



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

Analisi teorica e sperimentale di un impianto a pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria per un'unità abitativa

Relatore: Ch.mo Prof. Roberto Zecchin

Correlatori: Ch.mo Prof. Ezio Fornasieri

Ing. Silvia Minetto

Ing. Massimo Marcer

Laureando: Biagio Serafino Dario Barone

IM 1036265

A.A. 2013/2014

SOMMARIO

Lo studio qui condotto si pone come preliminare per la realizzazione di una macchina commerciale per la produzione di acqua calda sanitaria che può sostituire vantaggiosamente i tradizionali scaldacqua. In particolare il lavoro nasce dall'esigenza di eliminare facilmente ed economicamente gli obsoleti e poco efficienti scaldacqua a resistenza elettrica, ancora oggi troppo diffusi in Italia. Viene illustrata l'importanza degli scaldacqua a pompa di calore, e i loro vantaggi energetici ed economici. Sono presentate le tipologie di macchine attualmente disponibili nel mercato, evidenziandone le differenze con l'impianto proposto. Viene effettuata la progettazione della macchina sulla base di analisi teoriche che ne prevedono le buone prestazioni. È stato, quindi, realizzato l'impianto, assemblando i componenti scelti in fase progettuale, per verificarne sperimentalmente le prestazioni. È stata condotta la ricerca della carica ottimale di frigorifero attraverso prove sperimentali, per le diverse configurazioni del circuito. Sono state osservate le problematiche del prototipo e proposte le soluzioni per il miglioramento della macchina. Si è riassunta la procedura di determinazione sperimentale delle prestazioni da seguire nella fase finale di ottimizzazione dell'impianto.

INDICE

1	INTRODUZIONE	1
2	TIPOLOGIE E CARATTERISTICHE IMPIANTISTICHE	3
2.1	Vantaggi rispetto ai sistemi tradizionali.....	5
2.2	Impianti combinati	7
3	CARATTERISTICHE POMPA DI CALORE PROPOSTA	9
3.1	Fluido frigorifero	11
4	DIMENSIONAMENTO E SCELTA DEI COMPONENTI DELLA POMPA DI CALORE.....	13
4.1	Compressore	13
4.2	Condensatore	17
4.3	Dispositivo di espansione.....	23
4.4	Evaporatore.....	25
4.5	Filtro disidratatore e spia indicatore.....	28
5	CIRCUITO IDRAULICO	31
5.1	Serbatoio d'accumulo	31
5.2	Pompa di circolazione	35
5.3	Vaso d'espansione.....	37
5.4	Termostato	40
6	APPARATO SPERIMENTALE	41
7	OTTIMIZZAZIONE CARICA E ANALISI SPERIMENTALE	51
7.1	Osservazioni sulla determinazione sperimentale dei parametri	53
7.2	Configurazione circuito: capillare 1.5 m	55
7.3	Configurazione circuito: capillare 3.5 m	60

7.4	Configurazione circuito: capillare 5.5 m	68
7.5	Conclusioni sull'ottimizzazione della carica	70
7.6	Osservazioni sul rendimento volumetrico del compressore	71
8	DETERMINAZIONE SPERIMENTALE DELLE PRESTAZIONI	73
9	CONCLUSIONI.....	79
	Appendice A. PRESTAZIONI COMPRESSORE.....	81
	A.1 Rendimento isoentropico di compressione	81
	A.2 Rendimento volumetrico di compressione	83
	A.3 Risultati sperimentali.....	85
	Appendice B. PRESTAZIONI CONDENSATORE	87
	Appendice C. PROGRAMMA DI CALCOLO PRESTAZIONI CONDENSATORE.....	89
	C.1 Geometria del condensatore e dati in ingresso	89
	C.2 Coefficiente di scambio termico lato acqua.....	91
	C.3 Coefficiente di scambio termico in condensazione.....	92
	C.4 Coefficiente scambio termico per il vapore surriscaldato e il liquido sottoraffreddato	94
	C.5 Perdite di carico per deflusso bifase	95
	C.6 Perdite di carico per deflusso monofase.....	98
	Appendice D. DIMENSIONAMENTO CAPILLARE	99
	BIBLIOGRAFIA.....	101

ELENCO TABELLE

Tabella 1. Confronto consumi energetici ed economici per la produzione di ACS.	6
Tabella 2. Caratteristiche tecniche del compressore adottato.	16
Tabella 3. Caratteristiche evaporatori. *Con temperatura ambiente di 12°C e temperatura di evaporazione di 2°C.....	26
Tabella 4. Caratteristiche tecniche del filtro disidratatore e della spia indicatore adottati.	29
Tabella 5 Caratteristiche del serbatoio d'accumulo installato nel circuito sanitario	34
Tabella 6 Caratteristiche della valvola di bilanciamento impiegata nel circuito sanitario	36
Tabella 7 Caratteristiche della pompa impiegata per il circuito sanitario.....	36
Tabella 8 Caratteristiche del vaso d'espansione installato.....	38
Tabella 9. Caratteristiche metrologiche del trasduttore di pressione adottato.	41
Tabella 10. Caratteristiche metrologiche della termocoppia adottata.	42
Tabella 11. Caratteristiche metrologiche del misuratore di portata del frigorifero adottato.	42
Tabella 12. Caratteristiche metrologiche del misuratore di portata dell'acqua (lanciaimpulsi a turbina) adottato.	42
Tabella 13. Caratteristiche metrologiche del display per il misuratore di portata dell'acqua adottato.....	42
Tabella 14. Caratteristiche metrologiche del misuratore di potenza elettrica adottato. .	43
Tabella 15 Caratteristiche della camera climatica in cui si sono svolte le prove sperimentali	43
Tabella 16. Dati prestazionali del compressore GQY90AA con rendimento isoentropico di compressione e rendimento volumetrico ottenuti.	86
Tabella 17. Caratteristiche dimensionali e operative del condensatore.....	87

Tabella 18. Parametri fondamentali del ciclo frigorifero determinati attraverso la procedura iterativa di simulazione del ciclo (Refprop e foglio di calcolo) e simulazione delle prestazioni del condensatore (programma in Fortran).	88
Tabella 19. Parametri del ciclo frigorifero utilizzati in uno dei casi di dimensionamento del capillare.....	99
Tabella 20. Input per il dimensionamento del capillare.....	99
Tabella 21. Risultati del calcolo per il dimensionamento del tubo capillare; in evidenza la sua lunghezza e la pressione critica.....	100

ELENCO FIGURE

Figura 1. Scaldacqua a pompa di calore monoblocco ed esempio di installazione.	5
Figura 2. Scaldacqua a pompa di calore split ed esempio di installazione.....	5
Figura 3. Impianti combinati tra scaldacqua a pompa di calore con solare termico, caldaia a gas e a biomassa.	8
Figura 4. Esempio di installazione dell'impianto proposto in locale da bagno	10
Figura 5. Rendimento volumetrico in funzione del rapporto di compressione e retta interpolante.	15
Figura 6. Rendimento isoentropico di compressione in funzione del rapporto di compressione retta interpolante.....	15
Figura 7 Condensatore realizzato nel laboratorio dell'ACC s.p.a.- Mel (BL).....	19
Figura 8. Schema condensatore progettato e impiegato nella pompa di calore.....	19
Figura 9. Schema procedura di previsione delle prestazioni del condensatore.....	21
Figura 10. Risultati delle simulazioni. Temperatura di condensazione in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua nel condensatore, per diverse temperature di evaporazione e gradi di sottoraffreddamento	22
Figura 11. Risultati delle simulazioni. Potenza scambiata al condensatore e potenza elettrica assorbita dal compressore in funzione della temperatura dell'acqua, per diverse temperature di evaporazione. Sottoraffreddamento nullo.	22
Figura 12. Risultati delle simulazioni. Coefficiente delle prestazioni in funzione della temperatura dell'acqua per diverse temperature di evaporazione e gradi di sottoraffreddamento.	23
Figura 13. Evaporatore Rivacold RS2130	27
Figura 14. Evaporatore Rivacold RS3180	27

Figura 15. Pacco alette dell'evaporatore Rivacold RS2130, impiegato nella prima fase di sperimentazione	27
Figura 16. Particolari dei sistemi di immissione dell'acqua fredda proposti da Beithou (13).....	32
Figura 17. Serbatoio per l'accumulo d'acqua calda, tipico in ambito domestico.....	33
Figura 18 Schema del circuito idraulico. Per la legenda dei simboli si veda lo schema completo allegato in appendice	35
Figura 19 Vaso d'espansione Elbi D-CE 11	39
Figura 20 Sonda di temperatura, inserita in ingresso al condensatore lato acqua, collegata al termostato.....	39
Figura 21 Posizione delle termocoppie all'interno del serbatoio. Quote in mm	46
Figura 22 Posizionamento della termocoppia all'ingresso dell'evaporatore	46
Figura 23 Termocoppie isolate all'ingresso ed uscita della batteria alettata.....	47
Figura 24 Termocoppia isolata all'uscita del condensatore	47
Figura 25 Termocoppie e trasduttori di pressione all'ingresso ed uscita del compressore e termocoppia ingresso condensatore	48
Figura 26 Termocoppie sull'involucro del compressore.....	48
Figura 27 Prototipo sperimentale dell'Impianto a pompa di calore per la produzione di ACS	49
Figura 28 Particolare del circuito frigorifero: i tre tubi capillari di diversa lunghezza di cui è dotato il circuito sperimentale.....	49
Figura 29 Punti del ciclo per la fase di compressione e condensazione nel diagramma pressione - entalpia.....	54
Figura 30 Coefficiente di prestazione ottenute per diverse prove di carica alla stessa temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore	56
Figura 31 Andamento delle temperature del circuito frigorifero durante la prova di funzionamento continuo per il capillare di 1.5 m e carica di 313.5 g	56

Figura 32 Evoluzione temporale delle temperature misurate all'interno ed in prossimità del serbatoio d'accumulo di ACS, per la prova di funzionamento continuo per il capillare di 1.5 m e carica di 313.5 g	57
Figura 33 Andamento delle temperature del frigorifero nel circuito frigorifero e dell'acqua al condensatore durante la prova di funzionamento continuo per il capillare di 1.5 m e carica di 313.5 g	58
Figura 34 Potenza scambiata al condensatore e potenza elettrica assorbita dal compressore, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 1.5 m e carica di 313.5 g.....	59
Figura 35 Coefficiente di prestazione in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 1.5 m e carica di 313.5 g	59
Figura 36 Evoluzione temporale delle temperature nel circuito frigorifero, con il capillare di 3.5 m, durante la fase di carica	61
Figura 37 Evoluzione temporale delle temperature misurate all'interno ed in prossimità del serbatoio d'accumulo di ACS	62
Figura 38 Andamento delle temperature del frigorifero nel circuito frigorifero e dell'acqua al condensatore durante la prova di funzionamento continuo termostato per il capillare di 3.5 m e carica di 369.3 g.....	64
Figura 39 Evoluzione temporale delle temperature misurate all'interno ed in prossimità del serbatoio d'accumulo di ACS, per la prova di funzionamento continuo termostato per il capillare di 3.5 m e carica di 369.3 g.....	65
Figura 40 Potenza scambiata al condensatore e potenza elettrica assorbita dal compressore, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 3.5 m e carica di 369.3 g.....	66
Figura 41 Coefficienti di prestazione, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 3.5 m e carica di 369.3 g.....	67
Figura 42 Andamento delle temperature in fase di stabilizzazione alla massima temperatura di condensazione, per il capillare di 3.5 m con carica di 369.3 g.....	67

Figura 43 Andamento delle temperature del frigorifero nel circuito frigorifero e dell'acqua al condensatore durante la prova di funzionamento continuo per il capillare di 5.5 m e carica di 369.3 g	68
Figura 44 Evoluzione temporale delle temperature misurate all'interno ed in prossimità del serbatoio d'accumulo di ACS, per la prova di funzionamento continuo per il capillare di 5.5 m e carica di 369.3 g	68
Figura 45 Potenza scambiata al condensatore e potenza elettrica assorbita dal compressore, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 5.5 m e carica di 369.3 g.....	69
Figura 46 Coefficienti di prestazione, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 5.5 m e carica di 369.3 g.....	69
Figura 47 Confronto tra rendimento volumetrico determinato dalle prove sulla PDC e quello determinato dai dati forniti dal costruttore	71
Figura 48. Prospetto 2 della norma UNI EN 16147 che indica gli scarti ammissibili delle grandezze misurate rispetto ai valori impostati	77
Figura 49. Prospetto 7 della UNI EN 16147 che rappresenta un ciclo possibile ciclo di prelievo (denominato con la lettera "S" perché è il più ridotto tra quelli previsti).	77
Figura 50. Ciclo frigorifero generico nel diagramma pressione-entalpia.....	81
Figura 51. Diagramma indicatore (o di Watt) nelle coordinate di pressione e volume generato, per un generico compressore alternativo.....	84
Figura 52. Diagramma di flusso per la determinazione del rendimento isoentropico e volumetrico di compressione. La simbologia è relativa al diagramma del ciclo frigorifero.	86
Figura 53 Tubo dell'acqua a contatto con il numero massimo possibile di tubi del frigorifero.....	90

NOMENCLATURA

ACS	acqua calda sanitaria
COP	coefficiente di prestazione
COP'	coefficiente di prestazione, considerando utile tutto il desurriscaldamento
COP R	coefficiente di prestazione, calcolato in fase sperimentale da Pcond R
c_p	calore specifico a pressione costante
D	diametro
d	diametro interno
f	fattore d'attrito
Fr	numero di Freud
G	portata specifica di massa
h	entalpia specifica
HDF	fattore di dispersione del calore
h_{fcr}	entalpia fine compressione reale
h_{incond}	entalpia ingresso condensatore
h_{incr}	entalpia ingresso compressore
J_G	velocità adimensionale del vapore
\dot{m}	portata di massa
n	numero di giri
Nu	numero di Nusselt
p	pressione
p_c	pressione di condensazione
P_c	potenza termica scambiata al condensatore
P_{cond}	potenza termica ceduta dal frigorifero al condensatore
Pcond	potenza termica calcolata, in fase sperimentale, dal bilancio energetico lato ACS
Pcond R	potenza termica calcolata, in fase sperimentale, dal bilancio energetico lato R134a
PDC	pompa di calore
P_{el}	potenza elettrica assorbita dal compressore
$P_{el id}$	potenza elettrica assorbita dal compressore in condizioni ideali
p_{ev}	pressione di evaporazione
P_{frig}	potenza frigorifera, scambiata all'evaporatore
Pr	numero di Prandtl
Rc	rapporto di compressione
Re	numero di Reynolds
s	entropia specifica
SC	sottoraffreddamento
SH	surriscaldamento
T	temperatura
T_c	temperatura di condensazione
T_{ev}	temperatura di evaporazione
T_l	temperatura del liquido all'uscita dal condensatore
T_{vs}	temperatura vapore surriscaldato, all'ingresso del condensatore

T_{win}	temperatura dell'acqua sanitaria in ingresso al condensatore
T_{wout}	temperatura dell'acqua sanitaria in uscita dal condensatore
V	volume
v	volume specifico
V_g	volume generato, spazzato dal pistone
V_n	volume nocivo o morto
We	numero di Weber

Lettere greche

α	coefficiente di scambio termico
Δp	differenza di pressione
ΔT	differenza di temperatura
η	rendimento
η_{is}	rendimento isoentropico di compressione
η_v	rendimento volumetrico di compressione
λ	conduttività termica
μ	viscosità dinamica
ρ	densità
σ	tensione superficiale

Pedici

fcid	fine compressione ideale
fcr	fine compressione reale
id	ideale
incr	ingresso compressore reale
l	liquido
incond	ingresso condensatore
sat	condizioni di saturazione
outcond	uscita condensatore
v	vapore
vs	vapore surriscaldato

1 INTRODUZIONE

La crisi economica e le politiche di risparmio energetico ed ambientale sollecitano l'utilizzo di sistemi più efficienti ed il ricorso a fonti energetiche rinnovabili (f.e.r.) al fine di ridurre il consumo energetico domestico. Un risparmio considerevole può essere conseguito agendo su una più efficiente produzione dell'acqua calda sanitaria, il cui fabbisogno non può essere ridotto sostanzialmente senza penalizzare il comfort, diversamente da quanto accade per il riscaldamento degli ambienti per il quale è possibile una riduzione del fabbisogno energetico attraverso una migliore coibentazione.

In quest'ottica si rivelano interessanti i vantaggi degli scaldacqua a pompa di calore, che costituiscono un'efficiente sistema di produzione dell'acqua calda sanitaria, certificati dalla legislazione europea come *Best Available Technology* (1), senza penalizzare il comfort. Inoltre consentono un minore impegno di potenza elettrica (con i relativi costi e comodità) rispetto ai tradizionali boiler elettrici e vengono classificate come macchine che utilizzano fonti di energia rinnovabili. Rientrano in questa classificazione solo quelle macchine per le quali è garantita un'alta efficienza, determinata mediante le prove descritte dalla specifica norma europea UNI EN 16147 (2).

L'installazione della pompa di calore per produzione di acqua calda sanitaria trova un evidente vantaggio sia per i nuovi edifici residenziali che per quelli esistenti.

Infatti il recepimento della direttiva europea 2009/28/CE in Italia (3) impone, per i nuovi edifici residenziali e per quelli soggetti a ristrutturazioni importanti, l'utilizzo di fonti energetiche rinnovabili per coprire parzialmente il consumo energetico di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria. Questo si aggiunge alla precedente prescrizione (4) della copertura con fonti rinnovabili di almeno il 50% del consumo energetico per produzione di acqua calda. È diretta conseguenza l'impiego di sistemi molto efficienti e a fonti rinnovabili.

Per edifici esistenti gli scaldacqua a pompa di calore rappresentano oggi la migliore soluzione per la sostituzione di scaldacqua obsoleti, più di 10 milioni in Italia, tra quelli a

gas e gli elettrici, stimati da CRESME/SI, (5) in termini di costo, ingombri e fonte energetica a disposizione. Inoltre è possibile usufruire della detrazione fiscale prevista per la riqualificazione energetica di edifici esistenti (65 % sino a dicembre 2013; 36 % da gennaio 2014) (6) e da gennaio 2013 la sostituzione dei tradizionali scaldacqua elettrici è incentivata da un contributo erogato dal GSE pari al 40 % delle spese sostenute (7). Un ulteriore vantaggio per l'utente è rappresentato dalla rivalutazione dell'unità abitativa, passando ad una classe energetica superiore.

L'impiego degli scaldacqua a pompa di calore può rivelarsi conveniente anche per le attività commerciali, quali lavanderie e cucine ad esempio, dove un abbondante consumo di acqua calda è accompagnato dalla necessità di asportare calore ed umidità dall'ambiente interno. Lo sfruttamento dell'aria interna come sorgente termica ad alta temperatura consente di raggiungere elevate prestazioni e contribuire al comfort termigrometrico nei locali.

In questo studio si propone un innovativo impianto a pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria in ambito domestico. Sono espone le caratteristiche di innovazione e l'esigenza da cui nasce il progetto, confrontandolo con gli impianti oggi utilizzati. Si descrive, ora, la progettazione della macchina per la fase sperimentale e si evidenziano le parti da ottimizzare per un futuro sviluppo. Si riporta la previsione delle prestazioni conseguibili, condotta mediante l'implementazione di relazioni termodinamiche in opportuni programmi di calcolo. Viene, altresì, descritto l'apparato sperimentale impiegato per le prove, delle quali si discutono i risultati. Non si manca, inoltre, di inserire quanto emerso dall'indagine bibliografica e dalla consultazione della normativa di riferimento.

2 TIPOLOGIE E CARATTERISTICHE IMPIANTISTICHE

Gli scaldacqua a pompa di calore possono essere distinti per tipo d'installazione (murali o a pavimento) e per la posizione degli organi meccanici, ventilatore e compressore, rispetto al serbatoio (monoblocco o split).

Le installazioni a pavimento sono previste per elevati volumi di acqua calda sanitaria richiesta, quindi per locali commerciali o residenziali con maggiore fabbisogno. Le macchine monoblocco hanno il vantaggio di essere facilmente integrabili architettonicamente nell'edificio, richiedendo soltanto griglie di espulsione ad impatto visivo nullo. Inoltre contribuiscono alla ventilazione e al raffrescamento dell'ambiente in cui sono installate. Le macchine split (costituite da un'unità interna e da una esterna) sono più semplici da trasportare, richiedono opere murarie minime (foro da 50 mm per i tubi del frigorifero), prevedono un'unità interna più compatta, senza scarico di condensa e più silenziosa (ventilatore e compressore si trovano all'esterno) e consentono una più facile pulizia dell'evaporatore.

La sorgente dalla quale la pompa di calore preleva il calore per riscaldare l'acqua può essere, in funzione del tipo di macchina, l'aria esterna, l'aria interna o l'aria esausta. Bisogna tener presente che le prestazioni della pompa di calore sono particolarmente influenzate dalla temperatura della sorgente termica. Più questa è alta, migliori sono le prestazioni.

Per la configurazione ad aria esterna si ha una forte dipendenza dalle condizioni climatiche della località. Per climi molto freddi per lunghi periodi dell'anno l'impiego degli scaldacqua a pompa di calore diventa svantaggioso, mentre per il clima italiano mite (ad eccezione dei mesi di gennaio e febbraio) la resistenza elettrica integrativa sostituisce il funzionamento in pompa di calore solo per brevi periodi e si possono ottenere delle buone prestazioni.

La scelta dell'aria interna di un locale, riscaldato o meno, presenta il vantaggio di rendere disponibile una sorgente a temperatura pressoché costante durante la stagione e con differenze limitate durante l'anno (in inverno la temperatura interna è più alta di

quella esterna), a beneficio delle prestazioni della macchina. I locali più adatti da cui prelevare l'aria sono quelli non riscaldati (garage, cantine, etc.) in quanto non pesano sul bilancio energetico dell'edificio. Infatti l'introduzione di aria fresca per la pompa di calore in un locale climatizzato comporta un aggravio di consumo energetico per il riscaldamento nella stagione invernale. Tuttavia questo può essere stimato tra il 4 % e il 6 % per un'abitazione di 100 mq (5) e viene compensato da un minore consumo per il raffrescamento in estate. Per i locali commerciali, invece, si ha spesso la necessità di smaltire calore durante tutto l'anno e quindi lo scaldacqua a pompa di calore installato all'interno dei locali può contribuire al ripristino delle condizioni di benessere termigrometrico.

Per edifici residenziali esistenti la collocazione migliore dello scaldacqua a pompa di calore è nei locali in cui sono già presenti aperture o sistemi di ventilazione, come previsto dalla legislazione nazionale (cucine, bagni, locale caldaia a camera aperta). Si sconsiglia, però, l'installazione della pompa di calore nei locali in cui sono presenti due o più apparecchiature che necessitano di un apporto d'aria esterna comburente perché diventa necessario un ampliamento non trascurabile dell'apertura di ventilazione con conseguente aumento dei consumi energetici dell'abitazione.

Per i nuovi edifici commerciali e residenziali in cui sono previsti dei sistemi di ventilazione meccanica controllata, la soluzione migliore, che non pesa sul consumo energetico dell'abitazione, consiste nello sfruttamento dell'aria esausta come sorgente termica per la pompa di calore. In questa configurazione l'aria, calda ed inquinata, prelevata dagli ambienti interni viene canalizzata attraverso l'evaporatore dello scaldacqua prima dell'espulsione all'esterno.



Figura 1. Scaldacqua a pompa di calore monoblocco ed esempio di installazione.



Figura 2. Scaldacqua a pompa di calore split ed esempio di installazione

2.1 Vantaggi rispetto ai sistemi tradizionali

Sui fattori che possono guidare alla scelta di uno scaldacqua a pompa di calore rispetto ai sistemi tradizionali si osserva quanto segue:

- Le uniche fonti energetiche necessarie alla pompa di calore sono l'aria, esterna o interna, e l'energia elettrica. Queste sono disponibili in ogni abitazione, mentre non tutte sono allacciate alla rete di distribuzione del gas. Inoltre la potenza elettrica richiesta da uno scaldacqua domestico a pompa di calore è di alcune centinaia di watt, molto minore di quella

richiesta da un tradizionale sistema elettrico, pertanto è sufficiente un comune, diffusissimo (e più economico) impegno di potenza di 3 kW, con il quale si avrebbe a disposizione maggiore potenza elettrica per le altre apparecchiature domestiche.

- Mentre per gli scaldacqua a gas sono necessari, per motivi di sicurezza, appositi locali e condotti per il combustibile e per l'evacuazione dei fumi, le ridotte opere d'installazione delle pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria consentono di collocare queste macchine in quasi tutti i locali con ingombri limitati e con emissioni sonore negli ambienti abitati basse (dovute al ventilatore e al compressore di modesta potenza), o assenti nelle configurazioni split.
- Il costo di investimento (acquisto macchina più installazione) è in genere inferiore a quello di un sistema di collettori solari termici (a circolazione forzata), simile a quello di uno scaldacqua a gas ad alta efficienza e maggiore di quello per uno scaldacqua elettrico (5). Le alte prestazioni del sistema a pompa di calore consentono un notevole risparmio in esercizio e quindi un breve periodo per il rientro dell'investimento, ridotto anche grazie agli incentivi economici già citati.

Nella tabella seguente si evidenzia il risparmio energetico ed economico conseguibile con uno scaldacqua ad installazione interna rispetto ad altri sistemi di produzione di acqua calda sanitaria (ACS.), per un appartamento di 100 mq.

Appartamento 100 mq: fabbisogno energetico per ACS¹ = 1629 kWh				
SISTEMA PRODUZIONE ACS	FONTE ENERGETICA	COSTO ENERGIA ²	CONSUMO ENERGIA	COSTO ANNUALE
		[€/kWh]	[kWh/anno]	[€/anno]
Boiler elettrico	elettricità	0,22	1629	358
Caldaia a condensazione ($\eta=1$) ³	metano	0,083	1629	135
Pompa di calore (COP medio = 3,4)	elettricità	0,22	484	106

Tabella 1. Confronto consumi energetici ed economici per la produzione di ACS.

¹ Calcolo eseguito secondo UNI 11300-2 (24)

² Costi medi per un tipico utente domestico, comprendendo anche costi fissi (25)

³ Il rendimento dei generatori di calore a gas è riferito al potere calorifico inferiore, quindi se si sfrutta il calore latente di condensazione dei fumi il rendimento può essere maggiore dell'unità.

Dai calcoli riportati in tabella si evince che, impiegando la pompa di calore, si ha un risparmio economico del 70% rispetto al boiler elettrico e del 21% rispetto alla caldaia a condensazione.

2.2 Impianti combinati

A conclusione di questo capitolo si osserva che un'ulteriore applicazione interessante dello scaldacqua a pompa di calore è il suo impiego complementare sia ai sistemi tradizionali (caldaie a gas) sia alle tecnologie a fonti rinnovabili (fotovoltaico, collettori solari termici, pompe di calore per riscaldamento, stufe, ecc.).

Nella nuova edilizia ed in quella preesistente si presenta spesso la necessità o l'opportunità di realizzare sistemi complessi costituiti da più generatori di calore, ognuno destinato a garantire un determinato servizio (o parte di esso). Infatti soluzioni in grado di garantire con un unico prodotto il servizio di riscaldamento, acqua calda sanitaria e raffrescamento non hanno ancora raggiunto un rapporto tra performance e costi sempre abbordabile, soprattutto per edifici residenziali esistenti. Lo scaldacqua a pompa di calore garantisce efficienza, costi contenuti e quella flessibilità impiantistica tale da poter soddisfare le varie esigenze. Si richiamano di seguito alcune tecnologie per le quali è già comprovata l'efficacia del loro abbinamento con lo scaldacqua a pompa di calore.

- Con caldaia a gas: soluzione comune, facile da realizzare. Qualora vi siano obblighi di copertura con f.e.r. la pompa di calore per acqua sanitaria è un'intelligente alternativa al solare termico in tutti quei casi dove l'elevato costo, lo spazio a tetto insufficiente e i lavori complessi (impalcature etc.) ne sconsigliano l'adozione.
- Con pompa di calore per il riscaldamento: valida in quegli edifici non collegati alla rete gas; la combinazione con una pompa di calore per il riscaldamento garantisce il rispetto degli obblighi di copertura da f.e.r. (4) (per il consumo di acqua sanitaria e per i consumi totali, anche quelli più restrittivi) ad un prezzo più contenuto rispetto ad un sistema unico.

- Con stufe e termo camini: queste tecnologie rinnovabili assicurano in inverno la fornitura di riscaldamento e di produzione di acqua sanitaria al meglio delle loro possibilità, mentre in estate restano per lo più inattive o comunque generano un dispendio energetico non commisurato al servizio erogato, cioè la sola acqua calda sanitaria. Abbinare loro uno scaldacqua a pompa di calore permette di risolvere il problema di acqua calda in estate e di ridurre le frequenze di caricamento del combustibile legnoso o a biomassa durante tutto l'anno.
- Con collettori solari termici: l'abbinamento tra collettori solari e scaldacqua a pompa di calore è una realtà ormai nota da anni. Le tecnologie si coniugano bene, sia nel caso che vengano fatte funzionare alternativamente, sia che lavorino in parallelo o in serie.
- Con il fotovoltaico: con la progressiva riduzione degli incentivi alla vendita di elettricità, la convenienza all'utilizzo del fotovoltaico nel residenziale e nei piccoli esercizi commerciali si sta indirizzando sempre di più verso l'autoconsumo. Lo scaldacqua a pompa di calore contribuisce a sfruttare l'elettricità prodotta sia nell'immediato (ne viene alimentato) sia conservandola per buona parte del giorno sotto forma di energia termica. I sistemi ad accumulo sono, infatti, tra le tecnologie maggiormente utilizzate al fine di realizzare case a energia quasi zero.

