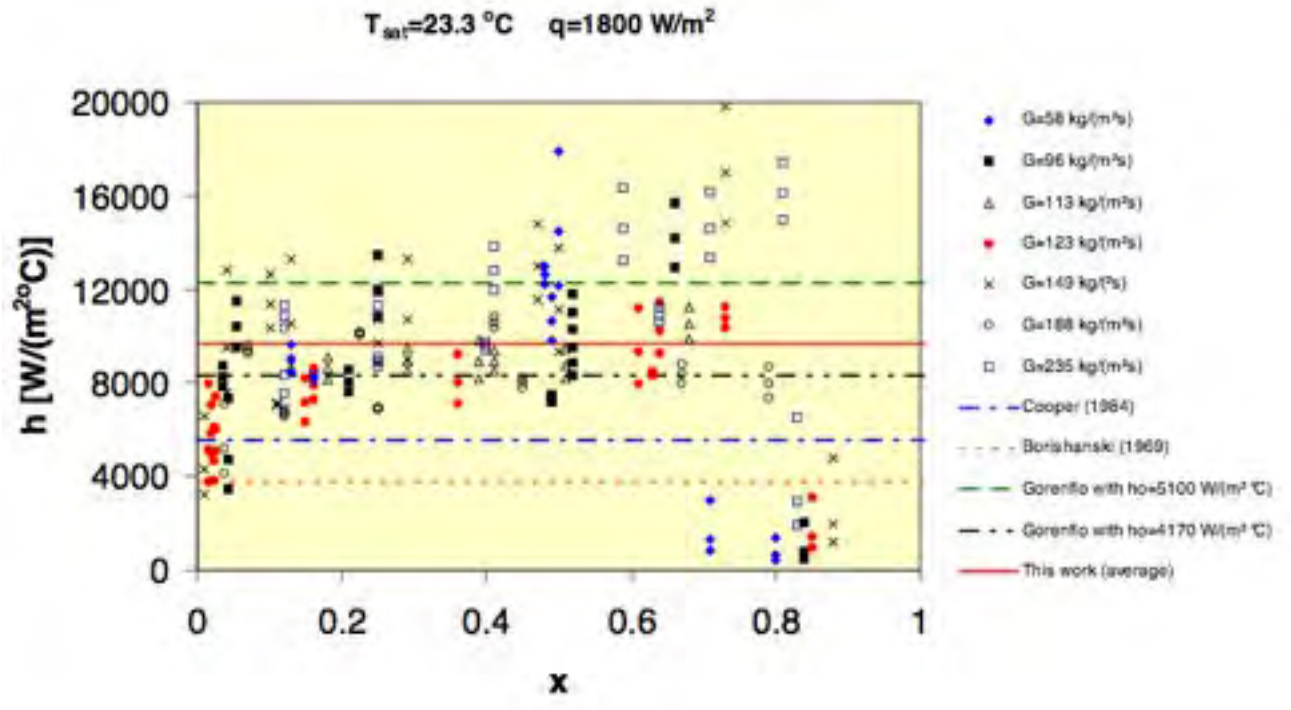

Figura 7. Risultati sperimentali del coefficiente di scambio termico in flow boiling per un microcanale da 0.8 mm di diametro idraulico [12]

La figura 8 riporta i risultati sperimentali di scambio termico in ebollizione satura di CO_2 e R134a in un tubo orizzontale di 6 mm di diametro [15]. Il grafico consente di valutare le prestazioni di trasferimento di calore dei due refrigeranti. La CO_2 mostra valori superiori fino al 56% del coefficiente di scambio termico rispetto a quelli dell'R136a, nella regione caratterizzata da valori del titolo termodinamico inferiori a 0.5. Per valori superiori del titolo, le prestazioni dei due fluidi tendono ad avvicinarsi. Questo risultato dimostra le migliori

prestazioni sul trasferimento di calore che la CO_2 garantisce, grazie ai valori elevati del calore latente di evaporazione rispetto ad altri refrigeranti (Figura 2).

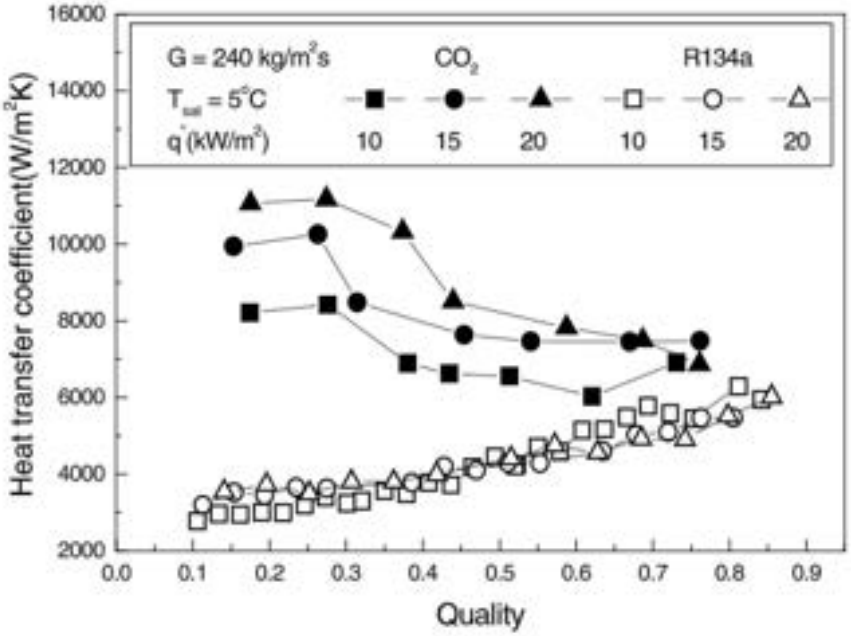

Figura 8. Risultati sperimentali del coefficiente di scambio termico in flow boiling per CO_2 e R134a nelle medesime condizioni operative [15]

I risultati discussi dimostrano la necessità di effettuare una adeguata indagine sperimentale per avere un'ampia base di dati sull'evaporazione della CO_2 necessaria per poter verificare ed eventualmente sviluppare i modelli e le correlazioni di calcolo per i coefficienti di scambio termico.