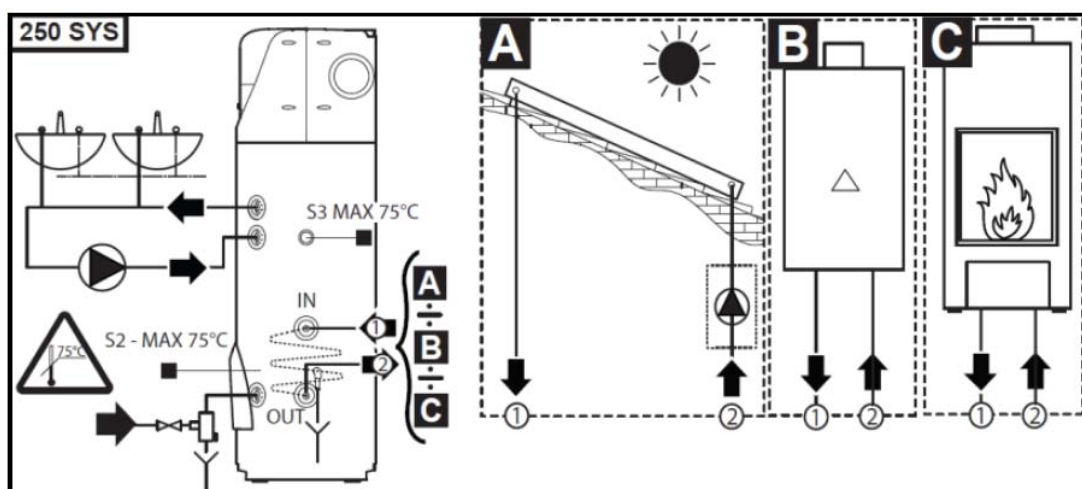


Figura 3. Impianti combinati tra scaldacqua a pompa di calore con solare termico, caldaia a gas e a biomassa.

3 CARATTERISTICHE POMPA DI CALORE PROPOSTA

La configurazione monoblocco già adottata nelle macchine attualmente commercializzate consente di risolvere i problemi estetici e funzionali di ingombro e di collegamento dell'unità esterna, per il quale è richiesto l'intervento di un tecnico frigorista e non di un più comune idraulico. L'installazione all'interno dei locali interni, riscaldati o meno, consente il raggiungimento di prestazioni più elevate rispetto alla macchine split che sono maggiormente influenzate dalle condizioni climatiche esterne variabili e più rigide, che comportano nei periodi più freddi il ricorso alla resistenza elettrica per lo sbrinamento e a quella integrativa per il riscaldamento dell'acqua. Appare, pertanto, evidente il notevole risparmio sul costo d'esercizio ed, in misura minore, su quello d'installazione conseguibile con una pompa di calore monoblocco.

La pompa di calore progettata in questo studio nasce dall'esigenza di abbattere l'intero costo di investimento (acquisto prodotto ed installazione), configurandosi come un kit installabile con facilità dall'idraulico su qualsiasi scaldacqua elettrico presente in casa. La macchina proposta si pone come migliore ed innovativa soluzione per la sostituzione del tradizionale boiler elettrico, non perdendo altresì i vantaggi sopraccitati se installata in sostituzione di qualsiasi altro sistema o in nuove costruzioni. Si è inoltre scelto di apportare un importante miglioramento ai fini della sicurezza rispetto alle attuali pompe di calore: grazie al sistema proposto si esclude la possibilità di contaminazione dell'acqua calda sanitaria da parte del fluido frigorifero.

Tali obiettivi sono possibili mediante l'adozione del condensatore progettato, come spiegato nel paragrafo dedicato.

La configurazione impiantistica che consente di ottenere i migliori vantaggi, in termini di comfort e di efficienza energetica è quella mostrata nella figura seguente. La pompa di calore in progettazione può essere installata anche secondo le altre configurazioni diffuse, non perdendo, sostanzialmente, in innovazione ed in efficienza.

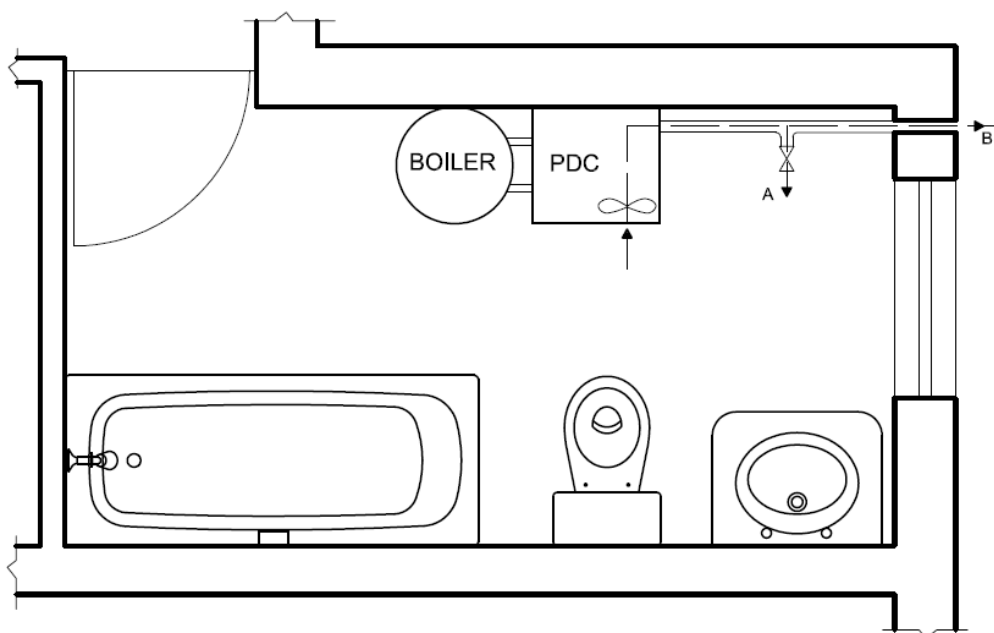


Figura 4. Esempio di installazione dell'impianto proposto in locale da bagno

Nella Figura 4 è riportato un esempio d'installazione in locale da bagno. Considerando che questo è riscaldato, la configurazione migliore consiste nel prevedere una diramazione del condotto dell'aria che ha attraversato l'evaporatore: mediante opportune saracinesche è possibile scegliere se immetterla all'interno dell'ambiente o espellerla all'esterno. La prima modalità (flusso "A" in figura) è quella tipicamente estiva, quando sarà gradito il raffrescamento dell'aria. La seconda (flusso "B" in figura) è più indicata per la stagione invernale, quando non si vuole gravare sul consumo energetico per il riscaldamento immettendo aria fresca in un locale da riscaldare. L'espulsione dell'aria all'esterno contribuisce ad incrementare la ventilazione, che, oltre ad essere obbligatoria in questo tipo di locale, è particolarmente gradita.

Diversa è la situazione se si sceglie di installare la pompa di calore in un locale non riscaldato, come un garage, una soffitta o un cavedio d'impianti. In questo caso l'aria che attraversa l'evaporatore può essere reimessa all'interno del locale senza gravare in alcun modo sul bilancio energetico. La scelta d'installazione in un locale di questo tipo è comunque vantaggiosa rispetto all'installazione all'esterno, tipica delle macchine split, perché si tratta di locali ad una temperatura maggiore di quella esterna, dato che sono riscaldati indirettamente, dagli ambienti adiacenti.

Il funzionamento della pompa di calore prevede il riscaldamento dell'acqua fredda che staziona sul fondo del serbatoio, per gradini di temperatura di circa un paio di gradi Celsius, attraverso il passaggio nel condensatore. L'immissione dell'acqua riscaldata nell'accumulo avviene ad una determinata altezza dal fondo in modo da sfruttare la stratificazione. Il prelievo dell'utenze è previsto dalla sommità del serbatoio dove l'acqua è più calda.

3.1 Fluido frigorifero

Il fluido frigorifero scelto è quello attualmente diffuso nelle pompe di calore per acqua calda sanitaria: R134a. Infatti è particolarmente adatto ai cicli frigoriferi ad alta temperatura⁴, grazie ad un'elevata temperatura critica, che permette di operare in modo efficiente anche ad elevate temperature di condensazione, realizzando nel contempo basse pressioni di esercizio con beneficio per il costo dei materiali. Si consideri anche che gli elevati volumi specifici sono poco influenti, date le piccole capacità richieste. Inoltre il fluido R134a viene definito ecologico in quanto, tra i fluidi sintetici in uso, ha un valore di GWP⁵ relativamente basso e dunque un ridotto contributo diretto all'effetto serra.

Si rimanda a sviluppi futuri la possibilità di impiegare altri fluidi, in particolare quelli cosiddetti naturali per il loro impatto ambientale trascurabile (8), come l'anidride carbonica o gli idrocarburi (in particolare l'isobutano). È da tener presente che per questi la quantità massima consentita per motivi di sicurezza in ambiente domestico è di 150 grammi, a causa della loro alta infiammabilità (A3 nella classificazione ASHRAE).⁶

⁴Il ciclo tipico per un frigorifero domestico è caratterizzato da temperature di evaporazione intorno a $-30 \div -5$ °C e di condensazione intorno a $30 \div 40$ °C, mentre le temperature per l'applicazione in analisi sono comprese tra $0 \div 15$ °C e $70 \div 20$ °C.

⁵Ogni fluido frigorifero è caratterizzato da indici che quantificano il loro impatto ambientale, come ODP (Ozone Depletion Potential) e GWP (Global Warming Potential). Per il fluido R134a: ODP<0.0005 e GWP=1300. Per la CO₂: ODP=0 e GWP=1.

⁶L'associazione ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) classifica i fluidi frigoriferi in base alla tossicità (lettera "A" per bassa tossicità, "B" per l'alta) e all'infiammabilità (cifre 1,2,3) (27).

4 DIMENSIONAMENTO E SCELTA DEI COMPONENTI DELLA POMPA DI CALORE

La pompa di calore è una macchina che consente il trasferimento di calore da una sorgente a più bassa temperatura ad una a più alta temperatura (ciclo inverso).

La differenza rispetto una macchina frigorifera consiste nel considerare come effetto utile il riscaldamento, nel caso in esame, dell'acqua sanitaria.

I componenti sono essenzialmente quattro:

- Il compressore, che porta il refrigerante, nello stato di vapore, dalla pressione di evaporazione a quella di condensazione;
- Il condensatore, in cui avviene lo scambio di calore tra il fluido refrigerante e l'acqua sanitaria che viene riscaldata;
- Il dispositivo di espansione, che determina la caduta di pressione tra i due scambiatori;
- L'evaporatore, in cui il refrigerante assorbe calore dal fluido secondario, in questo caso l'aria ambiente.

La taglia di riferimento per il dimensionamento dei componenti dipende dal fabbisogno medio domestico di acqua calda sanitaria. Considerando gli obiettivi sopracitati, si è scelto lo stesso campo di potenza di riscaldamento degli scaldacqua elettrici, cioè circa 1÷1,5 kW. Si sottolinea che nel caso della pompa di calore la potenza elettrica richiesta sarà molto inferiore (al massimo circa 500 W), come evidenziato nelle pagine seguenti.

4.1 Compressore

La scelta del compressore viene eseguita considerando i fondamentali requisiti per applicazione domestica: economicità, compattezza, silenziosità.

Devono, inoltre, essere considerati il frigorifero da impiegare (R134a), il campo di temperature operative (evaporazione tra 0 e 20°C, condensazione tra 25 e 70 °C) e della potenza frigorifera. Compatibilmente con queste caratteristiche si è scelto il compressore ermetico con motore elettrico monofase GQY90AA della cilindrata di 9.05 cc.

I dati sperimentali, ottenuti nei laboratori dell'azienda costruttrice, sono riportati in Tabella 16 (appendice A). Il rendimento volumetrico e il rendimento isoentropico di compressione da questi determinati, come spiegato nella sezione dedicata, sono diagrammati in funzione del rapporto di compressione, rispettivamente in Figura 5 e in Figura 6.

Si osserva che l'andamento del rendimento volumetrico è quello previsto dalla teoria: decrescente con il rapporto di compressione. Il rendimento isoentropico dovrebbe essere, invece, crescente con una pendenza maggiore sino al raggiungimento del massimo, mentre l'andamento lievemente decrescente per rapporti di compressione maggiori è come previsto.

Considerato che i dati prestazionali sono disponibili, su base sperimentale, solo per un insieme limitato di punti, è indispensabile estendere la previsione delle prestazioni per il campo delle variabili operative che interessa il funzionamento della pompa di calore.

Attraverso interpolazione lineare sono state desunte due semplici funzioni lineari per esprimere le correlazioni dei due rendimenti con il rapporto di compressione.

Una volta ricavate le espressioni di η_v e η_{is} in funzione del rapporto di compressione, è possibile calcolare il volume di frigorifero elaborato dal compressore e la potenza reale di compressione per ogni temperatura operativa, secondo le relazioni riportate in appendice.

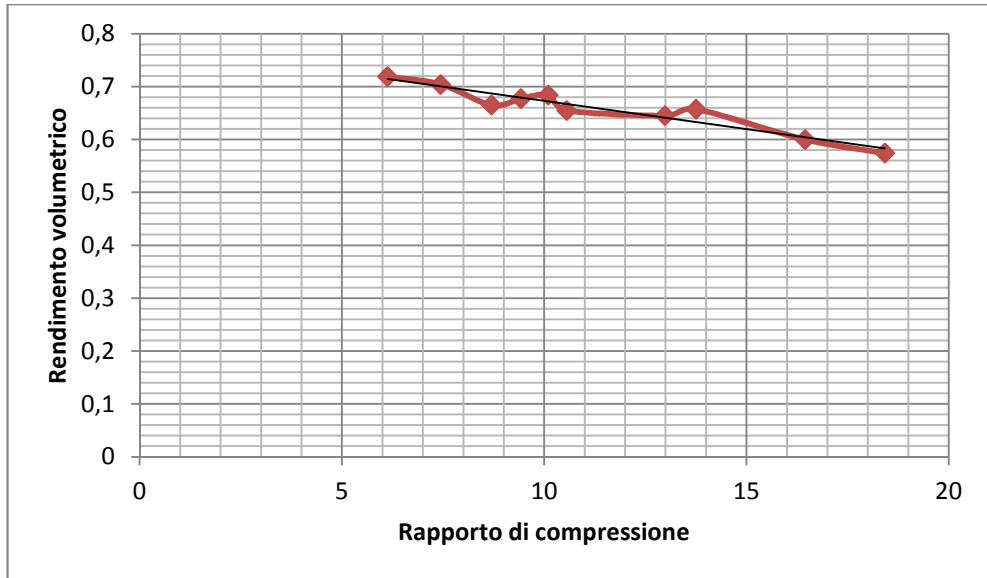


Figura 5. Rendimento volumetrico in funzione del rapporto di compressione e retta interpolante.

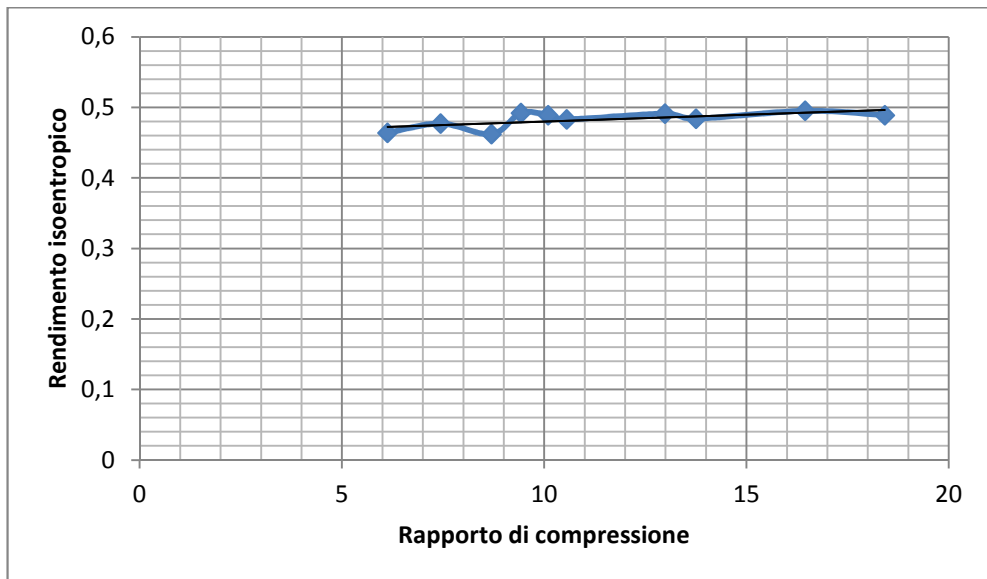


Figura 6. Rendimento isoentropico di compressione in funzione del rapporto di compressione retta interpolante.

È così possibile simulare il ciclo frigorifero, una volta fissate le temperature di evaporazione e condensazione, il surriscaldamento del vapore in uscita dall'evaporatore e il sottoraffreddamento all'uscita del condensatore. Infatti, attraverso il software NIST Refprop 8.0 (9) e l'utilizzo di apposite macro, è possibile ottenere in un foglio di calcolo

le variabili termodinamiche di ogni punto del ciclo frigorifero e quindi calcolare la potenza frigorifera e quella al condensatore, nonché il COP⁷. Un esempio è mostrato nel paragrafo seguente.

Nella tabella seguente sono riassunte le caratteristiche del compressore adottato.

Compressore	
Produttore	ACC
Modello	GQY90AA
Applicazione	L.B.P.
Frigorigeno	R134a
Raffreddamento	Statico
Massima temperatura ambiente	43 °C
Massima temperatura di scarico (stabile)	120 °C
Massima temperatura di scarico (picco)	135 °C
Massima temperatura di condensazione (stabile)	60 °C
Massima temperatura di condensazione (picco)	70 °C
Massima temperatura avvolgimenti	130 °C
Cilindrata	9,05 cc
Tipo d'olio	Estere
Alimentazione	220 ÷ 240 V
Limite tensione	187 ÷ 264 V
Frequenza	50 Hz
Fase	Monofase
Tipo di motore	RSIR / RSCR
Corrente di avviamento	18.8 / 12.9 A

Tabella 2. Caratteristiche tecniche del compressore adottato.

Un aspetto interessante della sperimentazione consiste nell'osservazione del comportamento di un compressore progettato per temperature operative nettamente inferiori a quelle della pompa di calore. Infatti la sigla "L.B.P". (Low Back Pressure, bassa pressione di ritorno) indica compressori adatti ad applicazioni con temperature di evaporazione inferiori a -20 °C.

⁷ Il COP (Coefficient of Performance) per una pompa di calore è definito come il rapporto tra la potenza di riscaldamento utile e la potenza elettrica assorbita.

4.2 Condensatore

Il condensatore è stato progettato per questa applicazione secondo le caratteristiche richieste.

La prima riguarda il disaccoppiamento tra il circuito del fluido frigorifero e quello dell'acqua sanitaria, fondamentale per evitarne l'inquinamento in caso di perdite.

La compattezza è uno dei requisiti fondamentali dell'intera macchina, quindi anche dei suoi componenti.

Pertanto si è scelto di adottare un condensatore costituito da un tubo di rame entro cui scorre l'acqua sanitaria da riscaldare, sul quale sono avvolti a spirale e brasati altri due tubi di rame, che costituiscono il circuito del R134a.

I diametri dei due tipi di tubo vanno valutati con attenzione. Infatti il diametro interno del tubo dell'acqua, fissata la portata, dalla quale dipende il Δt ingresso/uscita, determina la velocità di flusso e quindi il coefficiente di scambio e le perdite di carico. Questi parametri hanno impatto evidente sulle prestazioni.

Importante è anche la velocità dell'acqua nel punto di immissione nell'accumulo, in quanto, se troppo elevata, può distruggere la stratificazione, ma se il Δt è limitato a pochi gradi centigradi, l'impatto sull'efficienza diventa trascurabile.

Il diametro del tubo del frigorifero è importante per i trasferimenti di carica, connessi con il funzionamento del tubo capillare in condizioni operative molto variabili.

Le prestazioni di questo tipo di condensatore sono state calcolate mediante un programma di simulazione realizzato in Fortran, i cui dati di input sono costituiti dalle dimensioni dello scambiatore e dalle condizioni operative. In Appendice C sono riportate delle note su come è strutturato il codice di calcolo e sui coefficienti impiegati.

La geometria è definita dai diametri (interni ed esterni) del tubo dell'acqua e del tubo/tubi avvolti, dalla lunghezza del tubo dell'acqua, dal numero dei tubi avvolti (in parallelo sul lato frigorifero) e da un indice di saturazione dei tubi del frigorifero, definito come rapporto tra la massima lunghezza di tubo che può essere avvolto all'esterno del tubo dell'acqua e quella realmente usata.

La previsione delle prestazioni del condensatore è stata effettuata per due diverse lunghezze del tubo in cui scorre l'acqua associate a due diverse lunghezze dei circuiti del frigorifero, a parità di tutte le altre dimensioni. La prima soluzione prevede una lunghezza del condotto dell'acqua di 1,5 metri e di circa 5 metri per ogni tubo di frigorifero; mentre per la seconda le lunghezze sono rispettivamente circa 1 metro e circa 6,9 metri. Questa configurazione è ottenibile avvolgendo i circuiti del frigorifero attorno a quello sanitario senza alcuno spazio (come si può osservare in Figura 8), rendendo lo scambiatore più compatto. L'analisi del secondo condensatore evidenzia una penalizzazione in termini di COP di appena il 2 %, rispetto al primo, e un aumento della perdita di carico lato frigorifero massima non eccessiva, a fronte di una notevole riduzione d'ingombro. È stato pertanto scelto di impiegare per la pompa di calore il condensatore più compatto, il cui schema è riportato in Figura 8.

Le caratteristiche dimensionali e operative scelte e verificate nelle possibili situazioni di funzionamento sono riportate nella tabella in appendice.

Per calcolare, in fase di progettazione, le prestazioni dello scambiatore e la potenza assorbita dal compressore, quindi il COP, è necessario conoscere la temperatura di condensazione. Questa deriva dal bilancio della potenza fornita dal compressore, determinata attraverso la simulazione del ciclo (foglio di calcolo e Refprop), con quella resa dal condensatore secondo la simulazione in Fortran.



Figura 7 Condensatore realizzato nel laboratorio dell'ACC s.p.a.- Mel (BL)

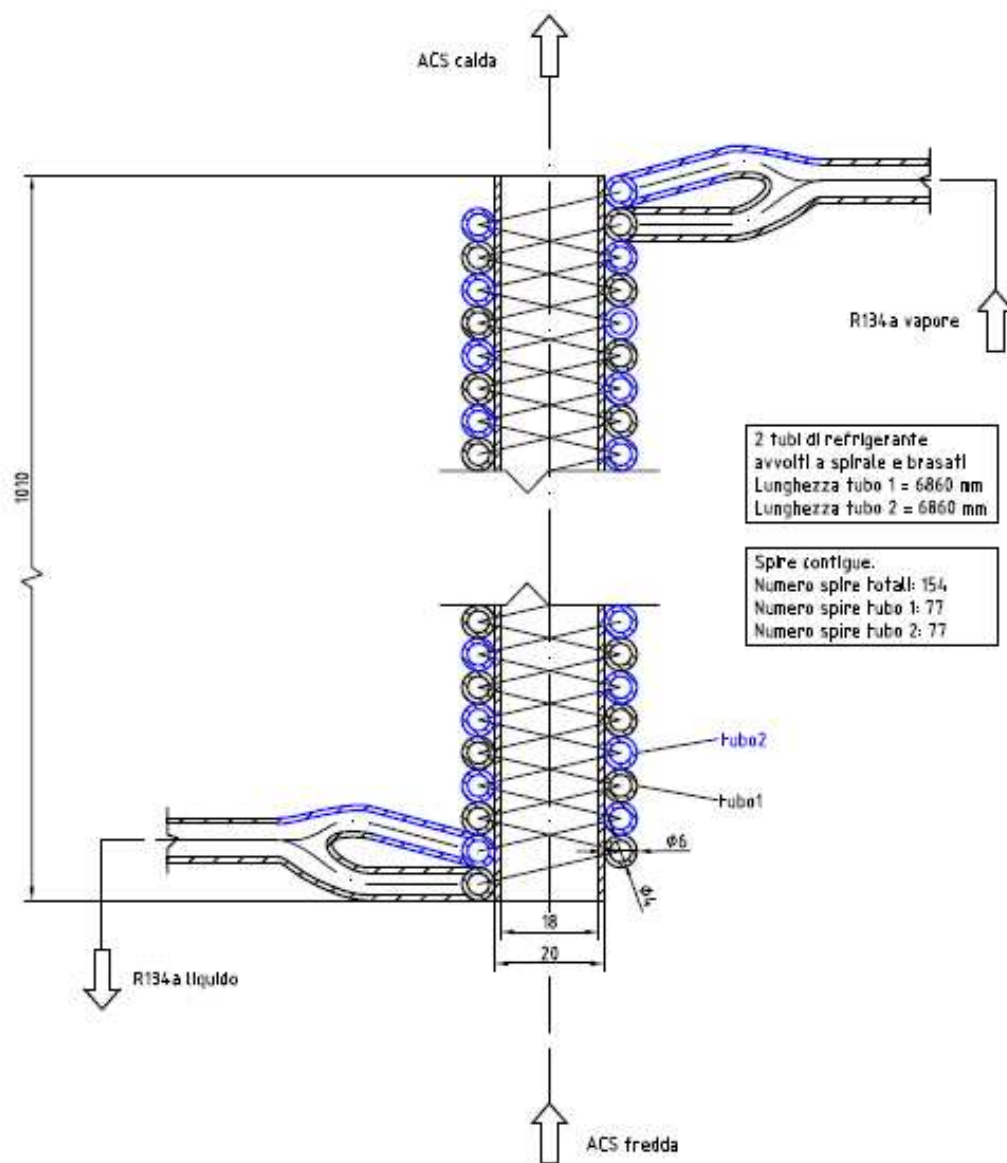


Figura 8. Schema condensatore progettato e impiegato nella pompa di calore.

Per determinarla si è proceduto come segue:

- Si sono fissati due valori della temperatura di evaporazione (0 e 10 °C), tre per il sottoraffreddamento (0, 15 e 30 °C) e uno solo per il surriscaldamento (10 °C);
- Per ogni coppia di temperatura di evaporazione e sottoraffreddamento si sono supposte diverse temperature d'ingresso dell'acqua sanitaria al condensatore (20, 30, 40, 50 °C);
- Per ogni insieme di questi dati si è ipotizzata una temperatura di condensazione e si sono calcolate le restanti variabili del ciclo frigorifero;
- I valori della simulazione del ciclo sono serviti da input per il calcolo delle prestazioni del condensatore in Fortran;
- Mediante metodo iterativo si è ottenuta la temperatura di condensazione per la quale la potenza resa al condensatore calcolata mediante simulazione del ciclo coincide con quella calcolata dal programma per il calcolo delle prestazioni dello scambiatore.

La procedura è schematizzata in Figura 9. Per la tabella dei dati numerici si rimanda all'appendice, mentre i risultati principali sono diagrammati nelle figure seguenti.

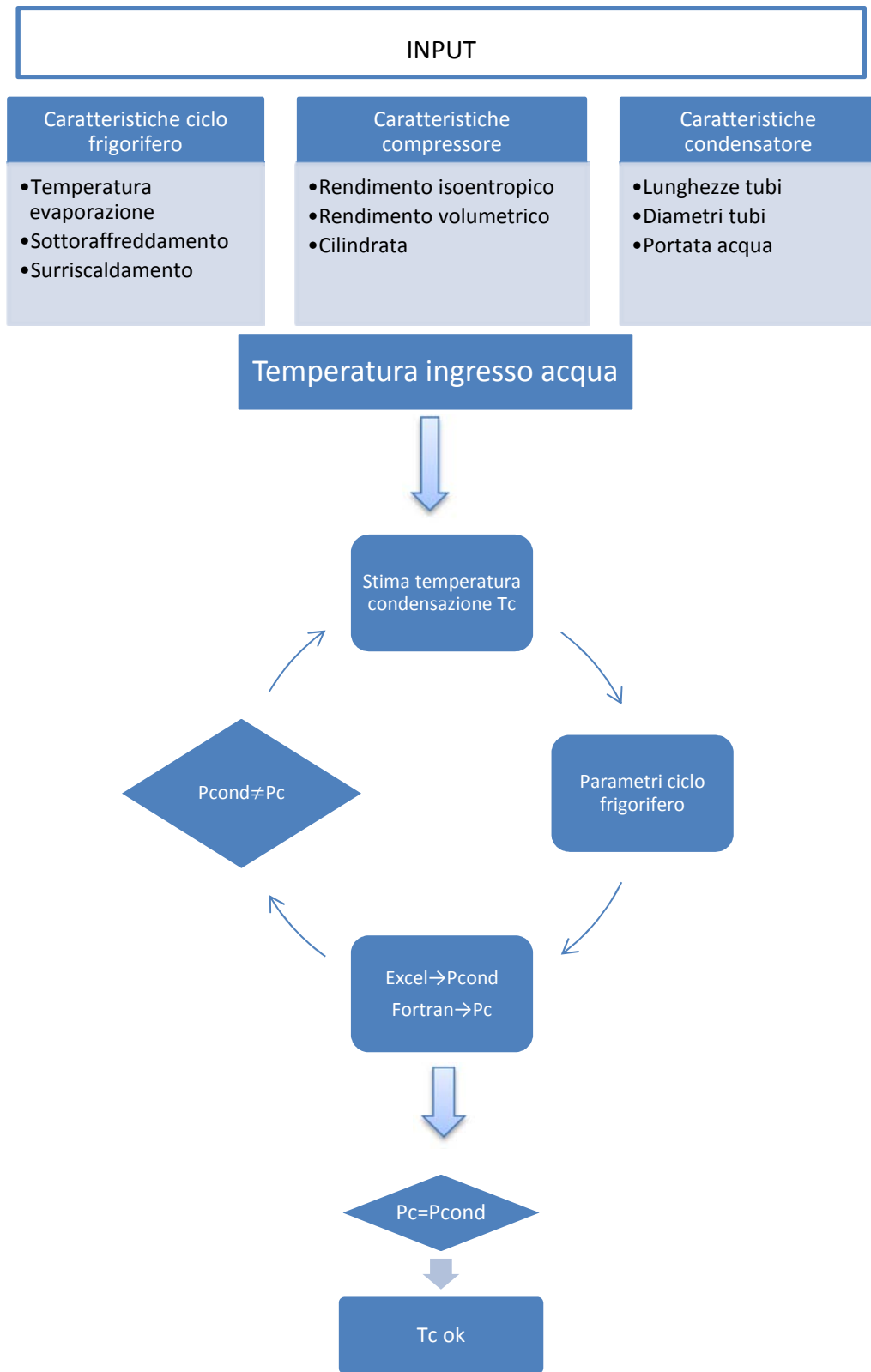


Figura 9. Schema procedura di previsione delle prestazioni del condensatore.

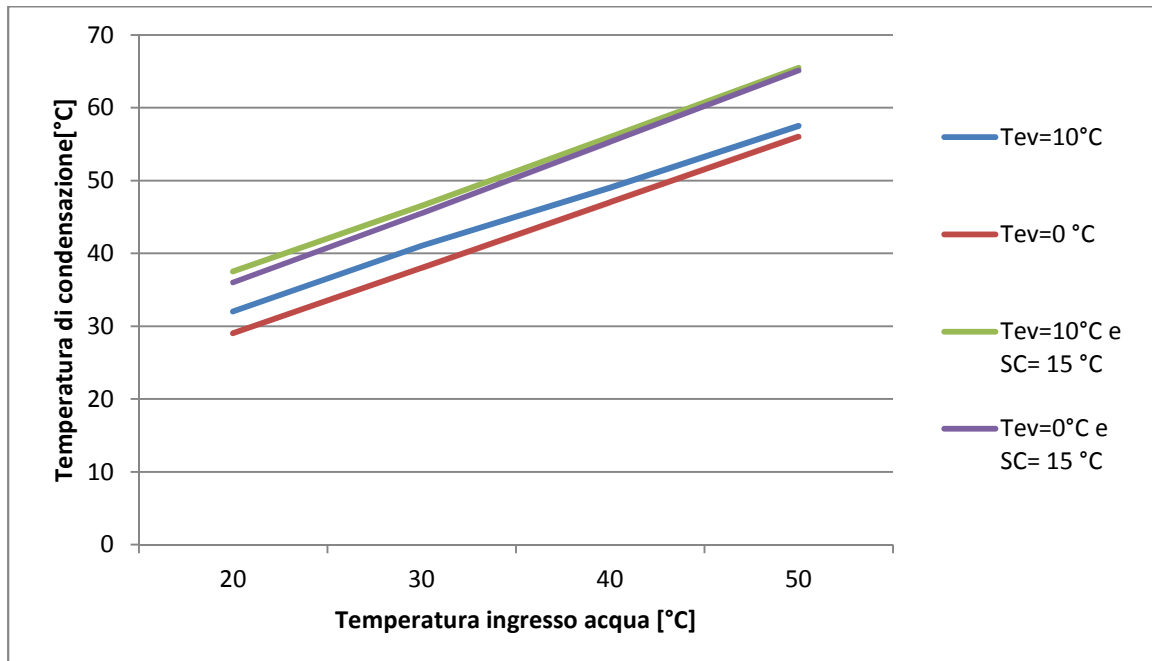


Figura 10. Risultati delle simulazioni. Temperatura di condensazione in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua nel condensatore, per diverse temperature di evaporazione e gradi di sottoraffreddamento

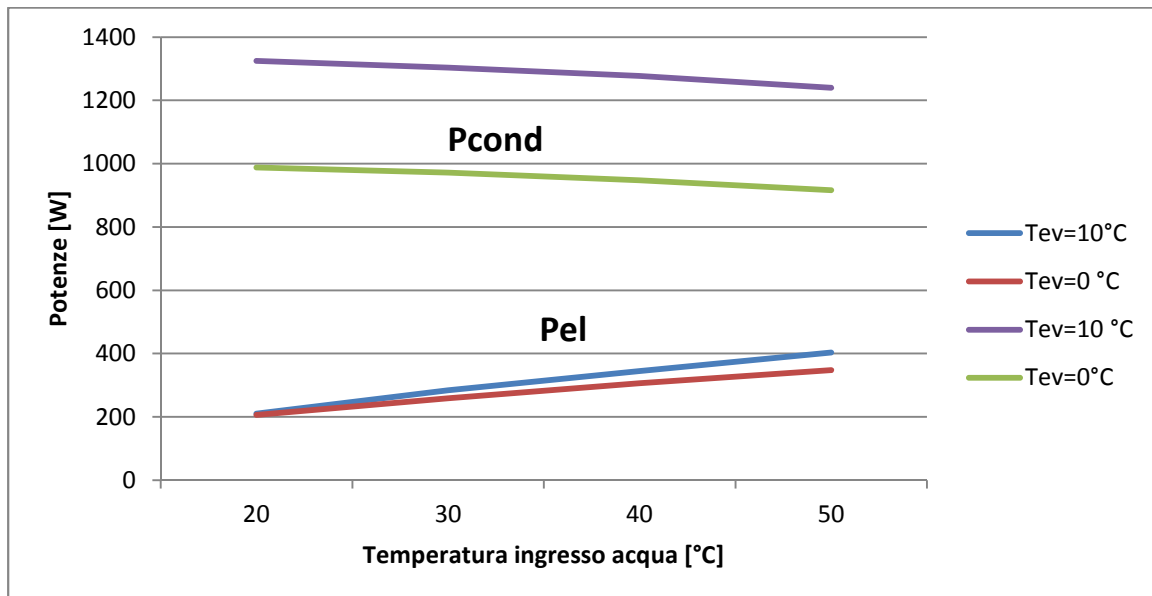


Figura 11. Risultati delle simulazioni. Potenza scambiata al condensatore e potenza elettrica assorbita dal compressore in funzione della temperatura dell'acqua, per diverse temperature di evaporazione. Sottoraffreddamento nullo.

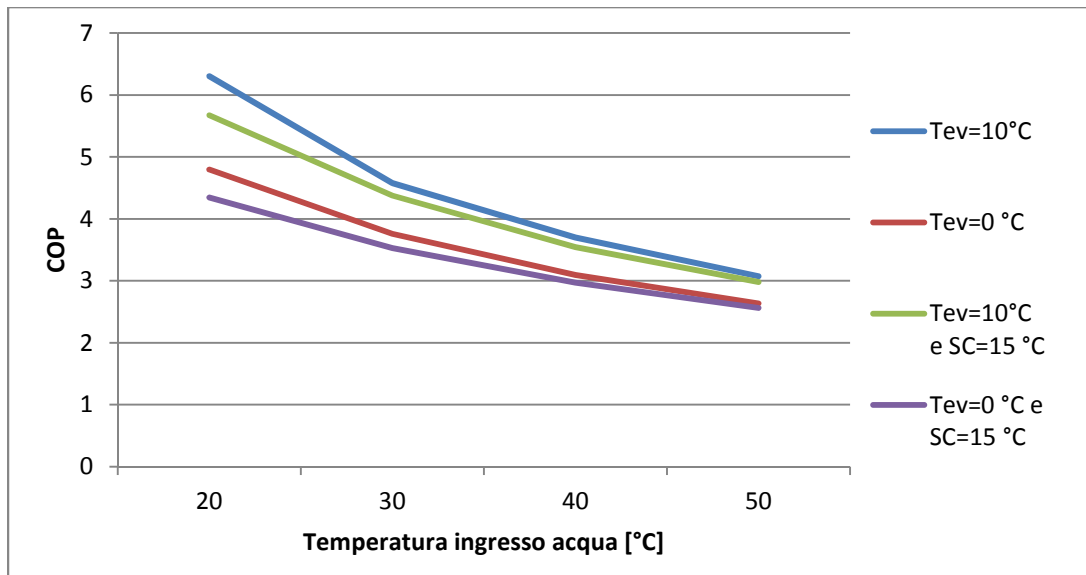


Figura 12. Risultati delle simulazioni. Coefficiente delle prestazioni in funzione della temperatura dell'acqua per diverse temperature di evaporazione e gradi di sottoraffreddamento.

Si osserva, come atteso, che le prestazioni sono migliori quando la temperatura dell'acqua da riscaldare è minore, infatti è minore la temperatura di condensazione. A parità di temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore, se aumenta la temperatura di evaporazione (come accade in estate) cresce la temperatura di condensazione, la potenza assorbita dal compressore e in misura maggiore la potenza di riscaldamento scambiata al condensatore: ciò si traduce in un aumento del COP (Coefficient of Performance). I risultati di questa simulazione prevedono un effetto negativo del sottoraffreddamento sul COP, dovuto all'innalzamento della temperatura di condensazione, in particolare per basse temperature di acqua in ingresso.

Si rimanda il confronto con i risultati delle prove di laboratorio al capitolo sull'analisi sperimentale. Si precisa in proposito che il COP calcolato dalle simulazioni, riportato nelle figure precedenti e nelle tabelle in Appendice B, non tiene conto delle dispersioni di calore; quindi il COP reale sarà sicuramente minore. Quest'aspetto verrà approfondito nel capitolo dedicato all'analisi sperimentale.

4.3 Dispositivo di espansione

L'organo di laminazione scelto è quello tipico per le applicazioni domestiche: il tubo capillare. La semplicità costruttiva da cui deriva l'economicità del componente e l'equilibrio delle pressioni tra condensatore ed evaporatore raggiunto nella fase in cui il

compressore è spento, rende il capillare adatto a questo campo d'impiego. Infatti la coppia di spunto del motore elettrico monofase necessaria in fase di accensione sarebbe troppo elevata se le pressioni non si fossero equilibrate nella fase precedente.

Il dimensionamento del capillare e la verifica del funzionamento della macchina rappresenta uno degli aspetti più interessanti del progetto. Infatti tale dispositivo di laminazione è adatto per differenze di pressione poco variabili durante il funzionamento; la pompa di calore, invece, deve funzionare con salti di pressione variabili dovuti, non solo alla temperatura di evaporazione diversa a seconda della stagione, ma soprattutto a quella di condensazione che deriva dalla temperatura di ingresso dell'acqua nella pompa di calore (tra 20 e 50 °C in condizioni di dimensionamento).

Il dimensionamento del tubo capillare viene effettuato ipotizzando condizioni critiche di deflusso modificando, eventualmente, le dimensioni se la pressione di evaporazione dovesse risultare maggiore di quella critica, attraverso le espressioni analitiche delle curve dei diagrammi ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) ricavate da un modello di simulazione del processo di laminazione.

Note la pressione di ingresso (condensazione) e il sottoraffreddamento si determina, per il capillare di riferimento (lunghezza 3 metri e diametro interno di 1 mm), la portata critica, che è indipendente dalla pressione di uscita (evaporazione) in quanto all'interno del condotto si raggiunge la velocità sonica. Il rapporto tra la portata attraverso il capillare di riferimento e quella di progetto rappresenta il fattore di flusso Φ , dal quale è possibile ricavare la lunghezza del capillare fissando il diametro. Per verificare che il deflusso avvenga nelle condizioni ipotizzate, si calcola la pressione critica del capillare di riferimento, funzione della pressione di ingresso e del sottoraffreddamento, e la si moltiplica per il fattore di pressione critica che dipende dalle dimensioni del capillare di progetto.

Se la pressione critica risulta minore di quella di evaporazione si deve correggere la portata critica moltiplicandola per il fattore di correzione che dipende dalle pressioni in ingresso, in uscita e critica. Dal valore del fattore di correzione della portata critica

(vicino all'unità) si osserva che solo un accurato dimensionamento richiederebbe un calcolo iterativo.

Il procedimento di dimensionamento (si veda l'esempio riportato in appendice) è stato implementato in un foglio di calcolo per osservare come la lunghezza del capillare più adatto vari, fissato il diametro, nel campo di funzionamento della pompa di calore.

Ripetendo la procedura di dimensionamento per i diversi regimi di funzionamento della pompa di calore si ottengono, come previsto, lunghezze diverse. Pertanto si è scelto di lasciare alla sperimentazione la scelta del capillare più adatto. Le prove verranno condotte con tre diversi tubi capillari dello stesso diametro interno (1.5 mm) e con lunghezza rispettivamente di 1.5 m, 3.5 m e 5.5 m.

Nella pratica si sono collegati al circuito frigorifero i tre capillari in parallelo dotati delle opportune valvole di intercettazione, necessarie per l'esclusione dei capillari durante le prove. Inoltre si è scelto di collocare, in parallelo ai sopraccitati organi di laminazione, una valvola micrometrica per consentire delle prove con cadute di pressione diverse da quelle ottenibili con i capillari scelti.

Ricoprono particolare interesse scientifico la valutazione sperimentale del funzionamento del capillare nell'eventualità in cui venga alimentato con fluido bifase e l'intero comportamento del sistema condensatore-capillare.

4.4 Evaporatore

Le condizioni ambientali alle quali è soggetto l'evaporatore si rivelano difficili da stabilire, in quanto dipendono principalmente dalla temperatura e dall'umidità relativa nel locale in cui è collocato, variabili durante l'anno e, in misura minore, durante la giornata. Infatti, ad esempio, la temperatura in un locale bagno in estate può essere superiore a 26 °C con un'umidità relativa intorno al 60 %, mentre in inverno l'aria in ingresso all'evaporatore potrebbe provenire, almeno in parte, dall'esterno (ad esempio con temperatura di 0 °C e umidità relativa 90 %) per evitare di raffreddare eccessivamente il locale e per creare una gradita ventilazione. È da sottolineare

l'importanza delle condizioni igrometriche perché lo scambio di calore latente è consistente.

Per realizzare il circuito di sperimentazione la scelta dell'evaporatore è stata effettuata consultando un catalogo commerciale di aero-evaporatori a soffitto, tipici dei magazzini frigoriferi. Si rimanda ad una fase successiva (ottimizzazione del componente) la progettazione di un evaporatore più appropriato per l'impianto proposto, tale da permettere un miglioramento delle prestazioni, grazie ad un più efficiente scambio termico, e una riduzione degli ingombri della macchina.

Sono stati individuati due scambiatori che, secondo catalogo, consentono di scambiare la potenza frigorifera richiesta dalla pompa di calore in esame. Le caratteristiche dei due evaporatori sono riportate nella tabella seguente.

Modello evaporatore		RS2130	RS3180
Capacità*	W	1110	1480
Portata d'aria	m ³ /h	337	705
Freccia d'aria	m	2,5	3
Superficie totale	m ²	3,63	4,77
Peso netto	kg	7,3	10,5

Tabella 3. Caratteristiche evaporatori. *Con temperatura ambiente di 12°C e temperatura di evaporazione di 2°C

Secondo la simulazione del ciclo frigorifero, condotta imponendo due diversi valori della temperatura di evaporazione, 0 e 10 °C, la potenza da scambiare all'evaporatore risulta compresa tra 550 ÷ 1200 W. Dato che le capacità di scambio dei due evaporatori sono indicate per una temperatura di evaporazione di 2 °C se collocati in un ambiente a 12 °C, questi avranno una resa maggiore, quindi sufficiente, alle condizioni progettuali.

Lo scambiatore più grande (Figura 14), dotato di tre ventilatori, consente il raggiungimento di COP maggiori rispetto a quelli ottenibili con lo scambiatore più compatto (dotato di due ventilatori); ciò grazie alla diminuzione della differenza di temperatura tra l'aria dalla quale viene sottratto calore e la temperatura di evaporazione, conseguente alla maggiore superficie di scambio e alla maggiore portata d'aria. Nella prima fase sperimentale sarà impiegato l'evaporatore più compatto (Figura 13 e particolare batteria in Figura 15).



Figura 13. Evaporatore Rivacold RS2130



Figura 14. Evaporatore Rivacold RS3180

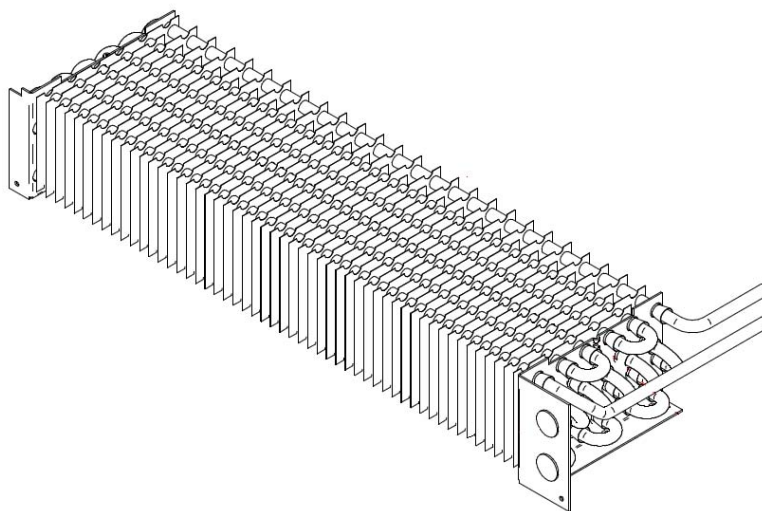


Figura 15. Pacco alette dell'evaporatore Rivacold RS2130, impiegato nella prima fase di sperimentazione

4.5 Filtro disidratatore e spia indicatore

Oltre ai già descritti componenti del circuito frigorifero, sono presenti: il filtro disidratatore e la spia indicatore liquido/umidità.

Dotare una macchina frigorifera di un filtro disidratatore sulla linea del liquido è assolutamente necessario, poiché la presenza di umidità, sempre possibile negli impianti, è causa, ad alta temperatura, della formazione di acidi che compromettono l'efficienza degli scambiatori di calore e il funzionamento stesso del compressore ermetico; alle basse temperature, l'acqua che eccede i ridotti limiti di solubilità nel refrigerante in fase liquida, si trasforma in ghiaccio occludendo i dispositivi di espansione.

La presenza di umidità all'interno di un generico circuito è imputabile a varie cause, tra cui:

- un grado di vuoto inadeguato o insufficiente prima della carica del refrigerante;
- rabbocchi effettuati con olio rimasto a contatto con l'umidità atmosferica;
- completamenti di carica eseguiti con refrigerante contenuto in recipienti non essiccati;
- difetti di tenuta in circuiti operanti in depressione.

Dopo il filtro è consigliabile collegare sempre un indicatore di umidità; questo consente di apprezzare il grado di umidità del refrigerante e quindi la continuità di efficienza del filtro.

L'indicatore di liquido/umidità è costituito da un elemento sensibile a forma di anello il cui colore varia dal verde al giallo in conseguenza di un'eccessiva presenza di umidità nell'impianto. I valori di contenuto d'umidità sono da considerarsi accettabili per un corretto funzionamento dell'impianto in corrispondenza del colore verde. Quando questo incomincia ad ingiallire si giunge alla soglia di attenzione e le condizioni di funzionamento potrebbero iniziare a risentirne. Quando l'elemento sensibile è di colore giallo, si rivela necessaria la sostituzione del filtro disidratatore.

Inoltre se le condizioni di carica e di funzionamento dell'impianto sono normali, il fluido frigorifero che transita sotto il vetro dell'indicatore, deve presentarsi completamente liquido. La presenza di bollicine indica una parziale evaporazione del fluido lungo la linea del liquido. (10)

Nelle tabelle seguenti sono riassunte le caratteristiche tecniche dei due componenti adottati.

Filtro disidratatore	
Produttore	Castel
Modello	4308/M10S
Capacità assorbimento per R134a a 25 °C	12,7 g di H ₂ O
Capacità assorbimento per R134a a 50 °C	10,9 g di H ₂ O
Carica disidratabile a 50 °C	10 kg di R134a
Temperatura operativa	-40 ÷ 80 °C

Spia indicatore liquido/umidità	
Produttore	Castel
Modello	3640/2
Attacco da saldare	ODS Ø 1/4"
Umidità nel fluido R134a con colore verde	< 75 ppm
Temperatura operativa	-30 ÷ 110 °C

Tabella 4. Caratteristiche tecniche del filtro disidratatore e della spia indicatore adottati.

5 CIRCUITO IDRAULICO

Il circuito idraulico è la parte dell'impianto a pompa di calore in cui circola l'acqua sanitaria, dall'allacciamento con la rete di distribuzione dell'acqua fredda (proveniente dall'acquedotto) a quello con il condotto dell'acqua calda per le utenze (doccia, lavabo, ecc.). Questo è costituito da:

- serbatoio d'accumulo dell'acqua calda sanitaria;
- pompa che permette la circolazione dell'acqua;
- tratti di tubazione tra il serbatoio e il condensatore;
- organi di intercettazione e sicurezza (valvole, vaso d'espansione).

5.1 Serbatoio d'accumulo

Prima della scelta di questo importante componente è stata condotta un'indagine bibliografica.

In letteratura sono presenti diversi studi, numerici e sperimentali, riguardo ai sistemi di produzione dell'acqua calda per usi domestici e, in particolare, sui serbatoi d'accumulo. Infatti in un efficiente sistema ad accumulo di produzione dell'acqua calda, assume una notevole importanza la limitazione delle perdite energetiche nel serbatoio. Queste derivano principalmente da:

- lo scambio termico dell'acqua calda con l'ambiente circostante attraverso le pareti del serbatoio;
- la miscelazione dell'acqua fredda in ingresso al serbatoio con quella già riscaldata presente all'interno.

La prima causa è influenzata dalla temperatura dell'ambiente in cui è collocato il serbatoio (in particolare dalla differenza tra la temperatura d'immagazzinamento e

questa) e può essere contenuta prevedendo un isolamento termico adeguato e una superficie di scambio ridotta. Per fornire un ordine di grandezza dell'entità delle dispersioni termiche, in letteratura è riportato un valore del prodotto tra la trasmittanza⁸ U e la superficie di scambio A dei serbatoi domestici tipicamente usati (11): $U * A \cong 2 \text{ W/K}$.

La seconda questione è stata indagata da vari autori, tra cui Levers (12), Beithou (13) e Seara (11), che sottolineano come la stratificazione termica dell'acqua sia essenziale per i sistemi ad accumulo. Questa deve essere favorita in modo da ottenere uno strato, quanto più spesso possibile, di acqua calda da prelevare per l'utenza, al di sopra di un altro strato influenzato dalla miscelazione con l'acqua fredda che entra nel serbatoio. Sia simulazioni numeriche che prove sperimentali hanno fornito profili di temperatura in funzione del tempo trascorso dall'inizio del riscaldamento e dell'altezza del serbatoio, misurati per diverse portate d'acqua (12) (13), diverse tipologie di immissione e prelievo (13), diverse dimensioni del serbatoio (12) e per diverse potenze di riscaldamento (11).

Si ritengono particolarmente interessanti i risultati ottenuti da Beithou (13), che ha analizzato le diverse quantità d'acqua calda utile⁹ ottenibili con i sistemi d'immissione dell'acqua fredda nel serbatoio osservabili in Figura 16. Le prove sono state condotte a varie portate d'acqua in ingresso (1,9 ÷ 15 l/min), osservando una notevole influenza sui risultati. Infatti maggiore è la portata, maggiore è la miscelazione dovuta alla turbolenza e minore la quantità d'acqua calda utile.

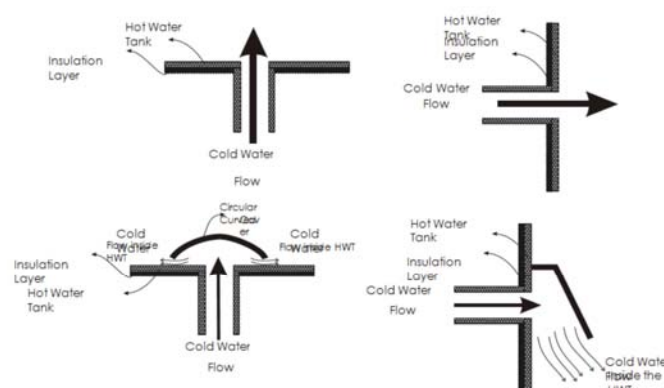


Figura 16. Particolari dei sistemi di immissione dell'acqua fredda proposti da Beithou (13)

⁸ La trasmittanza termica misura la potenza termica scambiata da un corpo, per unità di superficie e per unità di temperatura. Definisce la capacità di isolamento di un materiale.

⁹ Nell'articolo citato è considerata utile la quantità d'acqua con temperatura non inferiore a 42 °C.

Riassumendo le conclusioni dell'analisi bibliografica è consigliabile l'adozione di un sistema con barriera per limitare la miscelazione, soprattutto nel caso d'immissione dal basso. Qualora non si voglia adottare alcuna barriera è consigliato prevedere l'immissione dalla parete laterale (sempre collocata nella parte inferiore del serbatoio).

Considerando la particolare configurazione dell'impianto a pompa di calore oggetto dello studio (caratteristiche descritte nel capitolo 3), devono essere previsti, oltre all'immissione dell'acqua fredda e al prelievo dell'acqua calda da inviare all'utenza, anche il prelievo e la re-immissione dell'acqua che attraversa il condensatore. Ciò deve poter avvenire anche sui comuni scaldacqua elettrici presenti nelle abitazioni e preferibilmente senza realizzare nuovi fori, così da garantire le caratteristiche innovative della macchina proposta (semplicità ed economicità d'installazione). Uno dei modi previsti consiste nell'adozione di condotti concentrici da inserire nei due fori normalmente presenti sul fondo del serbatoio.

Nella prima fase di sperimentazione viene impiegato un serbatoio commerciale dalle caratteristiche riportate nella Tabella 5.

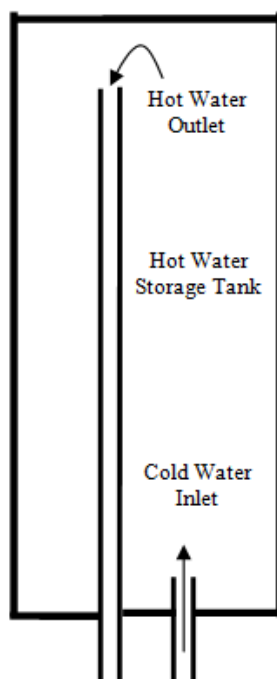


Figura 17. Serbatoio per l'accumulo d'acqua calda, tipico in ambito domestico

Si tratta di un accumulatore/boiler dotato di un'intercapedine interna prevista per il deflusso di acqua tecnica proveniente da un generatore di calore per il riscaldamento dell'acqua sanitaria contenuta nel serbatoio. Tale circuito secondario risulta inutile per l'impianto proposto, infatti, si ricorda, che l'acqua sanitaria scorre all'interno del condensatore della pompa di calore senza pericoli di inquinamento da parte del fluido frigorifero. Per motivi di sicurezza l'intercapedine deve essere riempita d'acqua mantenuta a circa la stessa pressione del circuito sanitario. A tale scopo sono previsti opportuni collegamenti e valvole, come è possibile osservare nello schema del circuito in Figura 18.

Il serbatoio è provvisto di sei fori, utilizzati nel modo seguente.

- Immissione dell'acqua d'acquedotto dal foro sul fondo.
- Prelievo dal serbatoio dell'acqua da inviare alla PDC, dal foro laterale in basso.
- Immissione nel serbatoio dell'acqua in uscita dalla PDC, nel foro laterale in alto.
- Prelievo per le utenze e inserimento termocoppie nel foro nella parete superiore.
- Collegamento del circuito secondario (intercapedine) a quello sanitario, mediante il secondo foro laterale in basso.
- Collegamento alla valvola di sfiato del circuito secondario, mediante il secondo foro laterale in alto.