Le prove di scambio termico in evaporazione saranno condotte sia con tubi singoli sia con multicanali a sezione rettangolare. Queste prove consentiranno la misurazione dei coefficienti di scambio termico per evaporazioni e di studiarne gli effetti della riduzione del diametro del canale.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Definizione dell'impianto sperimentale

L'impianto sperimentale consentirà la misurazione accurata dei coefficienti di scambio termico della CO_2 in convezione forzata con le due modalità di trasmissione del calore introdotte nel paragrafo precedente: evaporazione e convezione forzata del fluido supercritico.

Al fine di valutare i coefficienti di scambio termico locali e le perdite di carico locali in un ampio intervallo di condizioni operative, l'impianto sperimentale dovrà garantire un'accurata indagine di tali caratteristiche al variare di diversi parametri operativi: portata di massa, pressione di test, flusso termico e temperatura della superficie di scambio termico. Inoltre, in aggiunta ai suddetti parametri, per le prove di ebollizione saranno garantite variazioni adeguate in un ampio intervallo di valori del titolo termodinamico (sia in ingresso sia in uscita dalla sezione di prova) e la temperatura di saturazione (legata alla pressione del fluido). L'impianto sperimentale consentirà di variare le grandezze che controllano i fenomeni di trasmissione del calore in modo indipendente ed in un ampio intervallo di condizioni operative tipiche dei gas cooler e degli evaporatori presenti negli impianti a CO_2.

Infine le sezioni di prova per le prove di scambio termico con CO_2 supercritica saranno caratterizzate da una geometria tubolare con diametri interni dei condotti variabili nell'intervallo: 1.0 – 8.0 mm. Verranno provati anche gli effetti del rapporto lunghezza riscaldata sul diametro del condotto nell'intervallo: 20 – 50. L'impianto sperimentale consentirà anche di disporre la sezione di prova con un'inclinazione variabile

rispetto al piano orizzontale (definite tramite l'angolo α di inclinazione) per verificare l'effetto della gravità sulla trasmissione di calore tra fluido e parete del condotto.

L'impianto sperimentale dovrà consentire lo svolgimento di prove di scambio termico in evaporazione sia in condotti circolari (tubi) sia con geometrie di tipo multicanale a sezione quadrata o rettangolare. La larghezza del singolo canale varierà nell'intervallo: 0.15 mm – 1.0 mm.

Di seguito, nella Tabella 2, sono riportati gli intervalli di variazione previsti per i parametri indipendenti descritti per le prove con fluido in condizioni supercritiche.

Tabella 2. Elenco dei parametri indipendenti e dei relativi intervalli di variazione per i test con fluido supercritico

Parametro	Intervallo
Portata di massa [kg/h]	0 - 9
$T_{wall,\ supercrit}$ [°C]	30 - 300
p [bar]	80 - 110
D [mm]	1.0 – 8.0
L_{ris}/D [-]	20 - 50
angolo α	0° - 90°

Nella Tabella 3, vengono indicati gli intervalli di variazione previsti per i parametri indipendenti descritti per le prove di evaporazione.

Tabella 3. Elenco dei parametri indipendenti e dei relativi intervalli di variazione per i test in evaporazione

Parametro	Intervallo
Portata di massa [kg/h]	0 - 9
$T_{wall,\ evaporaz}$ [°C]	-20 - 5
p [bar]	20 - 40
Tsat [°C]	-20 - 5
D_h [mm]	0.5 – 3.0
L_{ris}/ D_h [-]	20 - 50

Di seguito si procederà con descrizione delle caratteristiche tecniche degli elementi principali che costituiscono il circuito sperimentale ed i due ausiliari.

2.2 Descrizione dell'impianto sperimentale

L'apparato sperimentale, riportato in Figura 9, è costituito da tre circuiti: il circuito primario, entro il quale fluisce la CO_2, il circuito ad acqua Cooling Water Loop, in cui fluisce acqua, ed il circuito ad acqua e glicole Refrigeration Loop.

Il circuito primario è un impianto di circolazione per diossido di carbonio progettato per fornire, tramite due diverse configurazioni, una portata di fluido in due condizioni diverse:

- ad alta pressione, per prove di scambio termico con CO_2 supercritica (collegamento con il ramo ***High Pressure – Supercritical CO_2***, nello schema di Fig. 9),
- a bassa pressione per prove di evaporazione (collegamento con il ramo ***Low Pressure CO_2***, nello schema di Fig. 9).