Serbatoio d'accumulo	
Produttore	Cordivari
Modello	Interka WSB
Capacità	100 litri
Massima pressione accumulatore	6 bar
Massima pressione intercapedine	1,5 bar
Massima temperatura accumulatore	90°C
Massima temperatura intercapedine	99°C

Tabella 5 Caratteristiche del serbatoio d'accumulo installato nel circuito sanitario

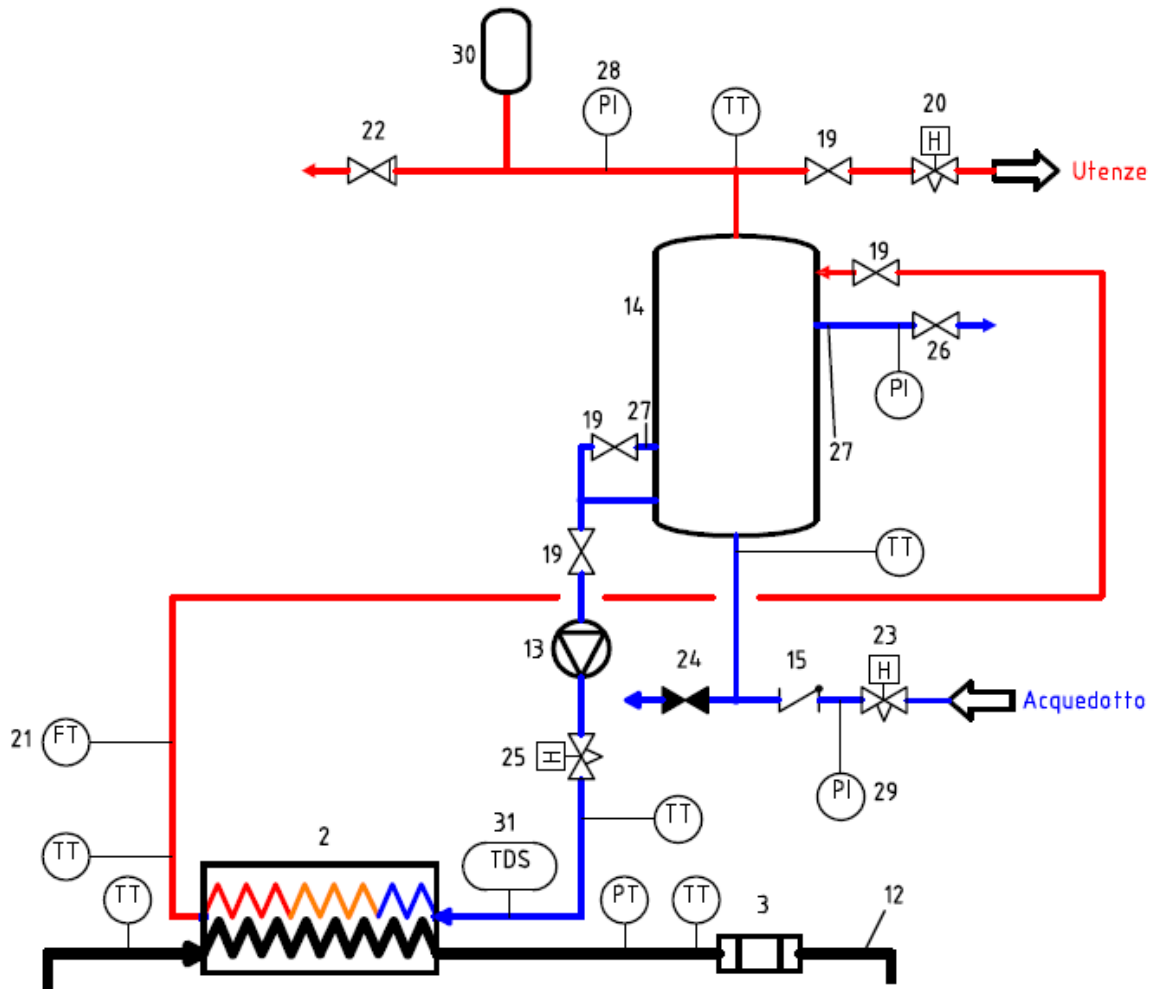


Figura 18 Schema del circuito idraulico. Per la legenda dei simboli si veda lo schema completo allegato in appendice

5.2 Pompa di circolazione

Per la scelta della pompa di circolazione bisogna considerare quelle adatte ai circuiti sanitari, aventi un campo di funzionamento che comprende la coppia portata-prevalenza richiesta dal funzionamento dell'impianto. In sede di progetto si è scelta una portata d'acqua sanitaria attraverso il condensatore di 12 l/min. Questa deriva dal compromesso tra coefficienti di scambio termico dell'acqua sufficientemente elevati e perdite di carico accettabili, ed è tale da garantire un adeguato apporto d'acqua al serbatoio durante il prelievo da parte delle utenze. La portata d'acqua nel circuito sanitario dell'impianto proposto costituisce un altro parametro da variare per modificare le prestazioni della macchina.

In linea con la direttiva europea 2009/125/CE (nota come “ErP”) (14), che prescrive l’impiego, dal primo gennaio 2013, di pompe per acqua sanitaria di classe energetica A, è stato scelto un circolatore elettronico a rotore bagnato, dotato di motore sincrono a magnete permanente e convertitore di frequenza. Questo assicura una maggiore efficienza energetica rispetto ai tradizionali circolatori con motore asincrono a due o a quattro poli, funzionanti a velocità fissa. Infatti il dispositivo elettronico consente la regolazione della portata attraverso la riduzione del numero di giri al minuto della pompa, parametro da cui dipende esponenzialmente la potenza elettrica assorbita e quindi il consumo energetico. Si rivela, comunque necessaria una valvola di bilanciamento, opportunamente tarata, che introduce delle perdite di carico per consentire il funzionamento della pompa alla portata desiderata. Nelle tabelle sottostanti sono riportate le caratteristiche della pompa scelta e della valvola di bilanciamento.

Valvola di bilanciamento	
Produttore	Comap
Modello	DN20
Diametro nominale DN	20 mm
Pressione nominale PN	16 bar
Distanza installazione Q	165 mm
Massima temperatura d'esercizio	150°C

Tabella 6 Caratteristiche della valvola di bilanciamento impiegata nel circuito sanitario

Circolatore elettronico a rotore bagnato	
Produttore	Dab
Modello	Evotron 60/150 SAN
Alimentazione	monofase, 50/60 Hz, 230 V
Interasse	150 mm
Potenza assorbita	5 ÷ 43 W
Minima pressione di battente	10 m
Campo di funzionamento portata	6,7 ÷ 60 l/min
Prevalenza massima	6 m
Campo temperatura acqua	-10°C ÷ + 110°C
Massima pressione d'esercizio	10 bar

Tabella 7 Caratteristiche della pompa impiegata per il circuito sanitario

5.3 Vaso d'espansione

Il vaso d'espansione è un serbatoio, aperto o chiuso, in grado di contenere l'espansione dell'acqua presente in un circuito, dovuta alla variazione di temperatura in esercizio. Infatti l'impianto viene caricato con acqua ad una temperatura di circa 10°C, mentre durante il funzionamento della pompa di calore, si potrebbero raggiungere temperature di circa 70°C. L'aumento del volume specifico dell'acqua causerebbe il raggiungimento di pressioni troppo elevate per il circuito, che comporterebbero l'apertura della valvola di sicurezza e il conseguente scarico d'acqua, se il fluido non potesse espandersi.

Per il circuito sanitario è d'obbligo l'utilizzo di un vaso chiuso, che può essere con o senza membrana di separazione tra l'acqua e il gas presente all'interno. Il valore della pressione del gas al momento della carica dell'impianto, è chiamata precarica e non può essere minore della pressione idrostatica nel punto in cui viene installato il vaso. L'espansione dell'acqua del circuito comporterà l'aumento della pressione del gas all'interno del vaso, sino a quando non sarà raggiunta la pressione di taratura della valvola di sicurezza.

Per la scelta del vaso d'espansione è stata seguita la norma UNI 10412-1:2006 (15), che descrive il calcolo del volume minimo del vaso V_n , mediante la seguente relazione:

$$V_n = \frac{V_e}{\left(1 - \frac{P_1}{P_2}\right)}$$

Dove:

- V_n è il volume del vaso, in litri;
- V_e è il volume d'espansione = $n * V_a$;
- V_a è il volume totale dell'impianto, in litri;
- $n = 0,31 + 3,9 \cdot 10^{-4} * t_m^2$;

- t_m è la temperatura massima ammissibile in °C riferita all'intervento dei dispositivi di sicurezza;
- P_1 è la pressione assoluta a cui è caricato il cuscino di gas, che non può risultare minore alla pressione idrostatica nel punto in cui viene installato il vaso, aumentata di 0,3 bar;
- P_2 è la pressione assoluta di taratura della valvola di sicurezza diminuita del 10%.

Considerando che:

- il volume dell'impianto è di circa 105 litri;
- la temperatura massima tollerabile dal serbatoio (componente più critico) è 90°C;
- la precarica del vaso è di 3 bar;
- la pressione a cui è tarata la valvola di sicurezza (che è uguale alla pressione massima del serbatoio) è 6 bar;

risulta un volume minimo del vaso d'espansione di 9.7 litri.

Pertanto è stato scelto il vaso dalle caratteristiche riportate in Tabella 8.

Vaso d'espansione chiuso con diaframma	
Produttore	Elbi
Modello	D-CE 11
Capacità	11 litri
Massima pressione d'esercizio	10 bar
Pressione di precarica consigliata	3 bar
Attacco acqua	3/4"
Diametro esterno	270 mm
Altezza	300 mm

Tabella 8 Caratteristiche del vaso d'espansione installato



Figura 19 Vaso d'espansione Elbi D-CE 11



Figura 20 Sonda di temperatura, inserita in ingresso al condensatore lato acqua, collegata al termostato

5.4 Termostato

Come è possibile osservare in Figura 20, è stata inserita una sonda di temperatura nel condotto dell'acqua, in prossimità dell'ingresso nel condensatore. Questa è collegata al termostato (componente 31 in Figura 18) che comanda l'avviamento e lo spegnimento contemporaneo del compressore, dei ventilatori della batteria alettata e di raffreddamento del compressore. Inoltre il circuito elettrico è realizzato in modo che se il termostato chiude il circuito elettrico, avvia, oltre alle suddette macchine, anche la pompa del circuito sanitario. Questa, inoltre, può essere azionata anche da un altro interruttore, indipendentemente dal resto.

Nel funzionamento ottimizzato, il termostato sarà tarato in modo che la pompa di calore riscaldi l'acqua sino a quando non raggiunga, dove è collocata la sonda, una temperatura considerata sufficiente (ad esempio 55°C). Successivamente, quando la sonda rivelerà una temperatura inferiore a quella impostata come soglia minima (ad esempio 50°C), il termostato commuterà avviando le macchine dell'impianto. La scelta della temperatura di set point e del differenziale verranno scelti in fase di ottimizzazione per evitare un'eccessiva frequenza di accensioni e spegnimenti, che comprometterebbero la vita dei componenti, e garantire allo stesso tempo un adeguato livello di comfort.

6 APPARATO SPERIMENTALE

Si elencano di seguito gli strumenti di misura impiegati per le prove svolte sulla pompa di calore nella camera climatica del laboratorio di ingegneria del freddo presso ACC s.p.a., Mel (BL) .

- Trasduttori di pressione.
- Termocoppie tipo “T”.
- Misuratore della portata di refrigerante.
- Misuratore della portata d’acqua, costituito da lancia-impulsi a turbina e da display.
- Misuratore della potenza elettrica assorbita.

Nelle tabelle seguenti sono riportate le caratteristiche metrologiche degli strumenti adottati per le prove sperimentali e della camera climatica in cui sono svolte.

Il fondo scala dei trasduttori di pressione (indicati con la sigla “PT” in Figura 18) è di 10 bar per le sonde inserite nel condotto di aspirazione del compressore e in quello tra il capillare e l’evaporatore; mentre è di 50 bar per le misure della pressione di scarico del compressore e della pressione in ingresso al capillare. Si sottolinea che gli strumenti indicati con la sigla “PI” nello schema del circuito (Figura 18), sono dei semplici manometri, dai quali si può leggere la pressione misurata, che, tuttavia, non viene acquisita dal sistema di registrazione dei dati del laboratorio.

Trasduttore pressione	
Produttore	Druck
Modello	PMP 4000
Accuratezza	$\pm 0.08\%$ FS BSL
Segnale di uscita	0 ÷ 6 V
Temperatura operativa	-20°C ÷ +80°C
Campo di misura	70 mbar ÷ 50 bar

Tabella 9. Caratteristiche metrologiche del trasduttore di pressione adottato.

Termocoppia	
Produttore	Tersid
Modello	"T" HF/D-30-TT
Accuratezza	± 0,3°C
Campo di misura	-80°C ÷ 250°C

Tabella 10. Caratteristiche metrologiche della termocoppia adottata.

Misuratore di portata frigorifero	
Produttore	Brooks
Modello	5861 E
Accuratezza	±1% FS
Tempo di risposta	3 s
Segnale di uscita	0 ÷ 5 V
Temperatura operativa ambiente	5°C ÷ 65°C
Pressione massima	10,30 Mpa
Alimentazione	15 V DC
Campo di misura	10 ÷ 100 l/min

Tabella 11. Caratteristiche metrologiche del misuratore di portata del frigorifero adottato.

Misuratore portata acqua - Lanciimpulsi a turbina	
Produttore	LFA
Modello	075
Accuratezza	± 2 %
Campo di misura	3,2 ÷ 80 l/min
Temperatura operativa	1°C ÷ 90°C
Attacco filettato	3/4 " G

Tabella 12. Caratteristiche metrologiche del misuratore di portata dell'acqua (lanciimpulsi a turbina) adottato.

Display per misuratore di portata acqua	
Produttore	PR
Modello	5725
Accuratezza	±0,05 % input to display
Campo di misura frequenza	0,001 Hz ÷ 50 kHz
Temperatura operativa ambiente	-20°C ÷ 60°C
Massima umidità relativa ambiente	95%
Segnale di uscita	4 ÷ 20 mA

Tabella 13. Caratteristiche metrologiche del display per il misuratore di portata dell'acqua adottato.

Misuratore di potenza elettrica assorbita	
Produttore	Yokogawa
Modello	WT210/WT230
Accuratezza display a 45 ÷ 66 Hz*	±(0,15 % rdg + 0,15 % rng)
Range tensione	15/30/60/150/300/600 V
Range corrente	0.5/1/2/5/10/20 A
Campo di misura effettivo	1 ÷ 110 %
Umidità relativa ambiente	30 ÷ 75 %
Alimentazione	100 V ± 5 %
Coefficiente di temperatura	±0,03% del range/°C a 5°C ÷ 18°C e 28°C ÷ 40°C
Accuratezza a 45 ÷ 66 Hz con filtro acceso	V/A: + 0,2 % rdg; W: 0,3 % rdg
Accuratezza integrazione	±(accuratezza display + 0,1 % rdg)
* dopo 12 mesi dalla calibrazione e alla temperatura di 23°C ± 0,5°C	

Tabella 14. Caratteristiche metrologiche del misuratore di potenza elettrica adottato.

Per quanto riguarda la misura della potenza elettrica assorbita, bisogna precisare che un misuratore registra i valori di tensione e corrente elettrica del compressore, mentre la potenza dei cosiddetti ausiliari, cioè pompa e ventilatori, è misurata da un altro strumento. Si sottolinea come con il simbolo P_{el} o P_{ass} s'intende la sola potenza assorbita dal compressore, mentre per indicare quella degli organi ausiliari si ricorre al simbolo P_{aus} . Per qualsiasi dubbio si rimanda alla nomenclatura riportata ad inizio testo.

Camera climatica	
Produttore	SO.GE.CO.
Modello	910167AA
Campo di temperatura regolabile	5°C ÷ 50°C
Accuratezza temperatura	± 5°C
Umidità relativa regolabile	40 % ÷ 80 %
Accuratezza umidità (temperatura > 15°C)	± 5 %
Gradiente termico massimo	1°C/m
Velocità aria	0,25 m/s
Carico interno massimo	3 kW
Condizioni esterne	10°C ÷ 32°C

Tabella 15 Caratteristiche della camera climatica in cui si sono svolte le prove sperimentali

I collegamenti dei sensori sono eseguiti come mostrato nello schema dell'impianto. Particolare attenzione ha rivestito il posizionamento del misuratore di portata di frigorifero e delle termocoppie. Il primo è stato collegato sulla linea del liquido, a monte del capillare, infatti la misura della portata del flusso liquido è più affidabile rispetto a quella del vapore. Inoltre è stato inserito in un ramo di circuito parallelo, con opportune valvole d'intercettazione, in modo da poterlo escludere qualora non si ritenesse affidabile la misurazione. Uno dei motivi d'instabilità è la presenza dell'olio, disciolto nel frigorifero, che potrebbe ostruire parzialmente il condotto capillare del misuratore.

Il posizionamento delle termocoppie è stato realizzato fissando l'estremità sensibile all'esterno dei tubi mediante nastro adesivo d'alluminio, assicurandosi che la termocoppia fosse parallela all'asse del tubo (Figura 22). Il tratto di collegamento è stato rivestito da uno strato di isolante autoadesivo per circuiti frigoriferi (Armaflex®) dello spessore di 3 mm, strettamente fissato attorno al tubo.

Le termocoppie sono state posizionate nei punti seguenti del circuito frigorifero:

- Ingresso evaporatore, in prossimità dell'inizio della batteria alettata, distante dall'uscita del capillare, per misurare la temperatura di evaporazione;
- Uscita evaporatore, in prossimità della fine della batteria alettata (Figura 23);
- Ingresso compressore, sufficientemente distante dall'involucro caldo, per misurare il surriscaldamento rispetto alla temperatura di evaporazione;
- Uscita compressore, sufficientemente distante dall'involucro caldo, per misurare la temperatura di fine compressione (Figura 25);
- Ingresso condensatore, appena a monte della diramazione del condotto (Figura 24);
- Uscita condensatore, appena a valle della diramazione del condotto, per misurare il sottoraffreddamento (Figura 25).

Nel circuito sanitario sono state collocate le seguenti termocoppie, come si può osservare nello schema di Figura 18:

- Ingresso condensatore;
- Uscita condensatore;
- Ingresso acqua di rete nel serbatoio;
- Uscita acqua calda per utenze.

All'interno del serbatoio d'accumulo sono state collocate tre termocoppie a tre differenti altezze dal fondo per osservare la stratificazione termica dell'acqua. Ogni sensore è stato inserito all'interno di un tubo, riempito di olio siliconico, immerso nell'accumulo d'acqua. I giunti sensibili sono posizionati al centro del serbatoio, in corrispondenza dei condotti di ingresso e di prelievo dell'ACS, in modo da poter osservare l'influenza dei flussi sulla stratificazione (Figura 21).

Inoltre sono state collocate altre due termocoppie sull'involucro esterno del compressore: una sul coperchio e l'altra sulla parete laterale, opposta ai ventilatori di raffreddamento (Figura 26).

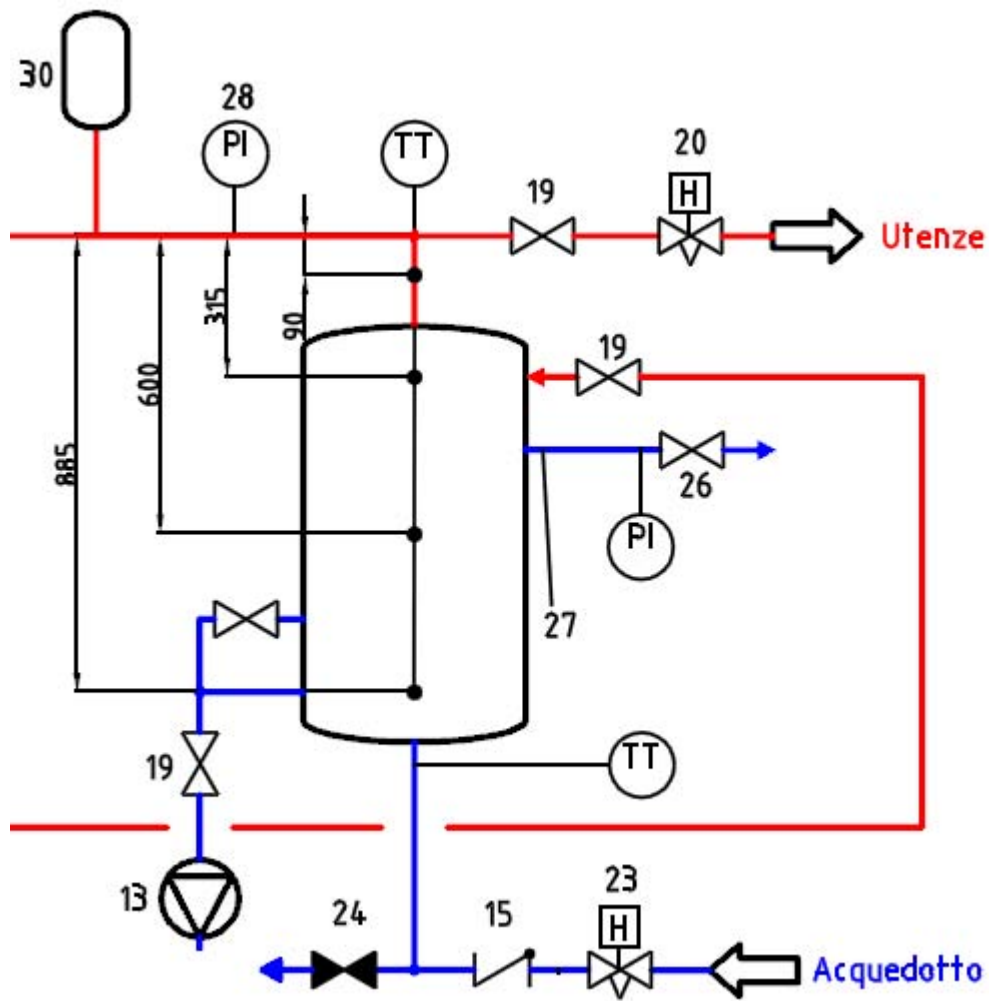


Figura 21 Posizione delle termocoppie all'interno del serbatoio. Quote in mm

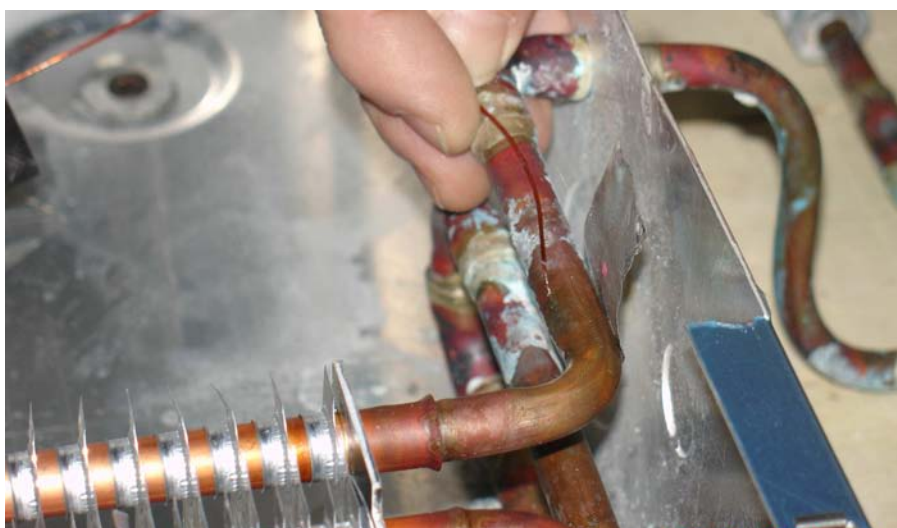


Figura 22 Posizionamento della termocoppia all'ingresso dell'evaporatore



Figura 23 Termocoppie isolate all'ingresso ed uscita della batteria alettata

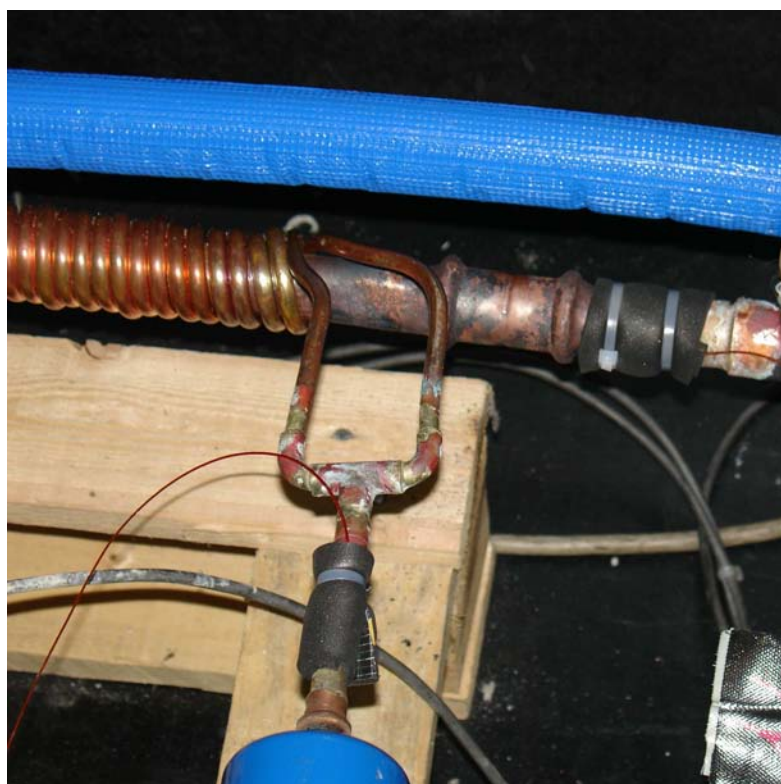


Figura 24 Termocoppia isolata all'uscita del condensatore

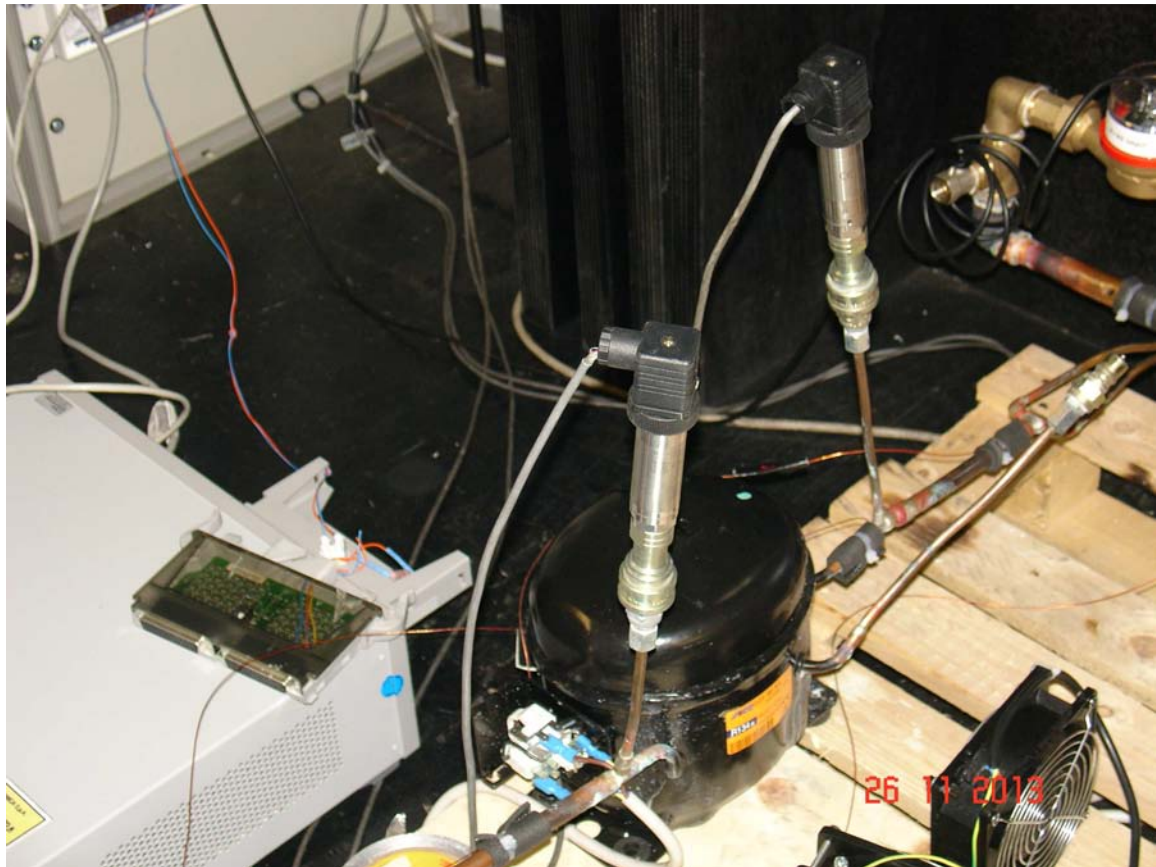


Figura 25 Termocoppie e trasduttori di pressione all'ingresso ed uscita del compressore e termocoppia ingresso condensatore



Figura 26 Termocoppie sull'involucro del compressore



Figura 27 Prototipo sperimentale dell'Impianto a pompa di calore per la produzione di ACS

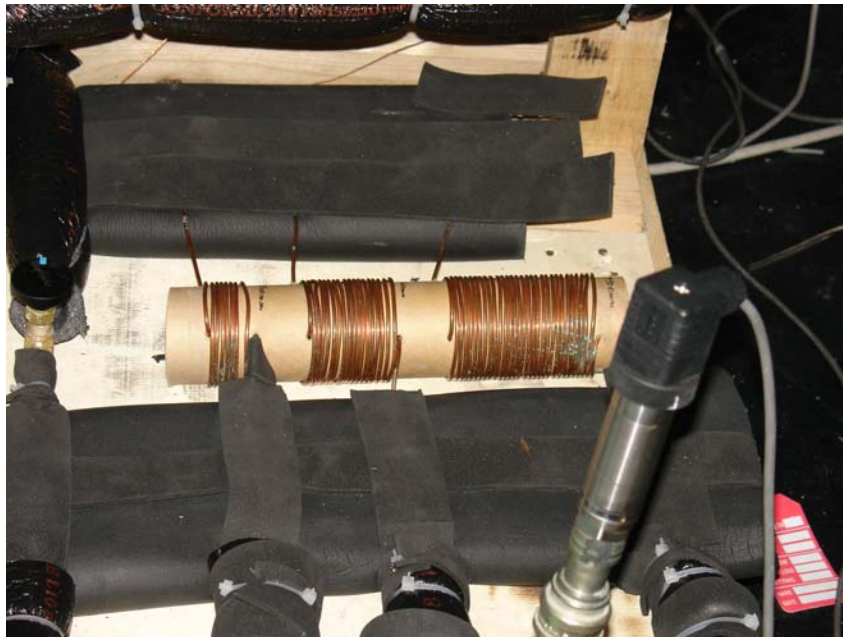


Figura 28 Particolare del circuito frigorifero: i tre tubi capillari di diversa lunghezza di cui è dotato il circuito sperimentale

7 OTTIMIZZAZIONE CARICA E ANALISI SPERIMENTALE

Dopo aver assemblato l'impianto, collegando i componenti, scelti come spiegato nei capitoli precedenti, e posizionato, nonché tarato, gli strumenti di misura necessari, il passo successivo per la realizzazione funzionale della pompa di calore è rappresentato dall'introduzione del fluido frigorifero all'interno del circuito. Quest'operazione, chiamata in gergo tecnico "carica", viene effettuata dopo aver aspirato l'aria presente nel circuito (operazione di vuoto). Infatti, è fondamentale evitare il più possibile la presenza nel circuito di gas incondensabili che compromettono l'efficienza del sistema, causando l'innalzamento della pressione di condensazione e dell'umidità.