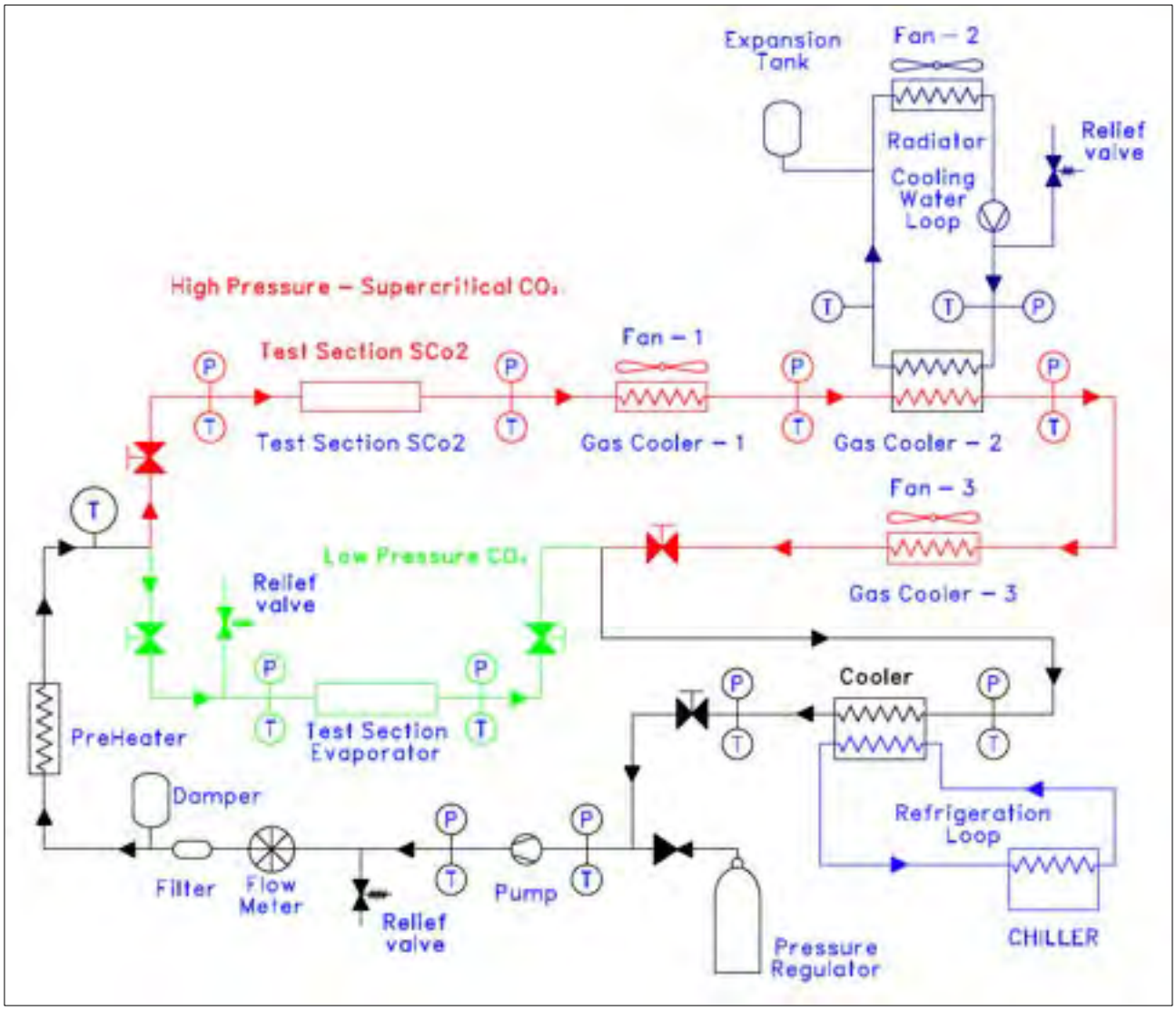

Figura 9. Schema dell'impianto sperimentale

I componenti principali del ramo comune dell'impianto sperimentale sono (con riferimento alla denominazione dello schema riportato nella Fig. 9): pump, flow meter, damper, pre-heater, cooler, pressure regulator.

I componenti principali del ramo ad alta pressione sono: Test Section S CO_2, Gas Cooler -1, Gas Cooler -2, Gas Cooler -3.

Il ramo bassa pressione prevede solamente la Test Section Evaporator.

Nel circuito primario il moto del fluido è garantito da una pompa a pistone di tipo oil free, cioè senza lubrificante a contatto con il fluido; da notare che usualmente nelle pompe di calore il compressore è lubrificato con olio che in parte è trascinato nel refrigerante. La scelta di questo tipo di pompa è resa necessaria per evitare gli effetti sullo scambio termico della presenza di olio trascinato nella CO_2. Per approfondimenti sugli effetti dell'olio trascinato e sui sistemi di separazione si rimanda al [16].

Per le prove ad alta pressione, il fluido, in condizioni supercritiche, entra nel preriscaldatore, dove riceve potenza termica mediante due resistenze elettriche immerse nel fluido stesso; la regolazione della tensione di alimentazione consente di modificare la potenza termica fornita al refrigerante in modo da gestire, mantenendo costanti le altre condizioni operative, la temperatura all'ingresso della sezione di prova diabatica.

Nella sezione di prova diabatica (Test Section S CO_2) viene somministrata ulteriore potenza termica alla CO_2 per effetto Joule, mediante il passaggio di corrente in sei resistenze elettriche disposte simmetricamente intorno al tubo di prova; la potenza termica trasferita al fluido di prova nella sezione di test diabatica può essere variata con continuità controllando la tensione di alimentazione tramite un alimentatore in corrente continua.

La sezione di prova è costituita da un tubo di acciaio inserito in un riscaldatore che contiene 6 riscaldatori a cartuccia del diametro di 10 mm e di lunghezza pari a 200 mm. La Figura 10 mostra una vista esplosa della sezione di prova e del riscaldatore costituito da 5 moduli mentre Fig. 11 illustra il modello 3D di un singolo modulo). La scelta di realizzare un riscaldatore modulare consentirà di variare la lunghezza riscaldata e di adattarsi alle lunghezze dei riscaldatori a cartuccia.

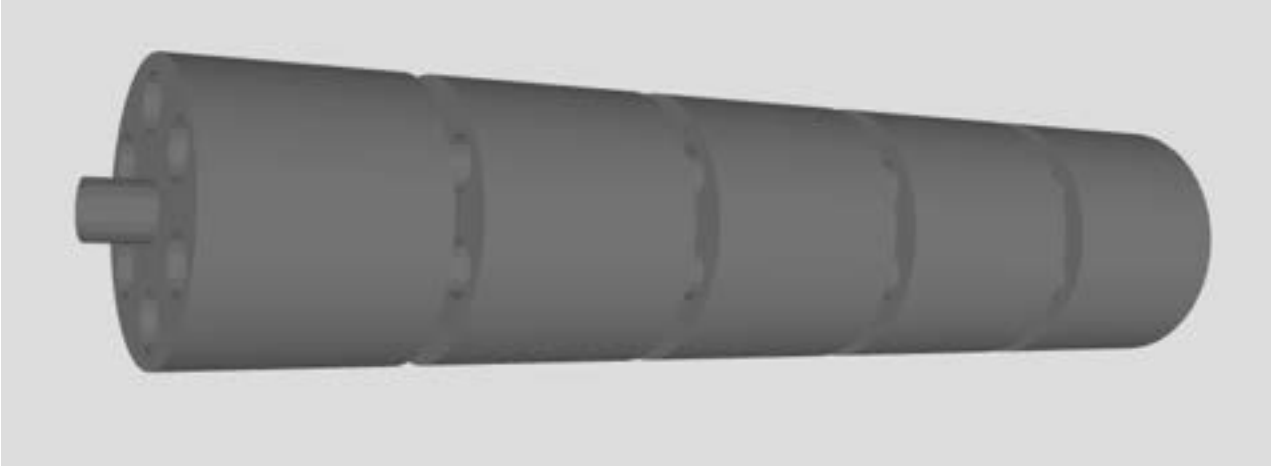

Figura 10. Modello 3D della sezione di prova della sezione di prova con i 5 moduli riscaldanti

Figura 11. Modello 3D di un modulo del riscaldatore della sezione di prova

Secondo un calcolo preliminare basato su riscaldatori a cartuccia proposti da RS-Components, codice LR1111132, lunghezza 200 mm, diametro 10 mm, resistenza 132.25 Ohm, con 6 riscaldatori disposti secondo la geometria indicata nella Fig. 10, si possono fornire alla sezione di prova 1160 W su una lunghezza di 200 mm, pari ad un flusso termico di 23.1 W/cm^2.

Il preriscaldatore verrà realizzato con due tubi coassiali: quello esterno, da ¼" (diametro interno pari a 5.9 mm), mentre quello interno da 2.64 mm (diametro interno pari a 2.1mm). Il materiale di entrambi i tubi sarà l'AISI 316L. L'elemento riscaldante sarà costituito dal tubo interno di 2.64 mm di diametro al quale, per una lunghezza di 1700 mm, corrisponde una resistenza elettrica pari a 0.680 Ohm. Questo riscaldatore sarà collegato all'alimentatore Elektro-Automatik EA-PS 8080-60 T (80V e 60A) per garantire la produzione di potenza termica per effetto Joule. Questa configurazione tubo-alimentatore garantirà una potenza elettrica pari a 2400 W e sarà in grado di resistere a temperature oltre i 300 – 350 °C previsti per il fluido in uscita dal preriscaldatore stesso, garantendo la necessaria resistenza meccanica alle alte temperature e alle pressioni di esercizio previste.

Il preriscaldatore consentirà di ottenere riscaldamenti della CO_2 supercritica all'uscita della pompa da 50 °C a 357 °C per la portata più alta (10 kg/h).

Le prove a bassa pressione prevedono che la CO_2 esca dalla pompa in condizioni di liquido sottoraffreddato e successivamente entri nel preriscaldatore per raggiungere la temperatura all'ingresso della sezione di prova per le prove di evaporazione (Low Pressure CO_2, nello schema di Fig. 9). La sezione di prova per le prove di ebollizione sarà sia di tipo tubolare con geometria simile a quella mostrata nella Figura 10, sia di tipo multicanale con geometria simile a quella rappresentata in Figura 12. La Figura 12 mostra l'interno dello scambiatore di calore multicanale, la cui superficie di scambio termico è costituita da canali rettangolari separati da alette di piccolo spessore. Questo tipo di scambiatore di calore consente superfici di scambio termico molto elevate in rapporto al volume complessivo dello scambiatore.