La carica definita ottimale dipende dal parametro che si considera. Questo può essere rappresentato dalla resa termica (o frigorifera) che si vuole massimizzare o, come nel caso in esame, dal COP. Unitamente alla massimizzazione del coefficiente d'effetto utile si cerca, nell'indagine sperimentale qui condotta, di raggiungere un scambio termico al condensatore sufficiente per la produzione di ACS.

La carica di frigorifero è strettamente collegata, oltre alla natura del fluido stesso, ai volumi interni del circuito, al tipo e alla quantità d'olio nel compressore e alle condizioni operative.

Il processo di ricerca della carica ottimale, consiste nell'introduzione di una certa quantità di frigorifero iniziale, stimata sulla base di considerazioni teoriche e sperimentali, e nell'osservazione dei dati acquisiti dagli strumenti di misura (temperature, pressioni, potenza assorbita, ecc.). Sulla base all'andamento temporale dei parametri misurati si può evincere se il sistema stia funzionando correttamente ed efficientemente. In caso contrario, si corregge la quantità di fluido e si osserva il comportamento della macchina sino alla successiva stabilizzazione temporale dei parametri misurati.

La prima parte della ricerca di carica è svolta in funzionamento continuo, cioè lasciando avviate le macchine dell'impianto (compressore, pompa e ventilatori) per tutto il tempo della prova, sino a quando viene raggiunta una determinata temperatura

d'accumulo (ad esempio 60°C). In questa fase la valvola dell'utenza sanitaria è chiusa. Inoltre questo tipo di funzionamento consente di osservare i limiti operativi del compressore, garantito, si ricorda, solo per applicazioni in bassa temperatura.

La regolazione finale (cosiddetta "fine") della quantità di frigorifero nel circuito è condotta attivando il termostato, che regola l'accensione e lo spegnimento delle macchine in base alla temperatura dell'acqua da riscaldare (vedi paragrafo 5.4). Questo tipo di funzionamento (chiamato "ciclico chiuso") è più vicino a quello di applicazione pratica dello scaldacqua a pompa di calore.

Un'ulteriore correzione della carica può avvenire durante la simulazione del funzionamento reale di una PDC per produzione di ACS, cioè considerando anche i prelievi delle utenze e l'immissione di acqua fredda dall'acquedotto. Le condizioni e le modalità di questo tipo di prova, consentono la certificazione delle prestazioni della macchina, sono descritte dalla normativa di riferimento e riassunte nel capitolo 8.

Per un dato capillare la ricerca di carica si considera conclusa quando il surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore è compreso tra 8°C ÷ 10°C. Infatti questo significa che lo scambio termico nella batteria alettata è efficiente, perché avviene principalmente in cambiamento di fase, e solo nell'ultimo tratto dello scambiatore il vapore viene surriscaldato. Ciò dovrebbe sempre avvenire per evitare che il compressore aspiri della fase liquida, situazione estremamente pericolosa per l'integrità della macchina volumetrica.

Si ricorda che nel circuito sono presenti tre capillari di diversa lunghezza collegati in parallelo, quindi prima di procedere con l'operazione di carica è necessario scegliere quale tubo capillare impiegare. Infatti, come dichiarato nei precedenti capitoli, un interessante aspetto dell'indagine sperimentale prevista è l'analisi del funzionamento della pompa di calore per la produzione di ACS dotata di un dispositivo d'espansione non regolabile, come il tubo capillare.

Prima di descrivere la ricerca della carica ottimale per i capillari di lunghezza 1.5 m e 3.5 m, si rendono necessarie delle brevi osservazioni sulla procedura di calcolo dei parametri del ciclo frigorifero basandosi sui valori acquisiti sperimentalmente.

7.1 Osservazioni sulla determinazione sperimentale dei parametri

Data l'incertezza di misura della temperatura (± 0.3) e quella della portata ($\pm 4\%$), considerando che la differenza di temperatura dell'acqua tra ingresso e uscita del condensatore è di circa $0.8^\circ\text{C} \div 1^\circ\text{C}$, si può stimare un'incertezza di misura sulla potenza di riscaldamento dell'acqua superiore al 30% se calcolata dal bilancio energetico lato acqua.

Per una stima migliore di questa si può prendere come riferimento la potenza ceduta dal frigorifero $P_{cond R}$, calcolata dal prodotto tra il salto entalpico tra ingresso ed uscita condensatore e la portata di massa elaborata dal compressore (determinata dalle curve della macchina e congruente a quella derivata dai dati sperimentali attraverso il bilancio energetico al compressore). L'incertezza sulla potenza così calcolata dipende dalle condizioni del frigorifero in uscita al condensatore (infatti se è bifase non si può determinare l'entalpia, senza conoscere il titolo) e dai dati usati per il calcolo della portata di massa. Infatti questa può essere determinata dalle curve prestazionali del compressore (in particolare dal rendimento volumetrico) disponibili, oppure dalla potenza assorbita misurata mediante il bilancio energetico al compressore. I diversi valori ottenuti per la potenza termica al condensatore, in base a quanto osservato, risultano congruenti.

La potenza scambiata all'evaporatore può essere derivata dal bilancio energetico del circuito, cioè dalla differenza tra la potenza al condensatore e la somma di quella assorbita dal compressore e di quella dispersa.

Per quanto concerne i coefficienti di prestazioni bisogna precisare quanto segue. Il COP' è determinato considerando utile tutto il desurriscaldamento del frigorifero, dall'uscita dalla camera di compressione all'inizio della condensazione, come calcolato in sede di progetto (lì indicato senza apice). In formule:

$$COP = COP' - HDF$$

Il fattore di dispersione del calore HDF, rappresenta le perdite di potenza termica utile rapportate alla potenza assorbita ed è definito dalla seguente relazione:

$$HDF = \frac{h_{fcr} - h_{incond}}{h_{fcr} - h_{incr}}$$

Dove:

h_{fcr} è l'entalpia del fluido di fine compressione reale;

h_{incond} è l'entalpia del fluido in ingresso al condensatore;

h_{incr} è l'entalpia del fluido in ingresso al compressore.

Mentre vale:

$$COP = \frac{P_{cond}}{P_{el}}$$

$$COPR = \frac{P_{condR}}{P_{el}}$$

in cui P_{cond} è la potenza termica utile calcolata dal bilancio energetico dell'ACS al condensatore.

Per una più chiara comprensione, si riporta in Figura 29 il diagramma pressione – entalpia in cui sono indicati i punti del ciclo ai quali ci si è riferiti.

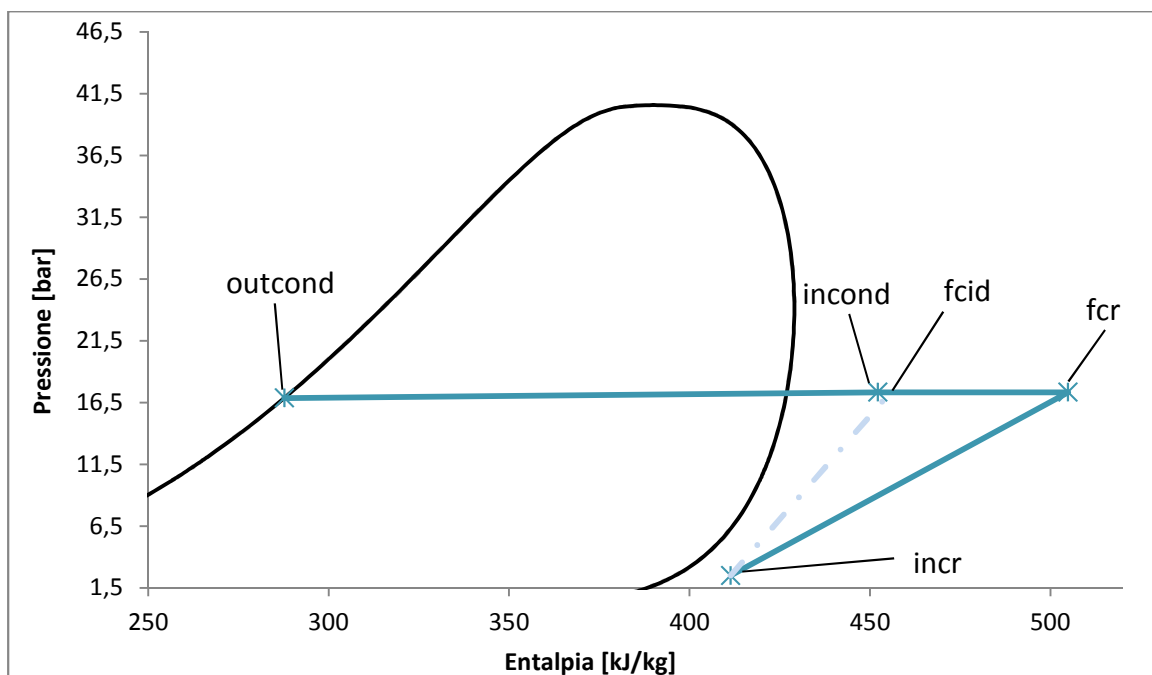


Figura 29 Punti del ciclo per la fase di compressione e condensazione nel diagramma pressione - entalpia

7.2 Configurazione circuito: capillare 1.5 m

Si evidenzia che per tutte le prove sul circuito che adotta il capillare di 1.5 m, sono state mantenute le seguenti condizioni:

- inserimento nel motore del compressore di un condensatore elettrico della capacità di 5 μF , che consente la riduzione tra il 3 % e il 5% della potenza assorbita;
- attivazione di due ventilatori di raffreddamento delle pareti del compressore, per prevenire un eventuale eccessivo riscaldamento della macchina.

La prima carica di frigorifero introdotta, nel circuito così configurato, è di 190 g. Durante l'osservazione delle prestazioni è stato aggiunto più volte R134a per cariche complessive di: 239 g, 289 g, 336 g, 313.5 g.

Il grafico seguente mostra i COP determinati per tre diverse cariche (289 g, 313.5 g, 336 g), a parità di temperatura dell'acqua da riscaldare di circa 44°C. Il coefficiente di prestazione COP è stato calcolato come rapporto tra la potenza termica ceduta all'acqua e la potenza elettrica assorbita dal compressore. Il *COP R* è determinato considerando la potenza termica ceduta dal frigorifero. Il *COP R* suggerisce che la carica migliore, per questo circuito (capillare 1.5 m), è 313.5 g.

Si procede quindi all'osservazione sperimentale del funzionamento continuo del circuito da quando l'acqua entra nella PDC alla temperatura della rete idrica sino al riscaldamento dell'accumulo alla temperatura di circa 55°C

Si riportano i grafici tracciati per la prova del funzionamento continuo della PDC dotata del capillare di 1.5 m e caricata con 313.5 g di R134a.

Come si può osservare in Figura 31, all'inizio della prova il serbatoio è pieno di acqua alla temperatura di circa 22°C e la valvola utenza è chiusa (circuito chiuso). L'acqua che entra al condensatore è quindi, progressivamente più calda.

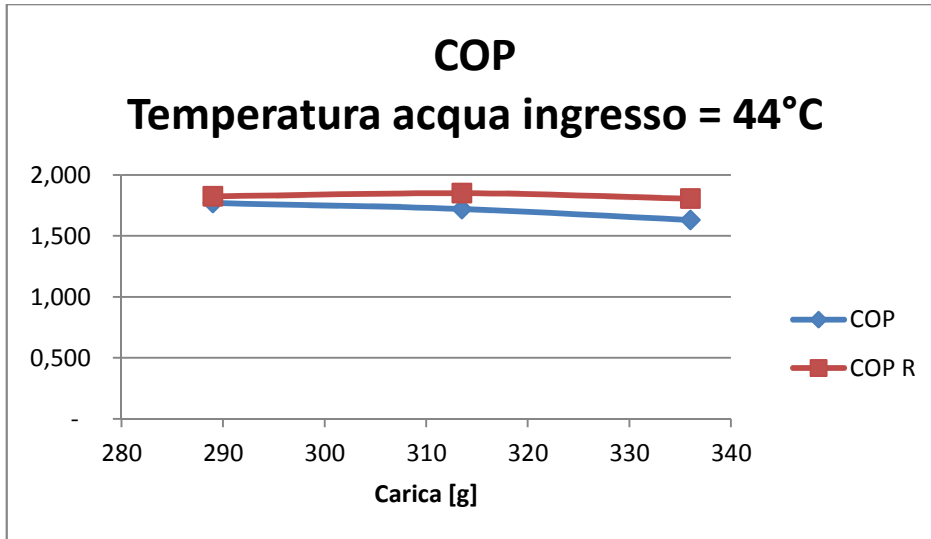


Figura 30 Coefficiente di prestazione ottenute per diverse prove di carica alla stessa temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore

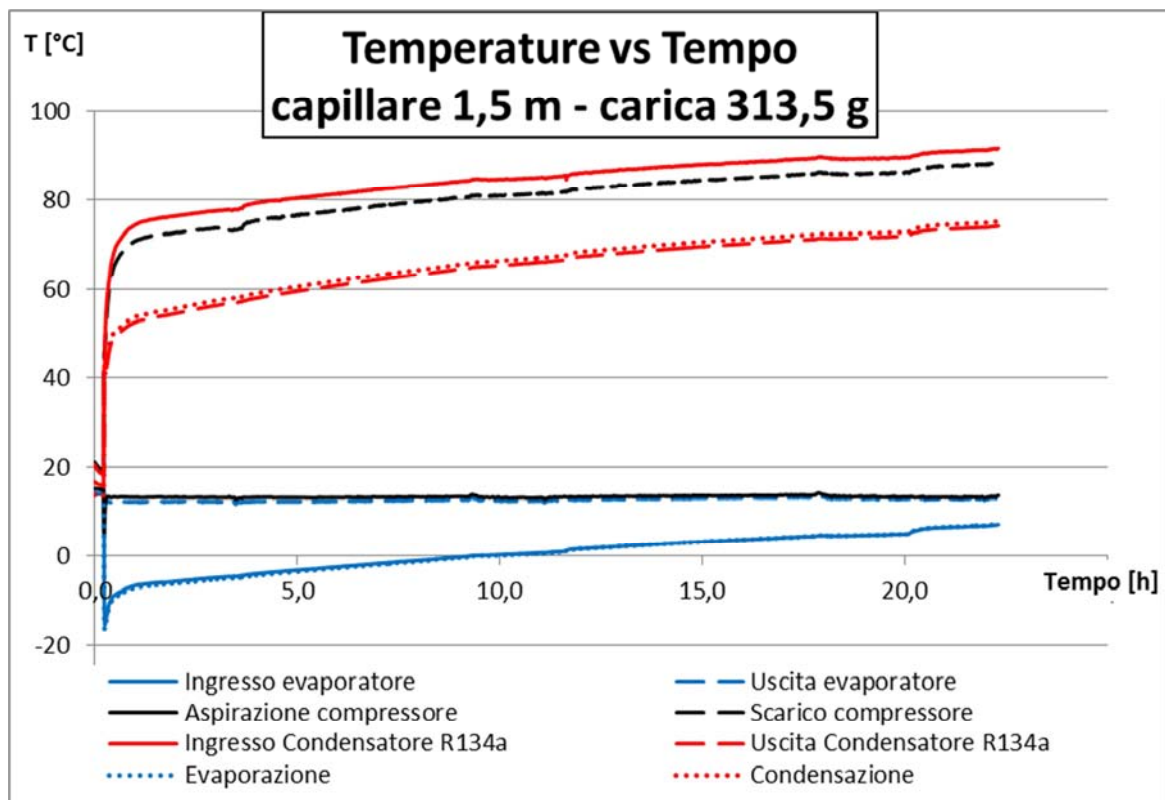


Figura 31 Andamento delle temperature del circuito frigorifero durante la prova di funzionamento continuo per il capillare di 1.5 m e carica di 313.5 g

Si nota che la temperatura di scarico è apprezzabilmente minore di quella di ingresso al condensatore, a causa dell'influenza dei ventilatori di raffreddamento dell'involucro del compressore; in altre parole è un errore di misura perché la sonda è influenzata dalle condizioni esterne.

Dal grafico successivo (Figura 32) si osserva un riscaldamento di circa 30°C dell'accumulo di ACS in circa 20 ore. La potenza di riscaldamento media per l'intero periodo è quindi circa 175 W.

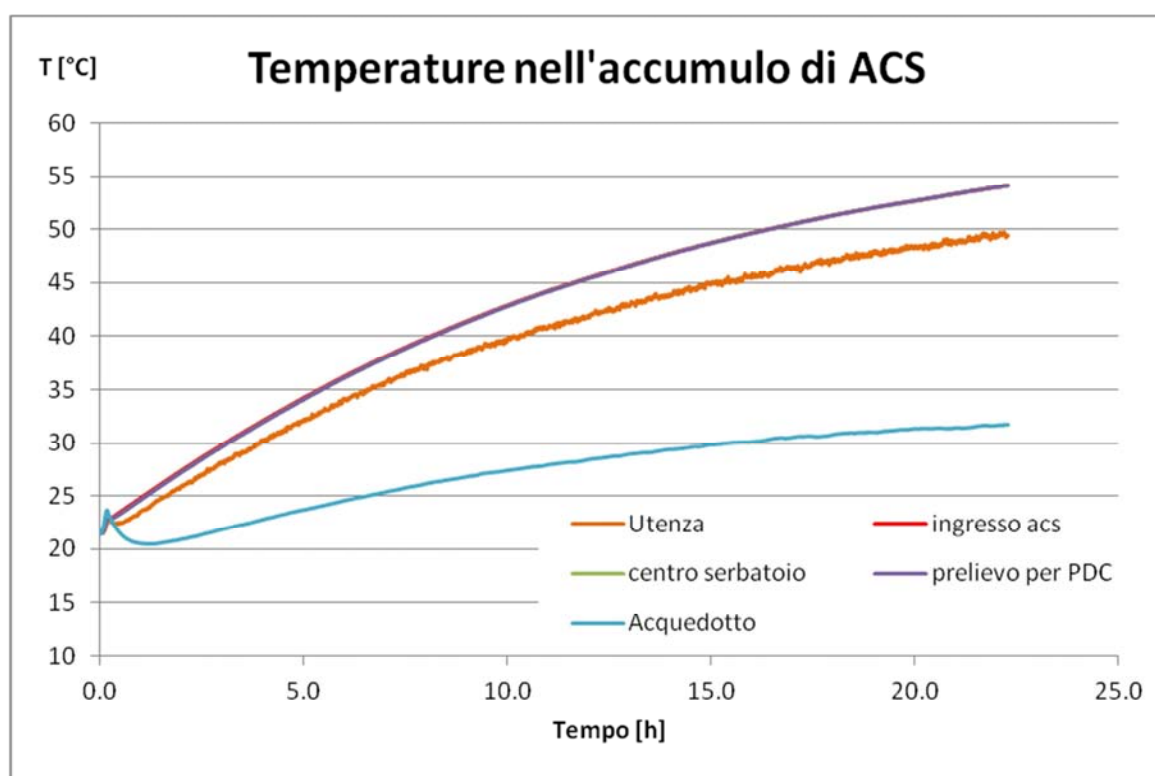


Figura 32 Evoluzione temporale delle temperature misurate all'interno ed in prossimità del serbatoio d'accumulo di ACS, per la prova di funzionamento continuo per il capillare di 1.5 m e carica di 313.5 g

In Figura 33 si può osservare l'andamento temporale delle temperature del frigorifero a confronto con quello delle temperature dell'acqua in ingresso e uscita condensatore. Si nota un'elevata differenza tra quest'ultime e le temperature di condensazione e ingresso del frigorifero. Ciò può essere dovuto a uno scambiatore sottodimensionato o non correttamente realizzato. Si nota anche che non è mai presente sottoraffreddamento. Questo può comportare, almeno in qualche fase, una

sottoalimentazione del capillare, che si dimostrerebbe quindi troppo corto. Infatti, se si aumentasse la carica si allagherebbe eccessivamente l'evaporatore.

I grafici in Figura 35 e in Figura 34 mostrano la variazione, durante la prova, del COP, della potenza termica e di quella elettrica assorbita dal compressore. In ascissa è riportata la temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore.

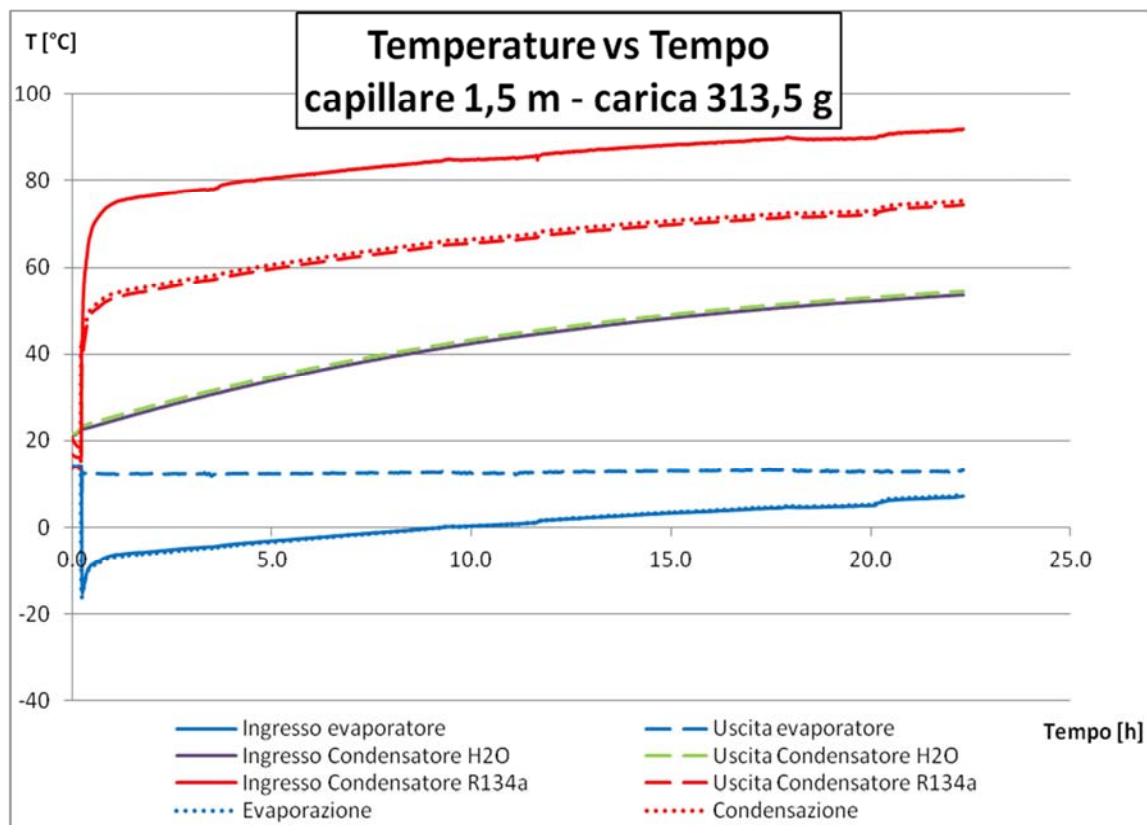


Figura 33 Andamento delle temperature del frigorifero nel circuito frigorifero e dell'acqua al condensatore durante la prova di funzionamento continuo per il capillare di 1.5 m e carica di 313.5 g

La potenza P_{cond} è calcolata dal bilancio energetico lato acqua, la $P_{cond R}$ da quello lato R134a. Le due sono praticamente coincidenti fino alla temperatura dell'acqua di 45°C. Per temperature maggiori, i valori sono sensibilmente diversi. Ciò può essere spiegato considerando l'errore sul calcolo della potenza lato acqua, percentualmente più grande per salti di temperatura minore (che potrebbero verificarsi verso fine prova), e dall'ipotesi non verificata di assumere che il fluido esca dal condensatore in condizioni di saturazione, sovrastimando la potenza ceduta dal frigorifero.

Il COP e il $COP R$ sono, si ricorda, calcolati rispettivamente dalle due potenze sopraccitate. Il COP' è determinato considerando utile tutto il desurriscaldamento del frigorifero.

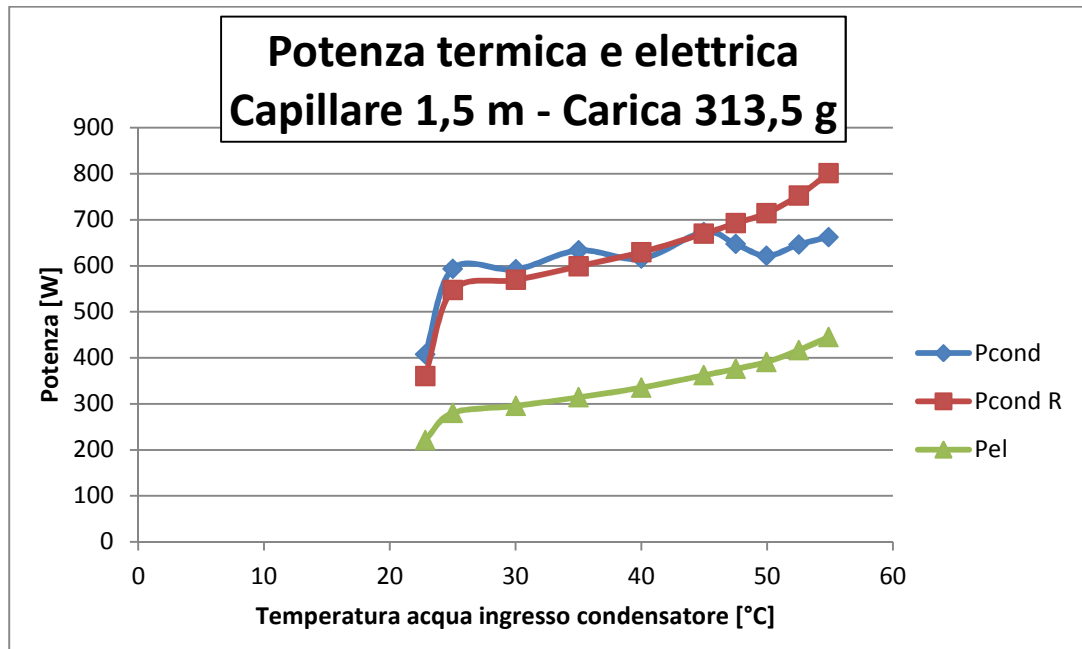


Figura 34 Potenza scambiata al condensatore e potenza elettrica assorbita dal compressore, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 1.5 m e carica di 313.5 g

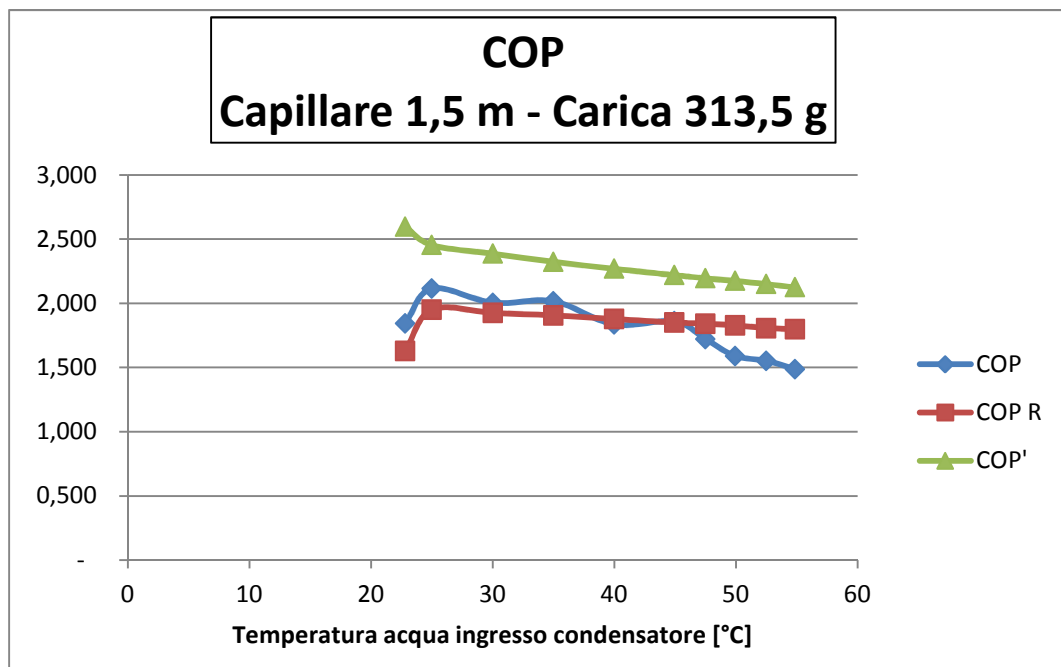


Figura 35 Coefficiente di prestazione in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 1.5 m e carica di 313.5 g

Si può osservare una maggiore dispersione della potenza P_{cond} e del relativo COP, rispetto ai rispettivi parametri calcolati dal bilancio energetico del frigorifero. Ciò è compatibile con l'incertezza teorica della P_{cond} , come spiegato nel paragrafo precedente.