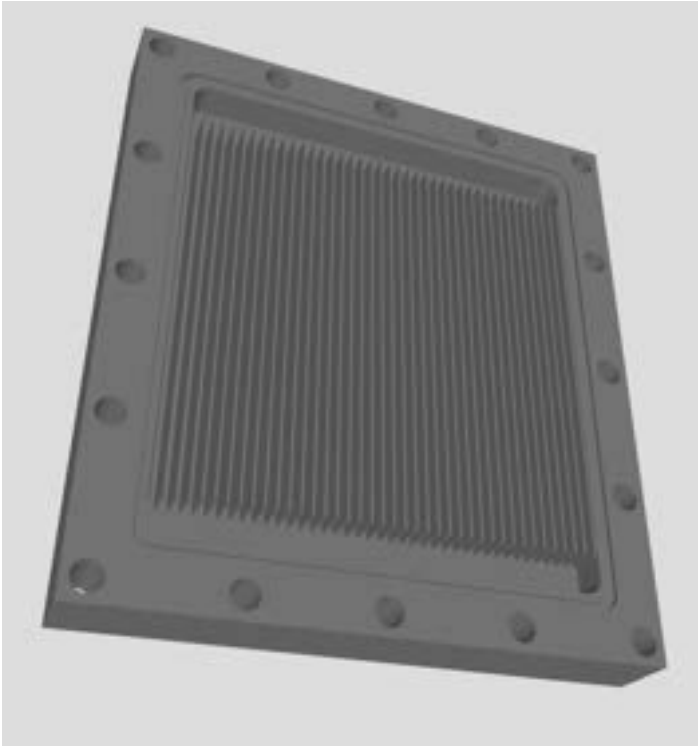

Figura 12. Modello 3D della sezione di prova multicanale per prove di scambio termico in evaporazione

La Figura 13 mostra il modello 3D esploso dello scambiatore di calore. In questo caso, la faccia inferiore dello scambiatore di calore della Fig. 13 sarà accoppiato ad un riscaldatore in rame con riscaldatori a cartuccia.

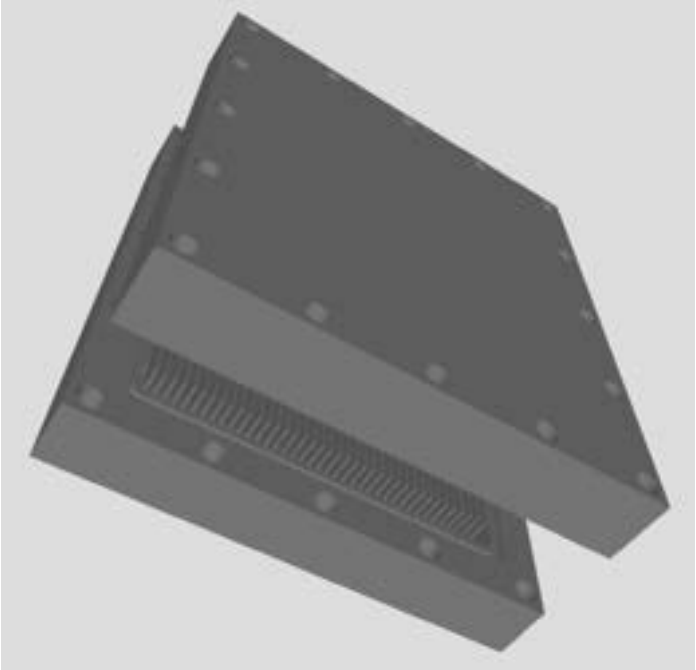

Figura 13. Modello 3D dello scambiatore di canale multicanale per prove di scambio termico in evaporazione

Il raffreddamento del fluido supercritico sarà garantito da 3 gas cooler, di cui 2 raffreddati ad aria ed uno ad acqua (gas-cooler 2), mediante il *Cooling Water Loop*.

Il Cooling Water Loop, consente di misurare il coefficiente di scambio termico durante il raffreddamento del diossido di carbonio in condizioni supercritiche. La temperatura di ingresso della CO_2 nello scambiatore del Cooling Water Loop sarà controllata dal gas-cooler 1.

Il circuito ad acqua e glicole, denominato Refrigeration Loop, ha lo scopo di sottrarre la potenza necessaria alla condensazione del fluido di prova e di garantire le condizioni all'ingresso della pompa (Pump, vedere Fig. 9) per un corretto funzionamento di quest'ultima.

Verranno installate 2 valvole di sicurezza (Figura 9), poste all'uscita della pompa e all'ingresso della sezione di prova del ramo a bassa pressione. Le valvole di sicurezza saranno utilizzate per fare in modo che la pressione nell'impianto non superi il valore massimo compatibile con la resistenza dei componenti. Le valvole, acquistate dalla Swagelok, sono dimensionate per le condizioni massime di funzionamento, e avranno lo scarico convogliato. Una valutazione più accurata di ulteriori sistemi di sicurezza da inserire nel circuito verrà effettuata nel progetto definitivo.

All'uscita della pompa verrà installato uno smorzatore di pulsazioni, adatto alle condizioni di prova previste, per attenuare le oscillazioni di pressione causate dalla pompa monocilindrica. Lo smorzatore di pulsazioni (Damper in Fig. 9) ha anche la funzione di accumulatore idropneumatico. Il modello acquistato è il HSTX0.1/210 prodotto dalla FOX Srl. La Figura 14 mostra lo schema del suddetto smorzatore.

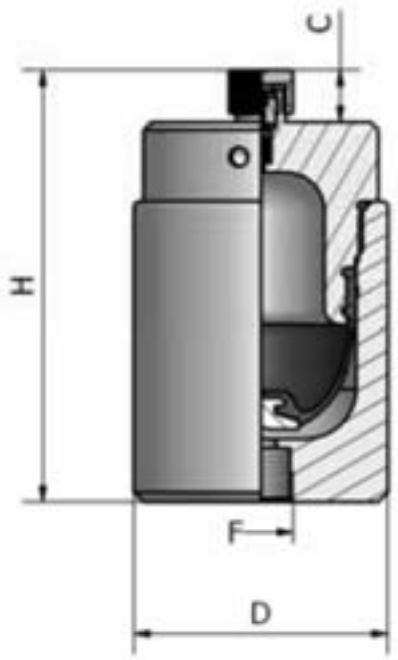

Figura 14. Schema dello smorzatore di pulsazioni (Damper)

2.3 Circuito di refrigerazione, Refrigeration Loop

A valle dei due rami ad alta e a bassa pressione, sarà presente uno scambiatore di calore che consentirà, a seconda del tipo di prova, di condensare e sottoraffreddare tutto il vapore di CO_2 in uscita dalla sezione di prova dell'evaporatore o di ridurre la temperatura del liquido proveniente dai gas-cooler, fino al sottoraffreddamento necessario all'aspirazione della pompa per garantirne un funzionamento corretto. Lo scambiatore di calore liquido/liquido consentirà il trasferimento di calore dalla CO_2 a un fluido termovettore costituito da una miscela di acqua e glicole caratterizzata da un basso punto di congelamento. Il raffreddamento della miscela di acqua e glicole sarà assicurato dal Refrigeration Loop (Fig. 9).

Il Refrigeration loop è costituito da un circuito in cui è presente un Chiller ed una pompa di circolazione per la miscela acqua e glicole, oltre al suddetto scambiatore di calore liquido/liquido. Il Chiller è un impianto frigorifero a compressione di vapore, condensato ad aria, con compressore semi-ermetico alternativo Dorin modello H401-CS. Il refrigerante utilizzato è l' R404A. Questa macchina garantisce una potenza frigorifera di 3.25 kW e consentirà di mantenere una temperatura della miscela acqua e glicole all'ingresso dello scambiatore di calore con la CO_2 pari a -20°C. La figura 15 mostra un'immagine del chiller (TecnoRefrigeration) mentre lo schema del circuito è riportato in Figura 16.

Figura 15. Il Chiller per il Refrigeration Loop realizzato dalla TecnoRefrigeration