Le potenze termiche, comunque calcolate, non sono tuttavia in accordo con la potenza media stimata. Lo sbilanciamento è tale da non essere attribuibile esclusivamente alle dispersioni termiche. Infatti, per il serbatoio queste sono valutate inferiori ai 100 W, mentre per l'intera estensione del circuito idraulico, considerando la lunghezza delle tubazioni isolate e i brevi tratti non isolati dovuti alla presenza delle valvole e del misuratore di portata, si può stimare una dispersione inferiore ai 50 W.

Si può concludere, pertanto, come già evidenziato, che il capillare non è alimentato correttamente, specialmente per le alte temperature di condensazione. Infatti, calcolando la potenza media di riscaldamento dell'ACS durante il primo periodo della prova, quando la temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore e la temperatura di condensazione sono minori, si ottiene un valore (circa 350 W) quasi doppio rispetto alla potenza media di tutta la prova. Questo, considerando quanto osservato sugli errori della procedura di calcolo, può essere ritenuto coerente con il bilancio energetico del sistema frigorifero.

Si procede, dopo quanto evidenziato, all'analisi sperimentale del circuito configurato con il capillare intermedio (3.5 m).

7.3 Configurazione circuito: capillare 3.5 m

La seconda fase di osservazione sperimentale è condotta impiegando il capillare di lunghezza 3.5 m. A titolo d'esempio si riporta in Figura 36 l'andamento temporale delle temperature del frigorifero nelle sei posizioni di misura del circuito frigorifero (si vedano Figura 18 e capitolo 6) e quello delle temperature di saturazione per le pressioni di aspirazione e scarico dal compressore.

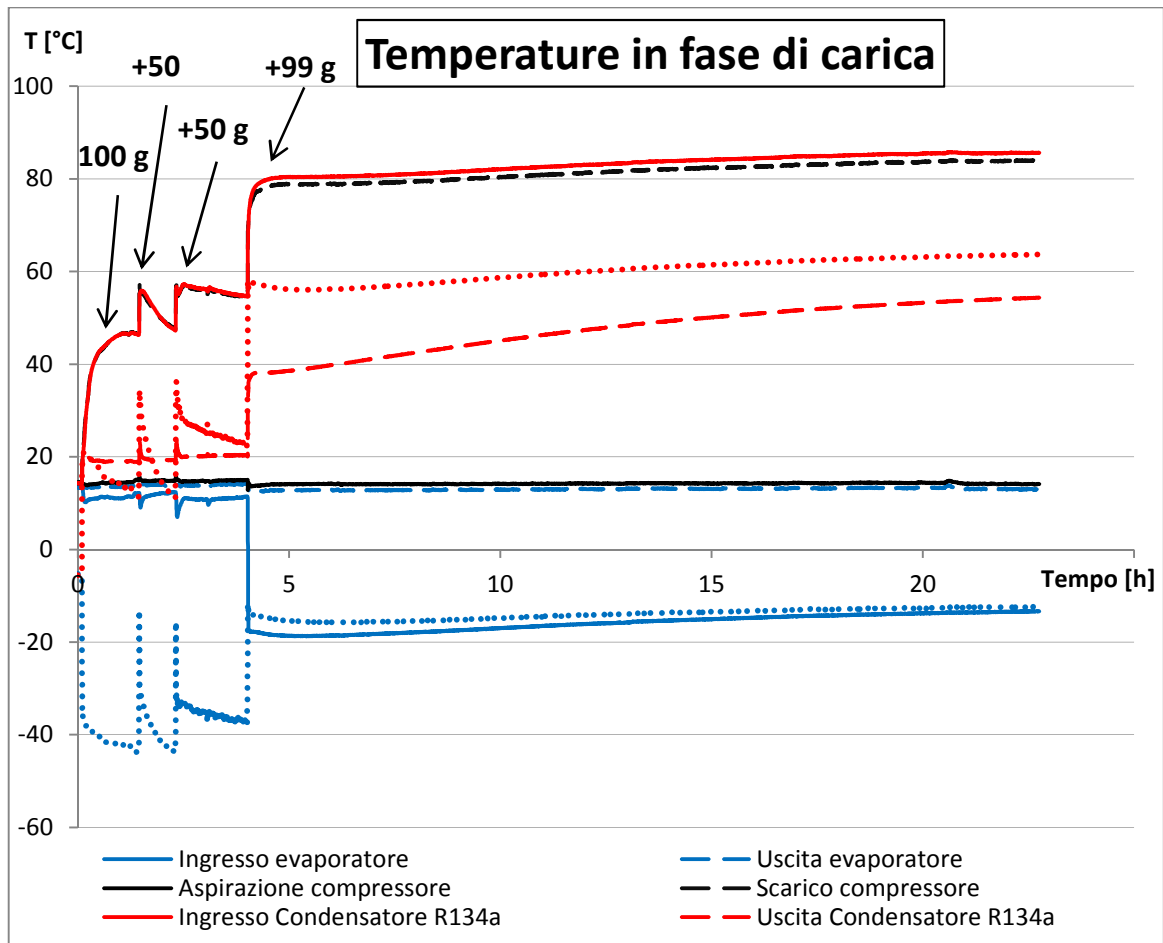


Figura 36 Evoluzione temporale delle temperature nel circuito frigorifero, con il capillare di 3.5 m, durante la fase di carica

Le rapide variazioni sono dovute all'introduzione di refrigerante nel circuito, come è evidenziato graficamente (Figura 36). Le temperature palesemente ravvicinate nel grafico, possono intendersi coincidenti, considerando l'accuratezza strumentale della catena termometrica e il collocamento delle termocoppie. Infatti, come descritto nel capitolo precedente, queste sono fissate sulla parete esterna del tubo e isolate dall'ambiente esterno attraverso uno strato di 3 mm di materiale isolante. Pertanto la misura della temperatura rilevata è approssimativamente quella della parete esterna del tubo, che differisce da quella del refrigerante al suo interno, a causa della resistenza termica della parete e, soprattutto, di quella convettiva del fluido. Inoltre si nota che la temperatura di scarico è più prossima a quella di ingresso al condensatore rispetto alle prove precedenti, a causa dell'assenza di un ventilatore (minore influenza dalle condizioni esterne).

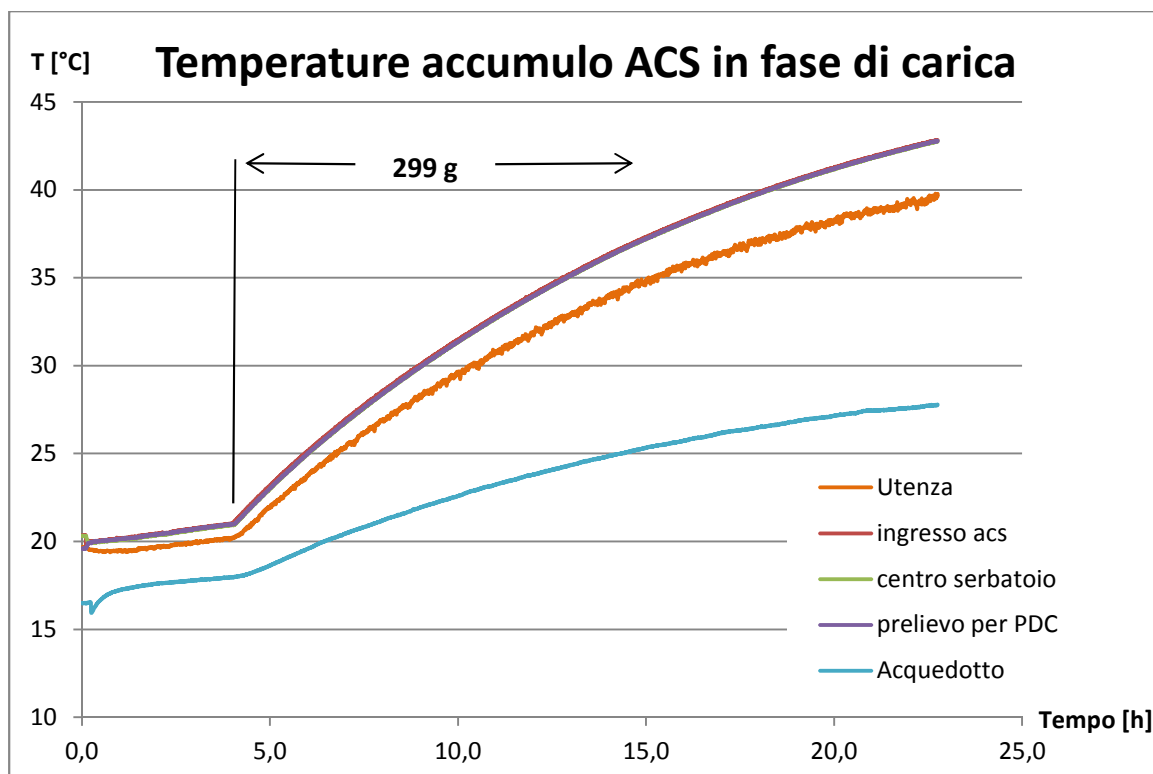


Figura 37 Evoluzione temporale delle temperature misurate all'interno ed in prossimità del serbatoio d'accumulo di ACS

La Figura 37 mostra l'andamento temporale della temperatura dell'acqua contenuta nel serbatoio e di quelle misurate dalle termocoppie poste sul tubo d'ingresso nel serbatoio dall'acquedotto e su quello d'uscita per l'utenza. Si osserva immediatamente l'uniformità della temperatura all'interno dell'accumulo, rilevata dalle termocoppie posizionate, come descritto nel capitolo 6, a tre diverse altezze del serbatoio (Figura 21). Questo è coerente con quanto previsto per questa fase di funzionamento, in cui l'acqua ricircola tra il serbatoio e il condensatore senza alcuna introduzione dalla rete né prelievo per l'utenza. Dato che non vi è circolazione d'acqua nei due condotti esterni alla PDC, la temperatura del condotto di immissione risente della temperatura dell'acqua sul fondo dell'accumulo, mentre quella del tubo di prelievo, posto sulla sommità, è influenzata dalla temperatura d'accumulo e da quella ambientale.

Si nota che l'aumento di pendenza delle curve si registra dopo circa quattro ore dall'inizio della prova, cioè quando la carica di refrigerante è di 299 g.

Concludendo, si può riassumere che, per la carica di 299 g di R134a, la pompa di calore sembra fornire un'apprezzabile potenza termica (si osservi la Figura 37), ma le prestazioni sono troppo inferiori a quelle richieste da progetto. Inoltre, considerando:

- l'elevata differenza tra la temperatura di evaporazione e quella dell'aria ambiente;
- l'elevato surriscaldamento del fluido in uscita dall'evaporatore (circa 23°C);
- la temperatura di evaporazione inferiore agli 0°C può comportare la formazione di brina sulla batteria alettata;

si può ritenere insufficiente la carica di fluido per la lunghezza del capillare adottato in questa fase. Pertanto si procede all'analisi delle prestazioni con cariche maggiori. Dopo aver raggiunto il complessivo di 346 g di R134a, individuando dei miglioramenti rispetto alla carica precedente, si esegue una prova con carica totale di 369.3 g.

Si sottolinea che per le ultime due prove sopraccitate, sono state effettuate due modifiche sull'impianto:

- inserimento nel motore del compressore di un condensatore elettrico della capacità di 5 μ F, che consente la riduzione tra il 3 % e il 5% della potenza assorbita;
- attivazione di un secondo ventilatore di raffreddamento delle pareti del compressore, per prevenire un eventuale eccessivo riscaldamento della macchina;

mentre per le cariche precedenti è stato attivo un solo ventilatore e nessun condensatore elettrico.

Si riportano di seguito i risultati ottenuti dalla prova sperimentale del funzionamento continuo termostato del circuito, da quando l'acqua entra nella PDC alla temperatura della rete idrica sino al riscaldamento dell'accumulo alla temperatura circa di set point del termostato, impostata a 50°C. Il differenziale termico è impostato a 3°C, quindi quando la sonda, posizionata nel circuito sanitario all'ingresso del condensatore,

misura una temperatura minore di 47°C avvia le macchine dell'impianto, per spegnerle quando la temperatura raggiunge 53°C. È graficamente evidente in Figura 38, l'influenza del termostato quando la temperatura dell'acqua è intorno ai 50°C.

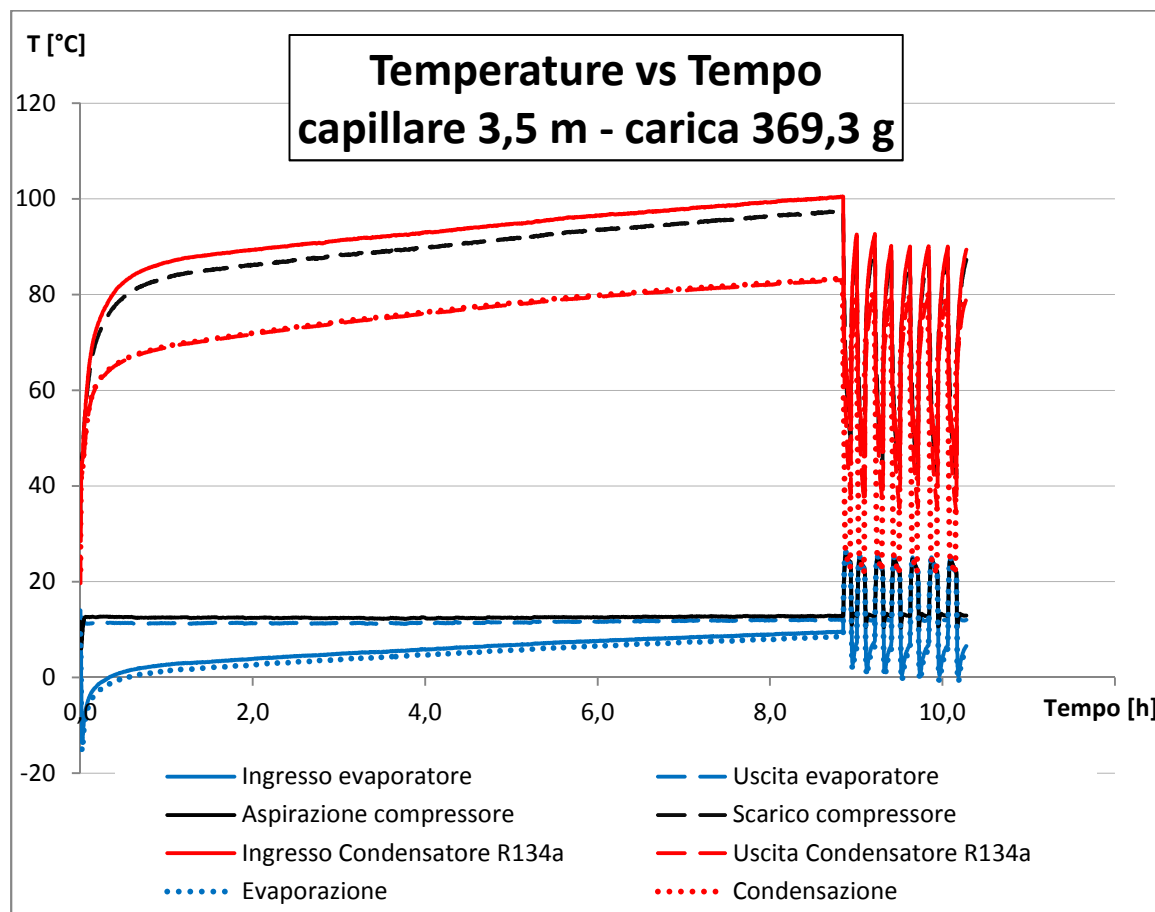


Figura 38 Andamento delle temperature del refrigerante nel circuito frigorifero e dell'acqua al condensatore durante la prova di funzionamento continuo termostato per il capillare di 3.5 m e carica di 369.3 g

La Figura 38 mostra, come per la prova del circuito con capillare corto, un'elevata differenza tra la temperatura di condensazione e quella dell'acqua allo scambiatore, dimostrando anche in questo caso un'insufficiente superficie di scambio. Si riscontra, inoltre assenza di un apprezzabile sottoraffreddamento.

Dal grafico in Figura 39 si può osservare il riscaldamento dell'accumulo di ACS durante il funzionamento della PDC. Questo è di circa 28°C in 9 ore, che corrisponde alla potenza utile media di circa 360 W. Si noti, inoltre, che la potenza media nella prima fase di riscaldamento (quando l'acqua è più fredda) è circa il doppio della media complessiva.

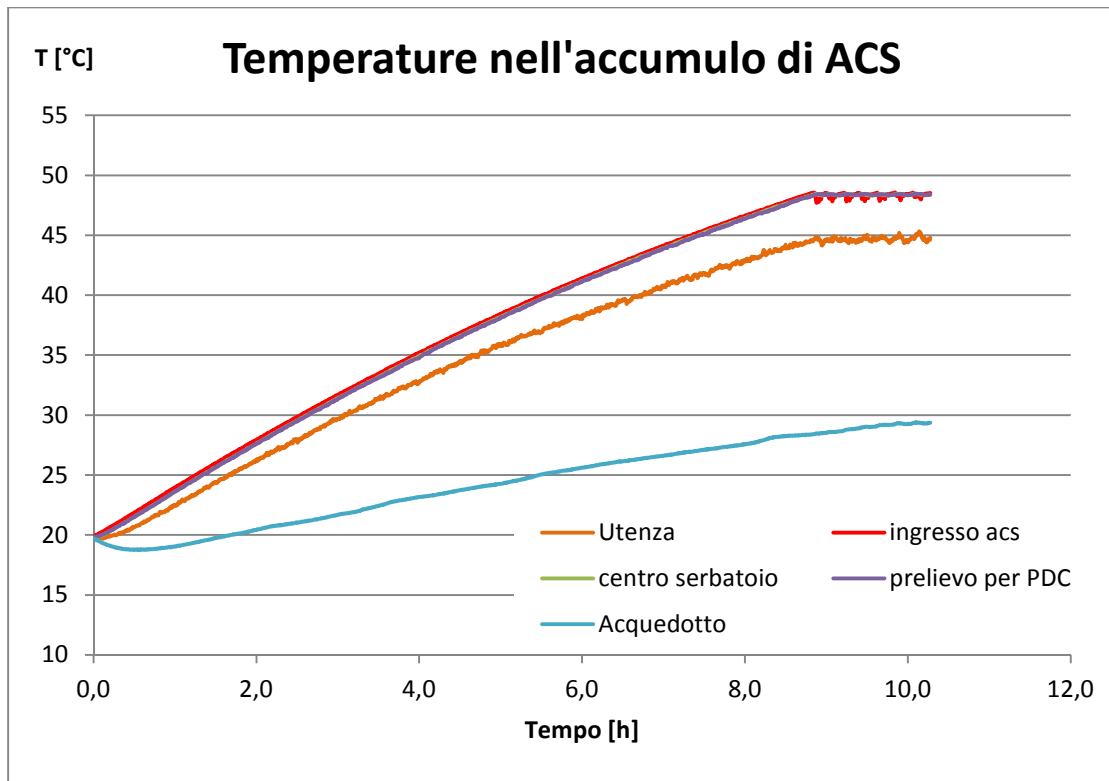


Figura 39 Evoluzione temporale delle temperature misurate all'interno ed in prossimità del serbatoio d'accumulo di ACS, per la prova di funzionamento continuo termostato per il capillare di 3.5 m e carica di 369.3 g

La temperatura all'interno del serbatoio si mantiene praticamente costante (inerzia termica dell'accumulo) durante il funzionamento ciclico, che si può riscontrare nell'andamento della temperatura dell'acqua, riscaldata dal condensatore, in ingresso nel serbatoio ("ingresso acs" in Figura 39). Si ricorda che il circuito sanitario è, in questa fase, chiuso; ciò giustifica le temperature nel condotto d'utenza e d'alimentazione dall'acquedotto.

La Figura 40 mostra la potenza termica scambiata al condensatore (calcolata, come per le prove con il capillare di 1.5 m, per il lato R134a e per il lato ACS) e quella elettrica assorbita dal compressore. La maggiore differenza tra le due potenze al condensatore rispetto alla prova per l'altra configurazione circuitale (capillare corto) può essere dovuta al minore salto termico dell'acqua al condensatore: l'incertezza di misura assoluta delle termocoppie è percentualmente più influente.

Le medesime considerazioni valgono per la differenza tra i coefficienti di prestazione (

Figura 41) derivati dalle due potenze termiche considerate. Il COP' , determinato come descritto nel paragrafo precedente, evidenzia le dispersioni al compressore, che sono circa la metà della potenza assorbita.

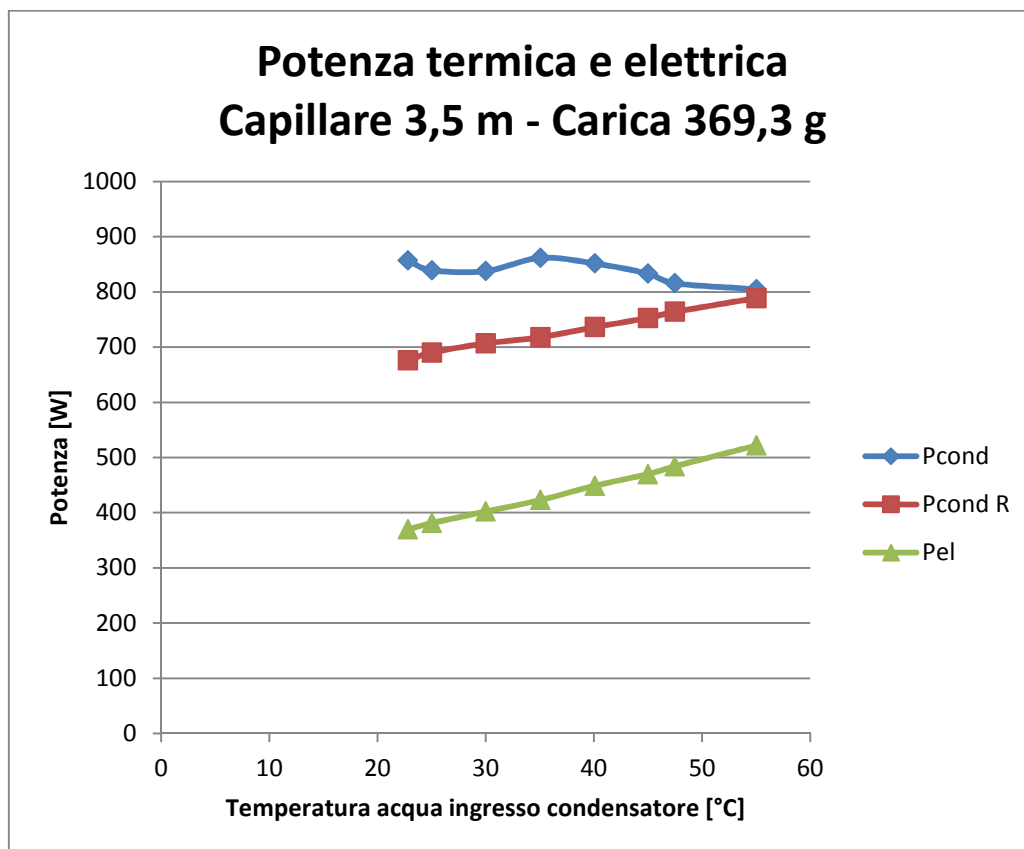


Figura 40 Potenza scambiata al condensatore e potenza elettrica assorbita dal compressore, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 3.5 m e carica di 369.3 g

Per questa configurazione è stata condotta anche una prova con il termostato disattivato per osservare le temperature di stabilizzazione del circuito. Dal grafico in Figura 42 si evince una temperatura di condensazione stabilizzata intorno a 85°C, alla quale corrisponde una temperatura di ACS di circa 58°C. L'evaporazione è prossima a 13°C.

Concludendo l'analisi di questa configurazione, si prospetta l'impiego di un capillare più lungo che possa consentire, con un'adeguata carica di fluido, un maggiore grado di sottoraffreddamento.

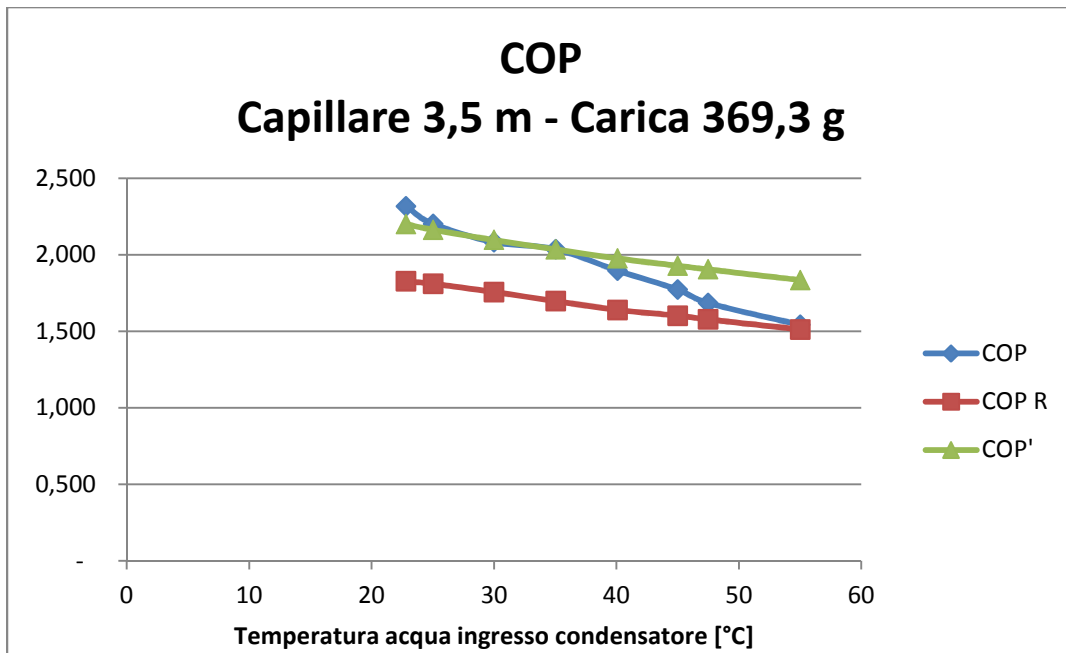


Figura 41 Coefficienti di prestazione, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 3.5 m e carica di 369.3 g

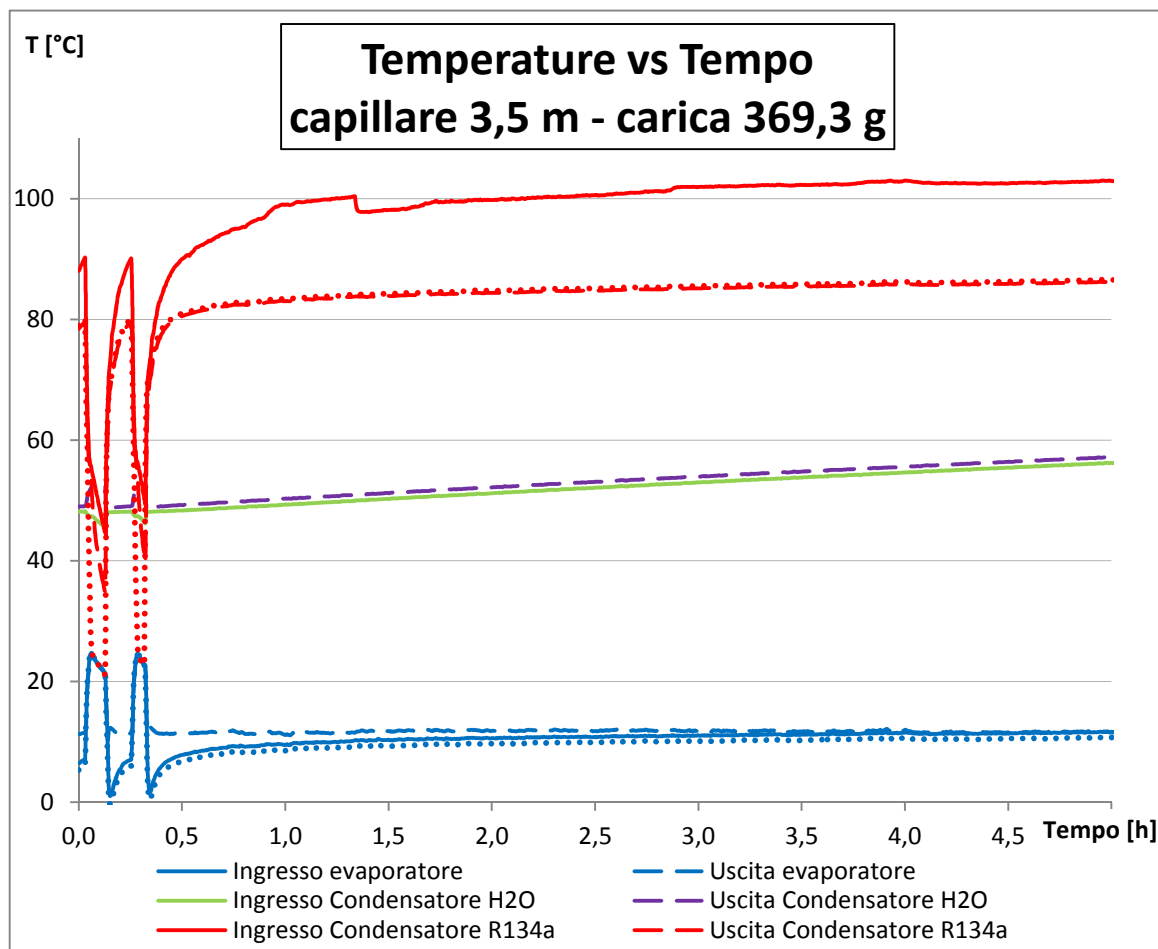


Figura 42 Andamento delle temperature in fase di stabilizzazione alla massima temperatura di condensazione, per il capillare di 3.5 m con carica di 369.3 g

7.4 Configurazione circuito: capillare 5.5 m

Si riportano i risultati della prova per il circuito configurato con il capillare di 5.5 m e con la medesima carica di fluido della prova precedente, cioè 369.3 g. Non si osservano particolari differenze rispetto alla configurazione precedente.

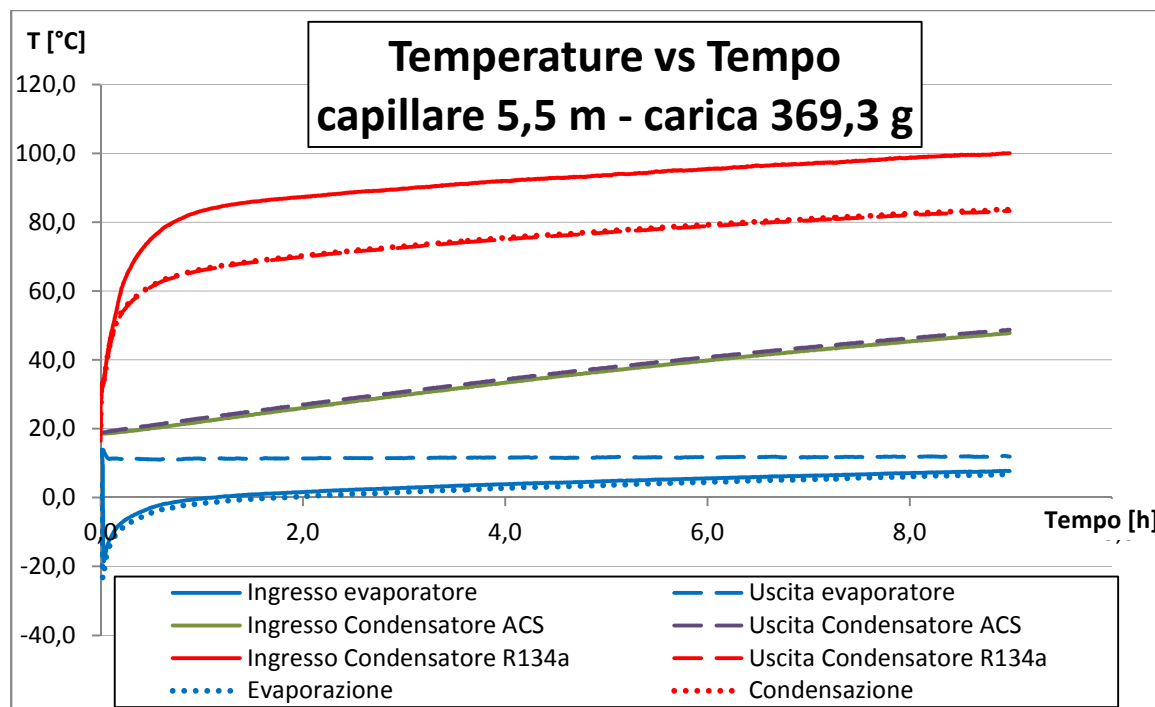


Figura 43 Andamento delle temperature del frigorifero nel circuito frigorifero e dell'acqua al condensatore durante la prova di funzionamento continuo per il capillare di 5.5 m e carica di 369.3 g

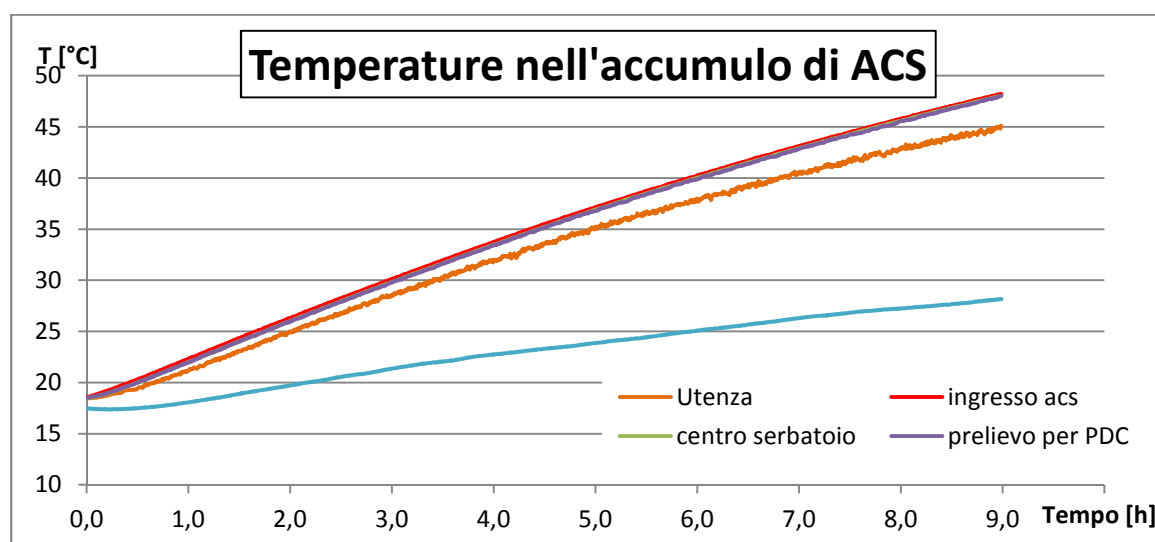


Figura 44 Evoluzione temporale delle temperature misurate all'interno ed in prossimità del serbatoio d'accumulo di ACS, per la prova di funzionamento continuo per il capillare di 5.5 m e carica di 369.3 g

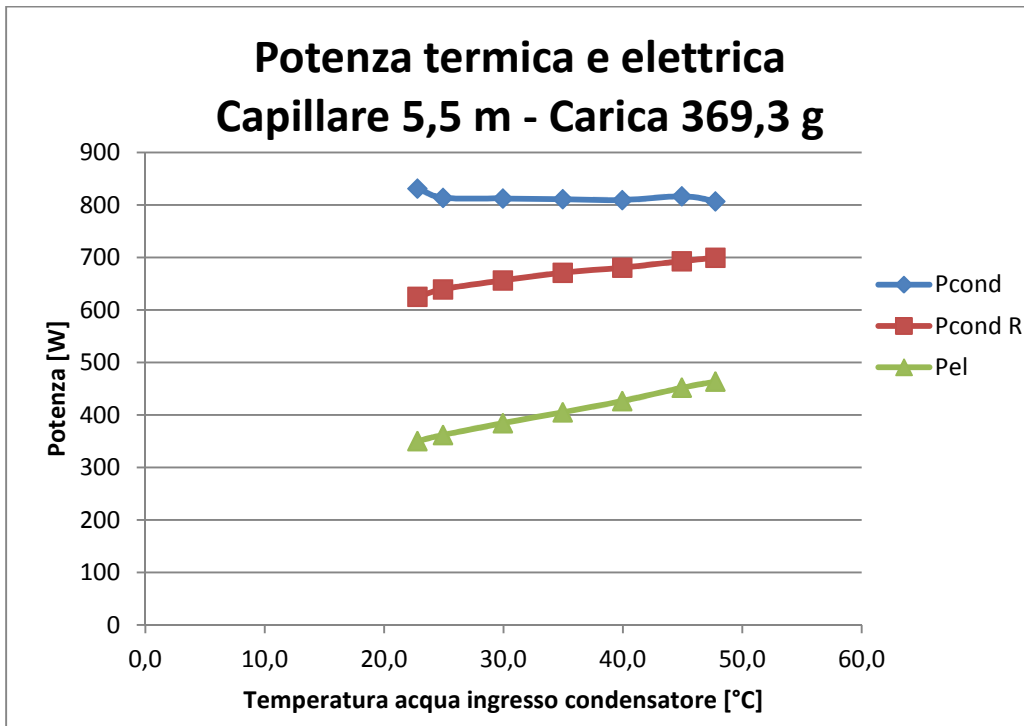


Figura 45 Potenza scambiata al condensatore e potenza elettrica assorbita dal compressore, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 5.5 m e carica di 369.3 g

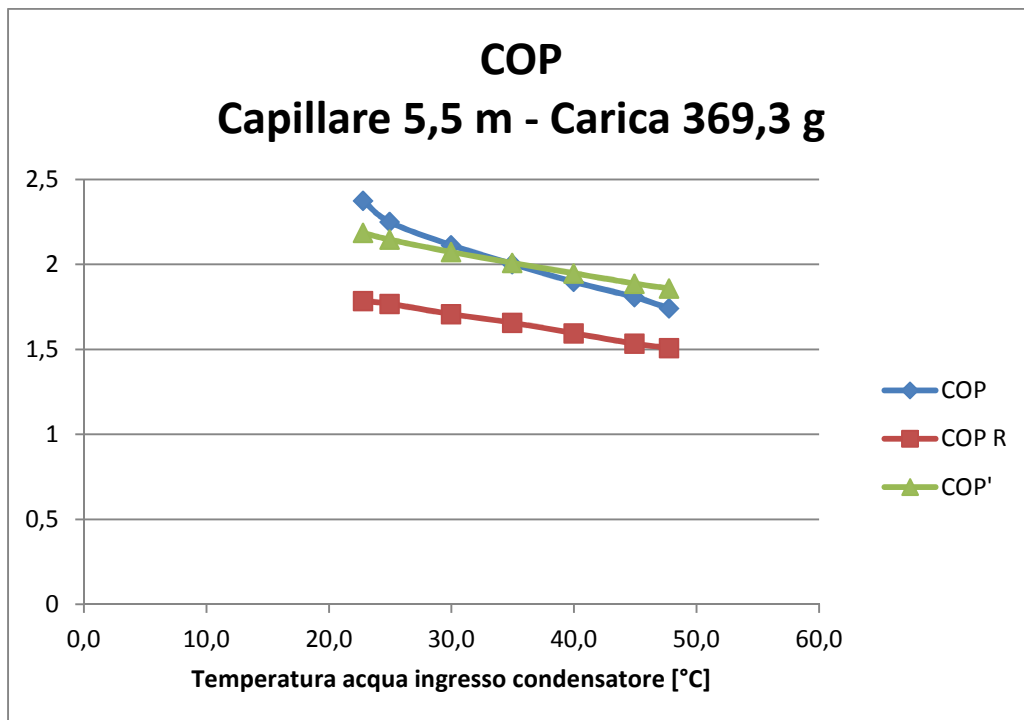


Figura 46 Coefficienti di prestazione, in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, per il circuito con capillare di 5.5 m e carica di 369.3 g

7.5 Conclusioni sull'ottimizzazione della carica

La ricerca della carica ottimale, cioè quella che massimizza il COP del sistema, è stata condotta adottando il capillare di 1.5 m e successivamente quello di 3.5 m.

Per ognuna delle due configurazioni analizzate si è proceduto alla regolazione della quantità di frigorifero, durante il funzionamento della macchina in circuito chiuso.

Individuate le cariche migliori per questa fase di sperimentazione, si sono osservate le prestazioni durante il riscaldamento dell'accumulo dalla temperatura d'acquedotto alla temperatura di stoccaggio dell'ACS ($50^{\circ}\text{C} \div 60^{\circ}\text{C}$). Per il circuito dotato di capillare intermedio si è osservato il funzionamento ciclico, pilotato dal termostato.

La potenza termica utile e il coefficiente di prestazione sono risultati minori delle previsioni teoriche a causa delle dispersioni termiche nei circuiti idraulico e frigorifero (soprattutto al compressore) e di uno scambio termico al condensatore poco efficiente; dovuto al sottodimensionamento dello scambiatore e probabilmente anche alla sua non perfetta realizzazione.

Il bilancio energetico globale dell'impianto evidenzia delle elevate dispersioni, infatti la potenza media utile per il riscaldamento dell'accumulo risulta troppo inferiore rispetto alla potenza scambiata al condensatore tra il frigorifero e l'acqua. Le cause possono individuarsi, oltre alle problematiche di misura e di calcolo (vedi paragrafo 7.1) in una scorretta alimentazione del dispositivo d'espansione.

È stata effettuata una prova in funzionamento continuo anche adottando il capillare di 5.5 m, con 369.3 g di R134a.

Resta infine da valutare il funzionamento dell'impianto, in circuito chiuso e aperto, per tubi capillari di lunghezza intermedia, tra 4 e 5 m, con cariche di frigorifero adeguate.

7.6 Osservazioni sul rendimento volumetrico del compressore

Dall'analisi sperimentale condotta sulla pompa di calore è stato possibile calcolare il rendimento volumetrico del compressore, dalla formula:

$$\eta_v = \frac{\dot{m} * v_{incr}}{n * V_g}$$

dove la portata di massa è ricavata dalla P_{el} misurata, secondo la relazione:

$$\dot{m} = \frac{P_{el}}{h_{fcr} - h_{incr}}$$

I valori così ottenuti sono risultati minori di quelli ricavati dalle curve prestazionali disponibili per il compressore (si veda la Figura 5, paragrafo 4.1). Come si può osservare in Figura 47 le prove condotte sulla PDC forniscono valori del rendimento volumetrico, a parità del rapporto di compressione, circa il 10 % inferiori rispetto a quelli calcolati dalle prove effettuate dal costruttore in un campo di temperature tipico della refrigerazione domestica. Questo può essere dovuto all'influenza dei valori delle pressioni operative. Infatti, a parità di rapporto di compressione, il rendimento volumetrico si dimostra minore per pressioni più elevate di quelle per cui è stato progettato.

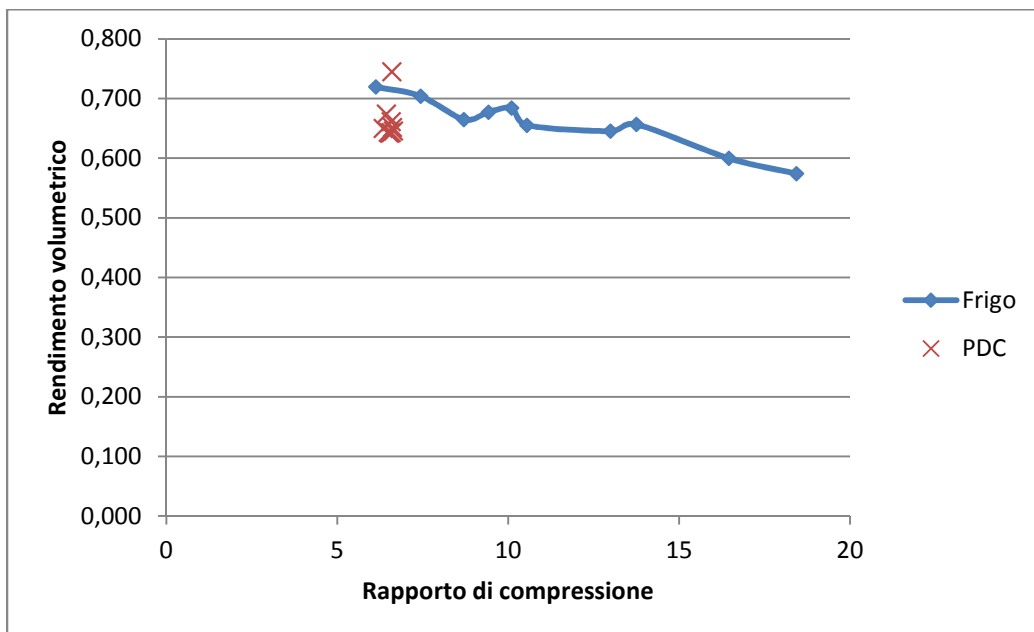


Figura 47 Confronto tra rendimento volumetrico determinato dalle prove sulla PDC e quello determinato dai dati forniti dal costruttore

L'unico dei punti determinati per il funzionamento in PDC coerente con quanto ricavato dai dati del costruttore, è stato ottenuto per temperatura di evaporazione di circa -15°C e condensazione di circa 40°C , quindi in un campo operativo tipico della refrigerazione. Questo confermerebbe quanto ipotizzato. Si prospetta un approfondimento della questione mediante ulteriori prove.

8 DETERMINAZIONE SPERIMENTALE DELLE PRESTAZIONI

La normativa in materia fornisce delle specifiche indicazioni per la determinazione e la certificazione delle prestazioni di una pompa di calore per produzione di acqua calda sanitaria. L'attuale norma vigente che specifica i metodi di prova su questo tipo di macchine è la UNI EN 16147:2011 (16), che sostituisce la precedente UNI EN 255-3:1998 (17). A riguardo si osserva che, per una stessa macchina, il COP determinato mediante i procedimenti descritti dalla norma vigente risulta minore di quello determinato facendo riferimento alla UNI EN 255-3, poiché non vengono conteggiate le perdite termiche del serbatoio. La questione assume una certa importanza poiché tutt'ora sono presenti sul mercato prodotti certificati secondo la norma recentemente sostituita.

Secondo la UNI EN 16147:2011 (16) la prova è costituita da sei stadi. I primi cinque consentono di determinare rispettivamente:

1. periodo di riscaldamento;
2. potenza assorbita in standby;
3. consumo energia elettrica e COP;
4. temperatura di riferimento¹⁰ dell'ACS e quantità massima per singolo prelievo¹¹;
5. campo di esercizio¹².

L'ultimo stadio consiste nella verifica del funzionamento degli apparati di sicurezza.

Di seguito si descrive schematicamente il protocollo di misura da seguire, nel caso specifico, per la pompa di calore (PDC) oggetto dell'analisi.

¹⁰ Temperatura determinata come valore medio delle temperature medie durante un prelievo che cessa quando la temperatura dell'acqua calda è minore di 40 °C.

¹¹ Nella norma è chiamato "volume massimo di acqua calda utilizzabile" ed è il volume totale di acqua calda con una temperatura di 40 °C prodotta da acqua ad una temperatura di almeno 40 °C e acqua fredda alla temperatura di 10 °C.

¹² Campo operativo della pompa di calore specificato dal fabbricante e coperto interamente da garanzia del fabbricante

Innanzitutto bisogna impostare le condizioni di prova:

- portata aria evaporatore = portata nominale (o massima se il costruttore indica un intervallo di funzionamento);
- temperatura acqua fredda in entrata alla PDC (cioè temperatura d'acquedotto) = 10°C;
- temperatura aria ambiente in cui è collocato l'evaporatore: 15 °C a bulbo secco e 12 °C a bulbo umido (che corrisponde a circa il 70 % di U.R.)¹³;
- temperatura ambiente in cui è collocato il serbatoio = 15 °C.

Per gli scarti dei valori misurati rispetto a quelli impostati si veda il prospetto 2 della norma, riportato in Figura 48.

1. Periodo di riscaldamento

- Stato iniziale: temperatura d'acqua nel serbatoio = 10 °C, valvole utenza chiuse.
- Accensione del compressore e misura del tempo di riscaldamento e dell'assorbimento dell'energia elettrica sino allo spegnimento per effetto del termostato del serbatoio (impostato a circa 50 / 55 °C).

2. Potenza assorbita in standby

- Lasciare l'impianto in funzione senza prelevare ACS per l'utenza.
- Aspettare che l'impianto si accenda e si spenga sei volte (massimo per 48 ore) e misurare il tempo dell'ultimo ciclo on-off e l'energia elettrica assorbita.
- Calcolare la potenza assorbita in standby mediante la semplice formula riportata nella norma (16).

¹³ La temperatura di bulbo umido è la temperatura a cui si porta l'acqua in condizioni di equilibrio di scambio convettivo e di massa d'aria in moto turbolento completamente sviluppato. Dal valore della temperatura di bulbo umido si ricava l'umidità assoluta di un ambiente. Da questa, conoscendo la temperatura a bulbo secco e la pressione dell'aria, si può ottenere l'umidità relativa U.R.

3. Cicli di prelievo

- Scegliere il ciclo di prelievi tra quelli riportati nei prospetti 7-11 della norma (16), in base alla taglia dell'impianto.
- Il ciclo di prova inizia dopo l'ultimo spegnimento della PDC provocato dal termostato del serbatoio.
- Durante ogni prelievo devono essere controllati: l'assorbimento di energia elettrica totale, la portata e la temperatura dell'ACS. inviata all'utenza, la temperatura dell'acqua fredda in ingresso dalla rete. E' così possibile misurare l'energia termica utile, rispettando le condizioni indicate nella norma a seconda del tipo d'utenza¹⁴.
- Il ciclo di prova dura sino a quando la PDC si spegne dopo 24 ore dall'inizio della prova.
- Si corregge l'energia assorbita tenendo conto degli ausiliari e si calcola il COP.

4. Temperatura di riferimento ACS. e quantità massima per singolo prelievo

- Dopo l'ultimo spegnimento della PDC, successivo al ciclo precedente, inizia un prelievo continuo di 10 ± 0.5 l/min.
- Si misura la temperatura dell'acqua fredda in ingresso e il tempo dall'inizio del prelievo, sino a quando la temperatura dell'ACS raggiunge 40 °C (portata e temperature misurate almeno ogni 10 s).
- Si calcola la temperatura di riferimento e la quantità massima d'acqua secondo le formule riportate nella norma (16).

5. Campo d'esercizio

- Si imposta la minima temperatura dell'aria all'evaporatore possibile per il funzionamento e la conseguente umidità relativa come indicato nel prospetto 13 (esempio: a 5 °C corrisponde 87 % U.R.).
- Serbatoio riempito alla temperatura minima d'avviamento del termostato.
- Accensione PDC.

¹⁴ Per ogni tipo di utenza (lavastoviglie, doccia, vasca...) viene considerata energia utile solo quella fornita in un determinato intervallo di temperature (16)

- Verificare che non si spenga sino a quando viene raggiunta la temperatura massima (impostata nel termostato).
- Dopo lo spegnimento si preleva il 50% dell'acqua dal serbatoio con portata di 10 l/min e si misura la temperatura media.
- Ripetere il procedimento dopo aver impostato la massima temperatura dell'aria all'evaporatore possibile e la conseguente umidità (ad esempio 30 °C e 50 % U.R.).

6. Prove di sicurezza

- Interrompere l'alimentazione elettrica per 5 secondi.
- La macchina deve riavviarsi automaticamente, dopo non più di 20 minuti.
- Controllo eventuali danni.
- Osservare durante il funzionamento alle condizioni normalizzate il gocciolamento di condensa: deve avvenire solo attraverso il tubo di drenaggio.

Un quadro riassuntivo dei parametri da registrare è riportato al prospetto 14 della norma di riferimento (16).

Si riportano, a titolo d'esempio, solamente i prospetti 2 e 7 della sopraccitata norma (16), alla quale si rimanda per ulteriori dettagli su quanto descritto.

prospetto 2 Scarti ammissibili rispetto ai valori impostati

Grandezza misurata	Scarto ammissibile dei valori medi aritmetici rispetto ai valori impostati	Scarti ammissibili dei valori misurati singolarmente rispetto ai valori impostati
Acqua calda sanitaria - temperatura d'ingresso - portata in volume	± 1 K $\pm 5\%$	± 1 K $\pm 10\%$
Fluido (mezzo termovettore) - temperatura d'ingresso - temperatura d'uscita - portata in volume ^{a)} - differenza di pressione statica ^{a)}	$\pm 0,2$ K $\pm 0,3$ K $\pm 2\%$ -	$\pm 0,5$ K $\pm 0,6$ K $\pm 5\%$ $\pm 10\%$
Aria - temperatura d'ingresso (bulbo secco/bulbo umido) - temperatura ambiente (se non utilizzata come fonte di calore) - portata in volume - differenza di pressione statica	$\pm 0,3$ K ± 1 K $\pm 5\%$ -	± 1 K ± 2 K $\pm 10\%$ $\pm 10\%$
Tensione	$\pm 4\%$	$\pm 4\%$

a) Escluso periodo di brinamento.

Figura 48. Prospetto 2 della norma UNI EN 16147 che indica gli scarti ammissibili delle grandezze misurate rispetto ai valori impostati

prospetto 7 Ciclo di prelievo S

	Orario (h:min) di inizio del ciclo di prelievo	Energia (kWh)	Tipo	ΔT desiderata (K), da raggiungere durante il prelievo	ΔT (K) minima, inizio del conteggio di energia utile
1	07:00	0,105	Piccolo		15
2	07:30	0,105	Piccolo		15
3	08:30	0,105	Piccolo		15
4	09:30	0,105	Piccolo		15
5	11:30	0,105	Piccolo		15
6	11:45	0,105	Piccolo		15
7	12:45	0,315	Lavastoviglie	45	0
8	18:00	0,105	Piccolo		15
9	18:15	0,105	Elettrodomestico		30
10	20:30	0,420	Lavastoviglie	45	0
11	21:30	0,525	Grande		30
Totale		2,1			

Figura 49. Prospetto 7 della UNI EN 16147 che rappresenta un ciclo possibile ciclo di prelievo (denominato con la lettera "S" perché è il più ridotto tra quelli previsti).

9 CONCLUSIONI

In questo testo è stata illustrata l'importanza degli scaldacqua a pompa di calore, e i loro vantaggi energetici ed economici. Sono state presentate le tipologie di macchine attualmente disponibili nel mercato, evidenziandone le differenze con l'impianto proposto. È stata effettuata la progettazione della macchina sulla base di analisi teoriche che ne prevedono le buone prestazioni. È stato, quindi, realizzato l'impianto sperimentale, assemblando i componenti scelti in fase progettuale, per verificarne le prestazioni in laboratorio. È stata infine condotta la ricerca della carica ottimale di frigorifero attraverso prove sperimentali, per due diverse configurazioni del circuito e si sono prospettate le fasi successive della sperimentazione.

Si sottolinea come l'impianto realizzato costituisca un prototipo di un innovativo scaldacqua a pompa di calore che permetterebbe di sostituire efficientemente ed economicamente i tradizionali boiler elettrici domestici.

L'innovazione è presente sia nella configurazione impiantistica, che consentirebbe lo sfruttamento di un circuito idraulico già esistente, sia nella scelta dei componenti principali della pompa di calore.

Un importante scopo dell'analisi sperimentale è consistito nella determinazione delle prestazioni e nella valutazione dei limiti di funzionamento di un compressore ottimizzato per applicazioni in bassa temperatura, tipiche della refrigerazione domestica.

Dai risultati ottenuti sperimentalmente si potrebbe concludere che, il rendimento volumetrico del compressore, determinato mediante le prove condotte nel campo di temperature per le quali è stato progettato il compressore, sia superiore, per uno stesso rapporto di compressione, a quello ricavato dalle prove per il funzionamento della pompa di calore. Si richiede un ulteriore approfondimento di questo aspetto nelle prove future.

Il compressore, raffreddato da uno o da due ventilatori (potenza assorbita circa 15 W), non ha evidenziato anomalie né temperature troppo elevate.

Il condensatore è apparso, dall'analisi sperimentale, sottodimensionato; infatti la differenza di temperatura tra i due fluidi allo scambiatore è eccessiva. Questo si può attribuire anche ad una non perfetta realizzazione del contatto tra il tubo e le serpentine avvolte. Pertanto si consiglia per ulteriori prove dell'impianto l'adozione di uno scambiatore più lungo e possibilmente realizzato tramite brasatura.