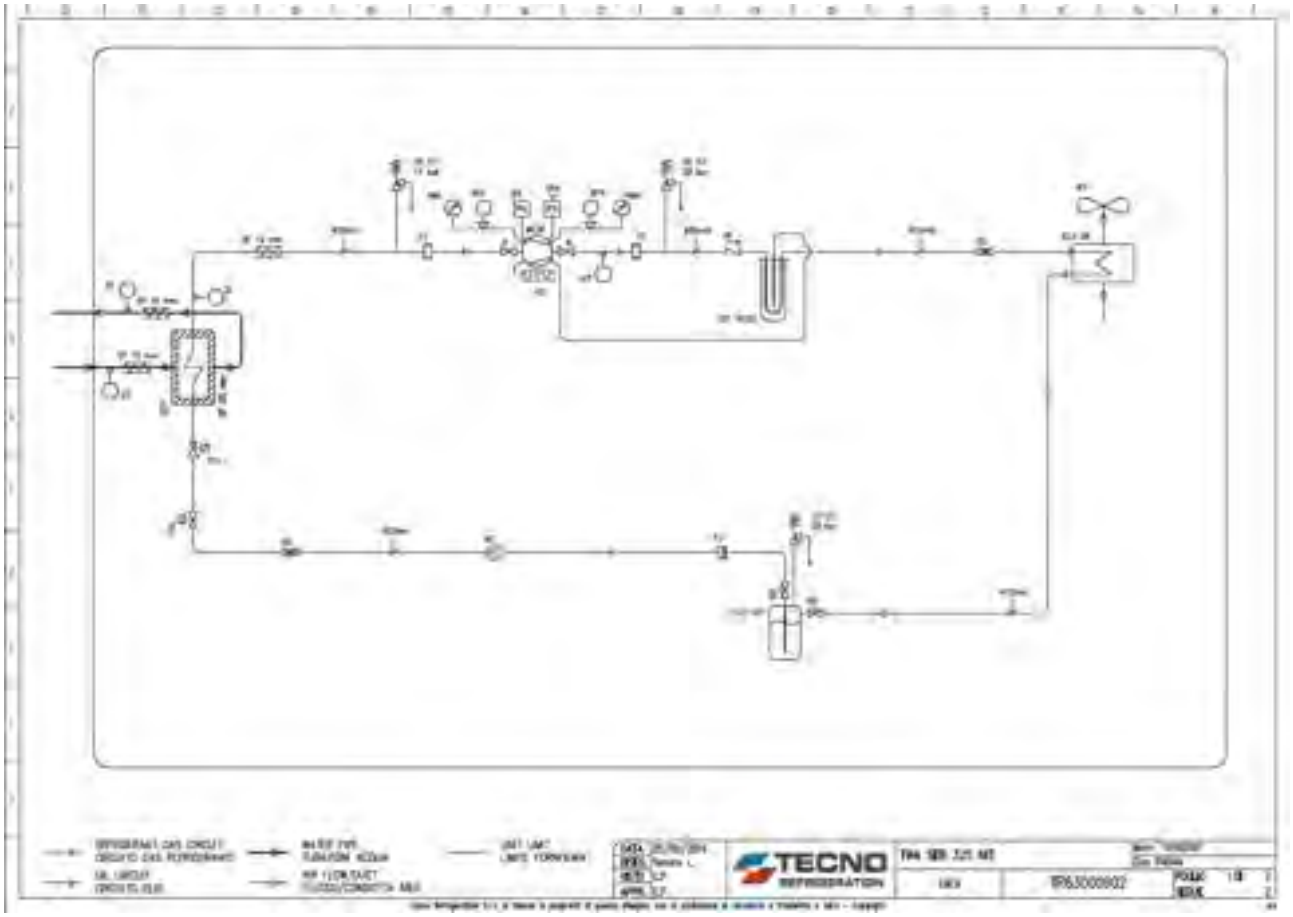

Figura 16. Schema del circuito del Chiller della TecnoRefrigeration.

2.4 Pompa di circolazione oil-free

La pompa di circolazione, componente fondamentale del circuito, è una pompa dosatrice a membrana per diossido di carbonio che consente una regolazione molto accurata della portata. Aspetto fondamentale per l'accuratezza e ripetitività delle prove è che tale tipo di pompa garantisce l'assenza totale di lubrificante nel fluido termovettore, consentendo inoltre di raggiungere temperature di scambio estremamente elevate, oltre i 500°C.

La pompa è il modello LDB1 M910S della LEWA con membrana PTFE, accoppiata ad un motore elettrico trifase di potenza pari a 0.75 kW, alimentato a 380 V (50 Hz). La fotografia della pompa è riportata nella Figura 12, mentre il disegno tecnico è riportato nella Figura 13.

Figura 12. Fotografia della pompa a membrana della LEWA.

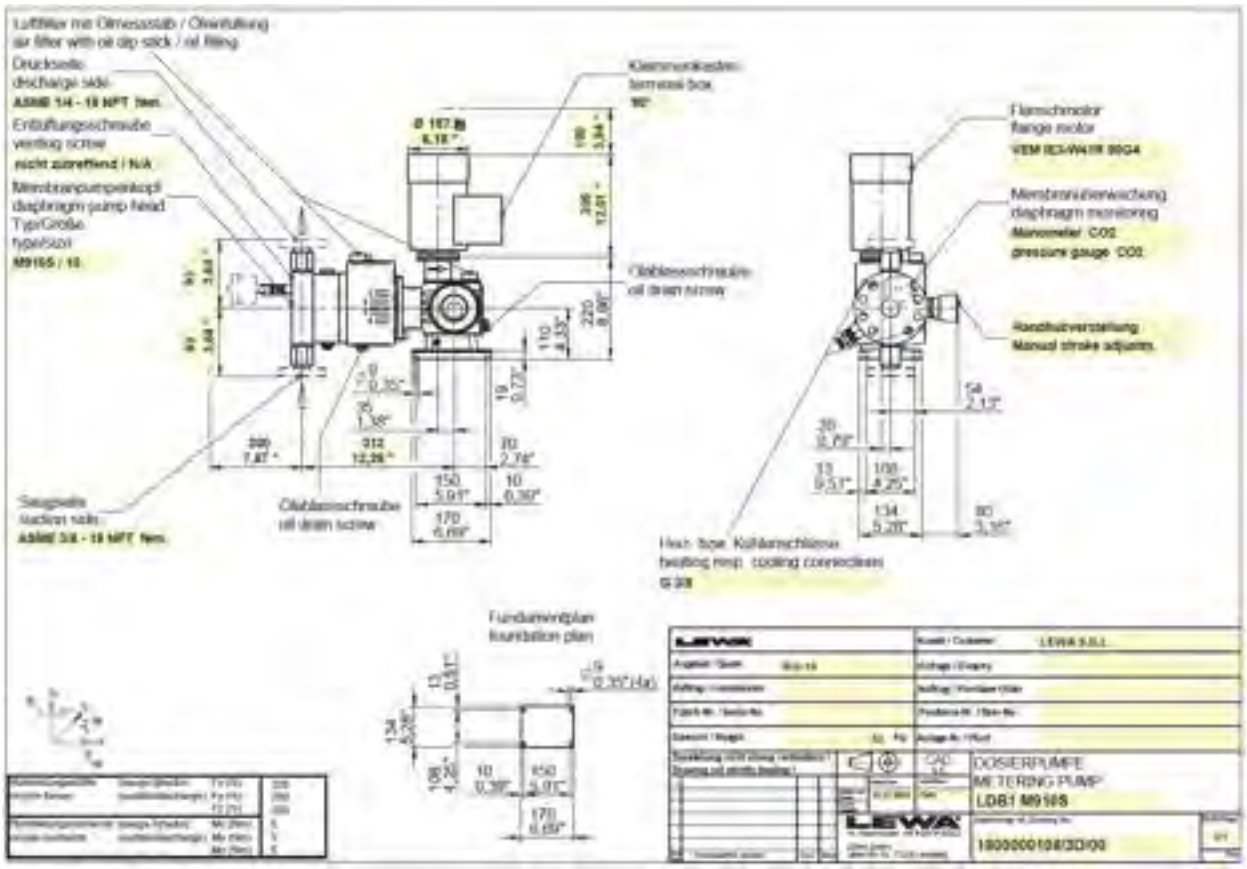

Figura 13. Disegno della pompa a membrana della LEWA

3 Conclusioni

Questo rapporto presenta lo studio del progetto di un circuito sperimentale per lo studio della trasmissione del calore della CO_2 in condizioni supercritiche e in condizioni di evaporazione. L'impianto sperimentale ha lo scopo di misurare i coefficienti di scambio termico della CO_2 in condotti con geometria tubolare e in prototipi di scambiatori di calore, sia in condizioni di evaporazione sia in condizioni supercritiche. Le geometrie dei condotti per le prove di trasmissione di calore saranno di tipo cilindrico (tubi di vario diametro) con diametri variabili nell'intervallo 1.0 – 8.0 mm per le prove con la CO_2 supercritica, mentre per i test in evaporazione saranno impiegati sia tubi che multi-canali rettangolari con diametri idraulici nell'intervallo 0.5 – 3 mm. Il campo di temperatura previsto per le prove sperimentali va da 30 a 300 °C per i test con il fluido supercritico, mentre per le prove in evaporazione il campo delle temperature va da -20 °C a 5°C.

Le prove nell'intorno della temperatura critica, pari a 31 °C, consentiranno lo studio dei coefficienti di scambio termico in presenza di significative variazioni delle proprietà termofisiche della CO_2 tipiche di questa regione pseudocritica. Le prove ad alta temperatura consentiranno di estendere la validità dei modelli e metodi di calcolo dei coefficienti di scambio termico.

4 Riferimenti bibliografici

1. R. Trinchieri, G. Boccardi, F. D'Annibale, A. Franchi, A. Lattanzi, G. Lillo, M. Morlacca, G. Petroni, L. Saraceno, A. Scotini, L. Simonetti, "Caratterizzazione sperimentale del funzionamento di un sistema ad eiettori multipli in una pompa di calore aria-acqua a CO_2", Report RdS/2015/ 170
2. A. Cavallini, L. Mattarolo, "Termodinamica Applicata", CLEUP, Padova, Italia, 1988.
3. A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, C. Zillio, "I fluidi frigorigeni processi di sostituzione e nuove frontiere tecnologiche", AREA Science Park, Trieste, Italia, 2007.

4. NREL Final Report, “10 MW Supercritical CO_2 Turbine Test”, DE-EE0001589, 2013.
5. K. Man-Hoe, J. Petterseb, C. W. Bukkard, ” Foundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression system”, Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and technology, Trondheim, Norway, 2003.
6. J. Stene, 2007, “Integrated CO_2 Heat Pump Systems For Space Heating And Hot Water Heating In Low-Energy Houses And Passive Houses”, SINTEF Energy Research, Kolbjørn Hejes vei 1D, 7465 Trondheim, Norway.
7. B. T. Austin, K. Sumathy, “Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review”, Department of Mechanical Engineering, North Dakota State University, Fargo, ND 58103, USA 2011.
8. F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, “Heat transfer in automobile radiators of the tubular type”,University of California Publications in Engineering, 2, 443-461, 1930.
9. V. Gnielinski, “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel Flow”, International Chemical Engineer, 16: 359-368, 1976.
10. S. M. Liao, T .S. Zhao, “An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes”, Intern. J. of Heat and Mass Transfer 45, 5025–5034, 2002.
11. J. L. Gasche, “Carbon Dioxide Evaporation in a Single Microchannel”, J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng., Vol. XXVIII, No. 1 January-March 2006.
12. M.G. Cooper, “Heat Flow Rates in Saturate Nucleate Pool Boiling – a Wide Ranging Examination Using Reduced Properties”, Advances in Heat Transfer, Vol. 16, pp. 157-239, 1984.
13. V.M. Borishanski, “Correlation of the Effect of Pressure on the Critical Heat Flux and Heat Transfer Rates Using the Theory of Thermodynamic Similarity”, in Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two-Phase Media, Ed. S.S. Kutateladze, pp. 16-37, PErgamon, 1969.
14. D. Gorenflo, “Pool Boiling”, In: VDI Heat Atlas (chapter Ha), 1993.
15. Rin Yun, Yongchan Kim, Min Soo Kim, Youngdon Choi, “Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO_2 in a horizontal smooth tube”, International Journal of Heat and Mass Transfer 46, 2353–2361, 2003.
16. L. Saraceno, R. Trinchieri, G. Boccardi, A. Franchi, A. Lattanzi, M. Morlacca, A. Scotini, L. Simonetti, D. Cirillo “Studio Teorico-Sperimentale degli Effetti Derivanti dalla Presenza di Olio Lubrificante in una Pompa di Calore a R744 Dotata di Gruppo Multieiettore”, RdS/PAR2015/171

5 Abbreviazioni ed acronimi

simboli		**Pedici**	
c_p	Calore specifico a pressione costante [J/kg K]	wall	parete
D	Diametro [m]	ris	tratto riscaldato
μ	viscosità cinematica [P]	supercrit	condizioni supercritiche
k, λ	Conducibilità termica [W/m K]	h	(diametro) idraulico
L	Lunghezza [m]	sat	condizioni di saturazione
s	spessore [m]	b	bulk
ρ	densità [kg/m^3]	pc	condizione pseudo critica
G	portata in massa [kg/s m^2]		
h	coef. scambio termico [W/m^2 K]		
x	titolo del valore [-]		
p	pressione [bar]		
q	flusso termico [W/m^2]		
T	temperatura [°C] o [K]		
α	angolo d’inclinazione rispetto al piano orizzontale		