La scelta della lunghezza del tubo capillare ha mostrato importanti effetti sulle prestazioni della macchina, evidenziando, come atteso, differenze prestazionali durante il progressivo riscaldamento dell'acqua. L'estensione del dispositivo d'espansione influisce notevolmente sulla quantità ottimale di frigorifero caricata nel circuito, che deve essere determinata accuratamente per consentire un efficiente funzionamento del circuito frigorifero.

Dalle analisi svolte appare necessaria la valutazione delle prestazioni impiegando tubi capillari di diversa lunghezza (compresa tra 4 e 5.5 m), con opportuna carica.

Le prove condotte hanno impiegato l'evaporatore di più modesta capacità tra i due scelti in fase progettuale. Da quanto emerso non si reputa necessaria, almeno per le configurazioni esaminate, l'adozione della batteria alettata più estesa.

Resta da precisare che lo sviluppo finale della macchina necessiterà di un evaporatore ottimizzato per ridurre gli ingombri, senza penalizzare le prestazioni dell'impianto.

Infine si è riassunta la procedura per la determinazione sperimentale e la certificazione delle prestazioni della pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria, da seguire nella fase di ottimizzazione finale dell'impianto.

Riassumendo i risultati dell'analisi sperimentale, confrontati con le previsioni teoriche, si può affermare che le prestazioni del prototipo testato sono penalizzate principalmente dalle problematiche evidenziate per il condensatore realizzato in laboratorio.

APPENDICE A. PRESTAZIONI COMPRESSORE

In questa sezione si chiarisce come è stato ricavato il rendimento isoentropico di compressione η_{is} e il rendimento volumetrico η_v , menzionati nel paragrafo 4.1.

A.1 Rendimento isoentropico di compressione

È da premettere che per definizione il rendimento isoentropico di compressione è il rapporto tra la potenza da fornire al compressore per ottenere il salto di pressione tra l'evaporazione e la condensazione in condizioni ideali e quella realmente fornita. Questa risulta essere maggiore della prima in quanto :

- la compressione non avviene a entropia costante;
- il rendimento elettrico del motore non è unitario;
- il fluido refrigerante attraversa gli avvolgimenti del motore elettrico per raffreddarli, prima di entrare nella sezione di compressione¹⁵, comportando un aumento del lavoro specifico di compressione dovuto alla minore densità del fluido.

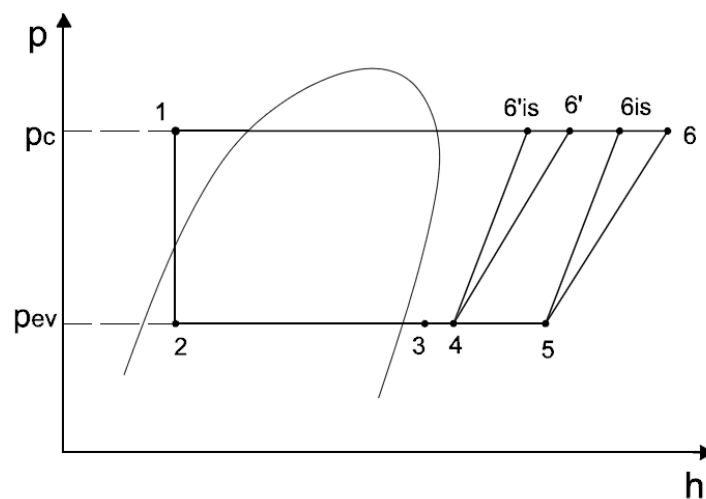


Figura 50. Ciclo frigorifero generico nel diagramma pressione-entalpia.

¹⁵ È la tipica tecnica di raffreddamento per i compressori ermetici, nei quali il motore elettrico è alloggiato all'interno dello stesso involucro insieme al compressore.

In figura è rappresentato il ciclo frigorifero nel diagramma pressione-entalpia, evidenziando l'influenza del riscaldamento del fluido dovuto al passaggio attraverso gli avvolgimenti.

Si descrivono di seguito i punti del ciclo.

- 1: liquido sottoraffreddato in uscita dal condensatore;
- 2: vapore umido in ingresso all'evaporatore;
- 3: vapore surriscaldato in uscita dall'evaporatore;
- 4: vapore surriscaldato in ingresso al motore elettrico;
- 5: vapore riscaldato dagli avvolgimenti del motore elettrico, in ingresso al compressore;
- 6: vapore in uscita dal compressore in condizioni reali;
- 6_{is}: vapore in uscita dal compressore in caso di compressione isoentropica;
- 6': vapore in uscita dal compressore se il motore non fosse raffreddato con il fluido frigorifero;
- 6'_{is}: vapore in uscita dal compressore in condizioni ideali (raffreddamento esterno e compressione isoentropica).

In riferimento ai parametri termodinamici dei punti del ciclo indicati, si può quindi esprimere il rendimento isoentropico di compressione come:

$$\eta_{is} = \frac{(P_{el})_{id}}{P_{el}} = \frac{\dot{m}(h'_{6is} - h_4)}{P_{el}}$$

Dove:

$(P_{el})_{id}$ è la potenza elettrica che il compressore assorbirebbe in condizioni ideali;

P_{el} è la potenza elettrica assorbita dal compressore;

\dot{m} è la portata di massa del fluido frigorifero che attraversa il compressore;

h'_{6is} è l'entalpia specifica del fluido alle condizioni del punto 6'_{is};

h_4 è l'entalpia specifica del fluido alle condizioni del punto 4.

Ricordando che lo stato termodinamico¹⁶ di un fluido è univocamente determinato da due parametri, se è monofase, da uno solo se è in condizioni di saturazione, è stato possibile determinare il rendimento isoentropico di compressione mediante la misura di:

- temperatura di condensazione T_1 ;
- pressione di evaporazione $p_2 = p_{ev}$ ¹⁷;
- temperatura del vapore in ingresso al compressore T_4 ;
- temperatura del liquido in uscita dal condensatore;
- potenza frigorifera P_{frig} ;
- potenza assorbita dal compressore P_{el} .

Infatti, è possibile determinare i parametri termodinamici dei punti del ciclo frigorifero e la portata di massa implementando il software Refprop 8.0 (9) in un foglio di calcolo e ricorrendo alle seguenti relazioni:

$$P_{el} = \dot{m}(h_6 - h_4) ; P_{frig} = \dot{m}(h_4 - h_3) \Rightarrow \dot{m} = \frac{P_{frig}}{(h_4 - h_3)}$$

Il procedimento, valido anche per la determinazione del rendimento volumetrico, è riassunto nel diagramma di flusso nel paragrafo A.3.

A.2 Rendimento volumetrico di compressione

Il rendimento volumetrico di compressione è definito come il rapporto tra il volume aspirato V_a e il volume generato V_g ed è caratteristico di tutti i compressori alternativi, dato che deriva dal loro principio di funzionamento, descritto di seguito. Si elencano le fasi del diagramma del ciclo idealizzato riportato nella figura seguente.

- 1-2: compressione del gas all'interno del cilindro sino alla pressione p_2 ;

¹⁶ Lo stato termodinamico di un fluido è l'insieme dei valori assunti dai parametri macroscopici che lo caratterizzano, come pressione, temperatura, volume, entalpia, entropia.

¹⁷ Si è scelto di misurare la pressione di evaporazione, a cui corrisponde un'univoca temperatura, per una maggiore stabilità di misura del trasduttore di pressione rispetto alla termocoppia quando il fluido è in condizioni di evaporazione.

- 2-3: apertura valvola di mandata ed espulsione del gas;
- 3-4: corsa morta sino all'apertura della valvola di aspirazione alla pressione p_1 ;
- 4-1: apertura valvola di aspirazione ed ingresso del gas sino a fine corsa del pistone.

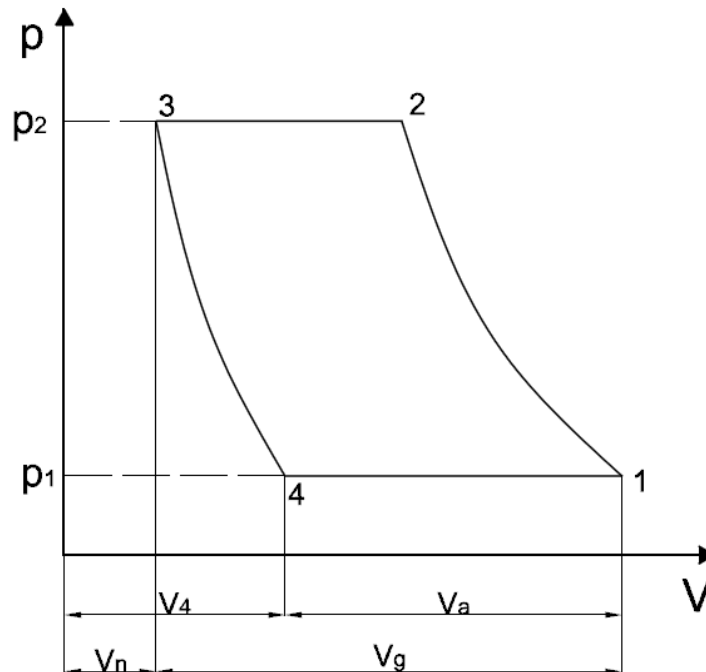


Figura 51. Diagramma indicatore (o di Watt) nelle coordinate di pressione e volume generato, per un generico compressore alternativo.

Come si osserva dal diagramma in figura l'aspirazione inizia ad un volume V_4 maggiore del volume di fine espulsione V_n (volume morto).

In base a quanto mostrato è possibile ricavare, dalla definizione di rendimento volumetrico, le seguenti espressioni:

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_g} = \frac{V_g + V_n - V_4}{V_g} = 1 - \frac{V_n}{V_g} \left(\frac{V_4}{V_n} - 1 \right) = 1 - \frac{V_n}{V_g} \left(\frac{v_4}{v_3} - 1 \right)$$

dove v_3 e v_4 sono i volumi specifici del gas, rispettivamente in mandata ed in aspirazione, se il ciclo è reversibile. Il loro rapporto è funzione del rapporto di compressione ed in particolare per un gas ideale vale la relazione:

$$\frac{v_4}{v_3} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/k}$$

con k =costante tipica del gas.

Il rendimento volumetrico per un ciclo reale è minore dell'unità a causa di:

- perdite attraverso le tenute del pistone;
- perdite di carico in aspirazione e scarico;
- riscaldamento del gas aspirato da parte delle pareti del cilindro;
- ri-espansione del gas compresso rimasto nel volume morto.

È possibile ricavare sperimentalmente il rendimento volumetrico di compressione, noto il volume generato V_g (cilindrata o displacement) e il numero di giri n del compressore, mediante lo stesso procedimento citato per il rendimento isoentropico e riassunto nel diagramma di flusso più sotto. Infatti, una volta ricavati la portata di massa \dot{m} e il volume specifico del fluido all'aspirazione del compressore v_4 , il rendimento volumetrico si ottiene dalla seguente relazione.

$$\dot{m} = \frac{n * V_g * \eta_v}{v_4} \quad \Rightarrow \quad \eta_v = \frac{\dot{m} * v_4}{n * V_g}$$

A.3 Risultati sperimentali

Le prove per la determinazione di η_{is} e η_v sono state effettuate a diverse condizioni di temperatura di evaporazione e di condensazione, fissando la temperatura di ingresso al compressore T_4 e quella di uscita dal condensatore T_1 (entrambe 32 °C) come stabilito dalla norma di riferimento per i test sui compressori per circuiti frigoriferi UNI EN 12900 (18). La cilindrata del compressore è di 9.05 cc e la velocità di rotazione di circa 50 giri/s. Nel diagramma di flusso sottostante è riassunto il processo di determinazione dei due rendimenti, tramite acquisizione sperimentale dei parametri già elencati (paragrafo A.1) ed elaborazioni di calcolo. I dati prestazionali del compressore usato sono riportati nella tabella seguente con il rapporto di compressione e i rendimenti, volumetrico e isoentropico, corrispondenti.

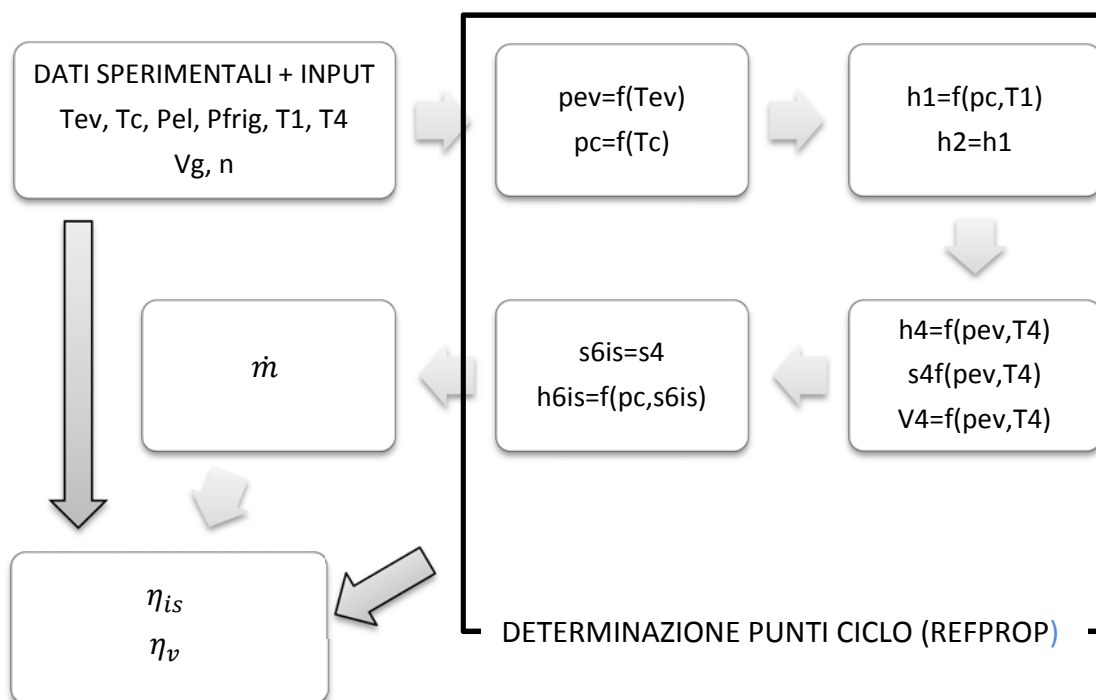


Figura 52. Diagramma di flusso per la determinazione del rendimento isoentropico e volumetrico di compressione. La simbologia è relativa al diagramma del ciclo frigorifero.

I dati sperimentali sono disponibili solo per un campo limitato di temperature di evaporazione e condensazione. Attraverso l'interpolazione lineare dei valori dei due rendimenti si è ottenuta un'espressione in funzione del rapporto di compressione che permette di calcolarli nelle condizioni di temperature d'interesse. A riguardo si rimanda alla trattazione eseguita nel paragrafo 4.1, in cui sono riportati i grafici dei due rendimenti.

Tev	Tc	Pel	Pfrig	Rc	η_{is}	η_v
[°C]	[°C]	[W]	[W]			
-30	45	150,1	190,7	13,75	0,484	0,657
-23,3	45	182,6	271,2	10,095	0,489	0,684
-23,3	55	191,7	255,9	12,981	0,491	0,645
-23,3	65	194,1	237,9	16,447	0,495	0,600
-23,3	70	196,1	227,7	18,419	0,489	0,574
-10	55	285,5	492,0	7,437	0,477	0,704
-10	65	298,6	473,2	9,423	0,492	0,677
-10	70	309,5	457,9	10,552	0,483	0,655
-5	55	325,4	612,7	6,127	0,464	0,719
-5	70	361,4	566,4	8,694	0,462	0,665

Tabella 16. Dati prestazionali del compressore GQY90AA con rendimento isoentropico di compressione e rendimento volumetrico ottenuti.

APPENDICE B. PRESTAZIONI CONDENSATORE

Si riportano, in Tabella 17, i dati di input per il programma di simulazione delle prestazioni del condensatore adottato, e nella Tabelle 18 alcuni dei parametri del ciclo frigorifero ottenuti mediante la procedura iterativa spiegata nel paragrafo 4.2.

GEOMETRIA DEL CONDENSATORE	
DIAMETRO INT. TUBO H2O (mm)	18.00
DIAMETRO EST. TUBO H2O (mm)	20.00
DIAMETRO INTERNO TUBI REFR. (mm)	4.00
DIAMETRO ESTERNO TUBI REFR. (mm)	6.00
LUNGHEZZA SCAMBIATORE (m)	1.01
NUMERO TUBI FRIGORIGENO	2.00
LUNGHEZZA TUBI FRIGORIGENO (m)	6.87
(AREA REFR)/(AREA ACQUA) ¹⁸	3.03

CARATTERISTICHE OPERATIVE FISSATE	
PORTATA ACQUA (l/min)	12.00
VELOCITA' ACQUA (m/s)	0.79
FLUIDO FRIGORIGENO	R134a

CARATTERISTICHE OPERATIVE VARIABILI	
TEMPERATURA INGRESSO ACQUA (°C)	20 - 50
TEMPERATURA CONDENSAZIONE (°C)	28 - 70
DELTA T SURRISCALDAMENTO ¹⁹ (°C)	36 - 50

Tabella 17. Caratteristiche dimensionali e operative del condensatore

¹⁸ Rapporto tra l'area di scambio lato fluido frigorifero e quella lato acqua sanitaria.

¹⁹ Differenza tra la temperatura del vapore in ingresso al condensatore (=T_{fcr}) e la temperatura di vapore saturo alla pressione di condensazione

Tev=0°C		SC=0°C									
Twin	Tc	pc	pev	η_{is}	η_v	Tfcr	Pel	Pcond	m	COP	
[°C]	[°C]	[bar]	[bar]			[°C]	[W]	[kW]	[kg/h]		
20	29,0	7,483	2,928	0,465	0,753	65,76	206	0,988	16,83	4,798	
30	38,0	9,632	2,928	0,467	0,745	80,51	259	0,972	16,66	3,755	
40	47,0	12,213	2,928	0,468	0,735	94,27	306	0,948	16,44	3,098	
50	56,0	15,282	2,928	0,470	0,724	107,15	347	0,916	16,19	2,637	

Tev=0°C		SC=15°C									
Twin	Tc	pc	pev	η_{is}	η_v	Tfcr	Pel	Pcond	m	COP	
[°C]	[°C]	[bar]	[bar]			[°C]	[W]	[kW]	[kg/h]		
20	36,0	9,118	2,928	0,466	0,747	77,32	247	1,076	16,70	4,348	
30	45,5	11,750	2,928	0,468	0,737	92,04	299	1,054	16,48	3,532	
40	55,3	15,024	2,928	0,470	0,725	106,18	344	1,023	16,22	2,970	
50	65,1	18,942	2,928	0,473	0,711	119,38	383	0,982	15,89	2,564	

Tev=10°C		SC=0°C									
Twin	Tc	pc	pev	η_{is}	η_v	Tfcr	Pel	Pcond	m	COP	
[°C]	[°C]	[bar]	[bar]			[°C]	[W]	[kW]	[kg/h]		
20	32,0	8,154	4,146	0,464	0,759	60,83	210	1,324	23,73	6,304	
30	41,0	10,441	4,146	0,465	0,753	75,61	285	1,304	23,55	4,579	
40	49,0	12,851	4,146	0,466	0,747	87,96	345	1,277	23,35	3,699	
50	57,5	15,845	4,146	0,468	0,739	100,36	403	1,239	23,11	3,072	

Tev=10°C		SC=15°C									
Twin	Tc	pc	pev	η_{is}	η_v	Tfcr	Pel	Pcond	m	COP	
[°C]	[°C]	[bar]	[bar]			[°C]	[W]	[kW]	[kg/h]		
20	37,5	9,501	4,146	0,465	0,755	69,98	256	1,455	23,62	5,674	
30	46,5	12,057	4,146	0,466	0,749	84,17	327	1,431	23,42	4,379	
40	56,0	15,282	4,146	0,467	0,740	98,22	394	1,396	23,16	3,546	
50	65,5	19,116	4,146	0,469	0,731	111,42	452	1,349	22,85	2,982	

Tabelle 18. Parametri fondamentali del ciclo frigorifero determinati attraverso la procedura iterativa di simulazione del ciclo (Refprop e foglio di calcolo) e simulazione delle prestazioni del condensatore (programma in Fortran).

APPENDICE C. PROGRAMMA DI CALCOLO PRESTAZIONI CONDENSATORE

In questo paragrafo viene fornita una breve descrizione del software creato in Fortran per calcolare le prestazioni del condensatore.

Il programma si riferisce ad un condensatore ad acqua con il frigorifero all'interno di una serpentina avvolta esternamente.

Lo scambiatore è diviso in tre sezioni: quella di surriscaldamento è calcolata in unica soluzione, come avviene per quella di sottoraffreddamento, mentre il condensatore è diviso in 10 elementi. Nel calcolo di ogni sezione o elemento, si fa riferimento alle condizioni medie tra ingresso ed uscita e quindi il calcolo avviene per iterazioni. La subroutine che calcola i flussi termici scambiati, determina, mediante iterazione numerica, la portata del fluido condensante che garantisce il sottoraffreddamento richiesto. Si impiega allo scopo il metodo della secante.

Si utilizza per il coefficiente di scambio in condensazione la correlazione semplificata di Cavallini et al. (22) che raccorda i coefficienti nei diversi regimi di flusso senza discontinuità.

Di seguito, dopo aver descritto la geometria dello scambiatore, si riportano le correlazioni impiegate per calcolare i coefficienti di scambio termico e le cadute di pressione (lato frigorifero).

C.1 Geometria del condensatore e dati in ingresso

La geometria dello scambiatore è definita da:

- Lunghezza e diametri (interno e esterno) tubo acqua;
- Diametri (interno e esterno) tubi frigorifero;
- Numero dei tubi di frigorifero in parallelo;

- Indice saturazione dei tubi del frigorifero, che esprime il rapporto tra l'area di scambio interna del frigorifero nelle condizioni scelte e quella massima possibile. Questa si otterrebbe mettendo a contatto il diametro esterno del condotto dell'acqua con il numero massimo di tubi di fluido frigorifero paralleli e della stessa lunghezza del tubo dell'acqua (vedi figura sottostante).

Da questi dati vengono calcolati:

- l'area di scambio interna lato frigorifero;
- la lunghezza dei tubi del frigorifero tale da garantire l'area di scambio determinata;
- il numero di condotti frigorifero corretto, qualora quello scelto risultasse incompatibile con gli altri dati scelti (lunghezza tubi frigorifero < lunghezza tubo acqua).

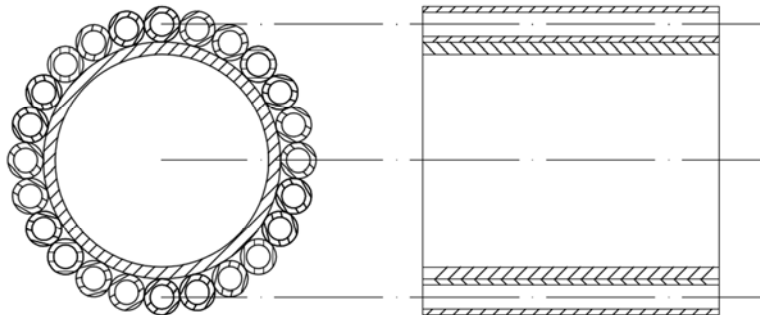


Figura 53 Tubo dell'acqua a contatto con il numero massimo possibile di tubi del frigorifero.

Le caratteristiche operative da inserire come input per il programma di calcolo sono:

- portata acqua (l/min);
- velocità acqua (m/s);
- temperatura ingresso acqua (°C);
- fluido frigorifero;
- temperatura di condensazione (°C);

- differenza tra la temperatura di ingresso al condensatore e quella di condensazione (°C);
- differenza tra la temperatura di condensazione e quella d'uscita dal condensatore (°C).

C.2 Coefficiente di scambio termico lato acqua

Si ricorda che i numeri adimensionali di Reynolds e di Prandtl sono dati rispettivamente da:

$$Re_w = \frac{4 * m_w}{3.1416 * d_w * \mu_w}$$

$$Pr_w = \frac{c_{pw} * \mu_w}{\lambda_w}$$

dove:

m_w è la portata di massa dell'acqua;

d_w è il diametro interno del condotto dell'acqua;

μ_w è la viscosità dinamica dell'acqua;

c_{pw} è il calore specifico a pressione costante dell'acqua;

λ_w è la conduttività termica dell'acqua.

Per $Re_w < 2100$, il coefficiente di scambio termico lato acqua in regime laminare è calcolata dalla formula asintotica di Schlunder (19):

$$Nu = \left[1.61^3 * \left(Re_w * Pr_w * \frac{d_w}{L_w} \right) + 3.66^3 \right]^{1/3}$$

$$\alpha_{wl} = \frac{Nu * \lambda_w}{d_w}$$

Per $Re_w > 9000$ il coefficiente di scambio termico lato acqua in regime turbolento è dato da:

$$\alpha_{wt} = 0.023 * Re_w^{0.8} * Pr_w^{0.3} * \frac{\lambda_w}{d_w}$$

Mentre per il regime transitorio si ricorre alla formula lineare in coordinate logaritmiche:

$$\alpha_w = \exp\left(\log \alpha_{wl} + \frac{(\log \alpha_{wt} - \log \alpha_{wl}) * (\log Re_w - \log 2100)}{\log 9000 - \log 2100}\right)$$

dove α_{wt} e α_{wl} sono calcolati dalle formule precedenti imponendo rispettivamente $Re_{wt} = 9000$ e $Re_{wl} = 2100$.

C.3 Coefficiente di scambio termico in condensazione

All'ingresso di un condensatore orizzontale il titolo alto comporta un deflusso di tipo anulare e un meccanismo di scambio termico dominato dallo sforzo tangenziale. La diminuzione del titolo di vapore e della sua velocità lungo il tubo comporta il passaggio ad un deflusso di tipo stratificato o stratificato perturbato, in cui prevale l'effetto della forza di gravità su quella tangenziale, comunque presente.

I numeri di Reynolds e di Prandtl per il frigorifero allo stato liquido sono dati da:

$$Re_l = \frac{G * d}{\mu_l}$$

$$Pr_l = \frac{c_{pl} * \mu_l}{\lambda_l}$$

con

$$G = \frac{4 * \dot{m}}{n * 3.1416 * d^2}$$

dove:

\dot{m} è la portata di massa del frigorifero;

d è il diametro interno dei condotti del frigorifero;

μ_l è la viscosità dinamica del frigorifero allo stato liquido;

c_{pl} è il calore specifico a pressione costante del frigorifero allo stato liquido;

λ_l è la conduttività termica del frigorifero allo stato liquido;

n è il numero di tubi del frigorifero;

G è la portata specifica di massa.

Analogamente sono calcolati dalle proprietà del frigorifero allo stato vapore: Re_v e Pr_v

Il parametro di Martinelli è dato da:

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} * \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} * \left(\frac{1 - x_m}{x_m}\right)^{0.9}$$

dove:

ρ_v è la densità del frigorifero allo stato di vapore;

ρ_l è la densità del frigorifero allo stato liquido;

μ_v è la viscosità dinamica del frigorifero allo stato di vapore;

x_m è il titolo di vapore medio.

La velocità del vapore adimensionale è espressa da:

$$J_G = \frac{x_m * G}{\sqrt{g * d * \rho_v * (\rho_l - \rho_v)}}$$

dove g è l'accelerazione gravitazionale.

Nel regime di transizione tra la condensazione dipendente dal Δt e quella indipendente vale, per i frigoriferi alogenati:

$$J_{Gt} = \left[\left(\frac{7.5}{4.3 * X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.6^{-3} \right]^{-\frac{1}{3}}$$

Se $J_G > J_{Gt}$ il coefficiente di scambio in condensazione in regime di moto anulare (indipendente dal Δt) è dato da (20):

$$\alpha_{cond} = \alpha_l * \left[1 + 1.128 * x_m^{0.817} * \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.3685} * \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.2363} * \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{2.144} * Pr_l^{-0.1} \right]$$

in cui:

$$\alpha_l = 0.023 * Re_l^{0.8} * Pr_l^{0.3} * \frac{\lambda_l}{d}$$

Mentre se $J_G \leq J_{Gt}$ il coefficiente di scambio in condensazione vale:

$$\alpha_{cond} = \left[\alpha_c * \left(\frac{J_{Gt}}{J_G} \right)^{0.8} - \alpha_{strat} \right] * \frac{J_G}{J_{Gt}} + \alpha_{strat}$$

in cui:

$$\alpha_{strat} = 0.725 * \left(1 + 0.741 * \left(\frac{1 - x_m}{x_m} \right)^{0.3321} \right)^{-1} * \lambda_l^3 * \rho_l (\rho_l - \rho_v) g \left(\frac{h_v - h_l}{\mu_l * d * \Delta t} \right)^{0.25} + (1 - x_m^{0.87}) \alpha_l$$

h_v è l'entalpia del vapore saturo;

h_l è l'entalpia del liquido saturo;

Δt è la differenza tra la temperature di saturazione e la temperature di parete del tubo.

C.4 Coefficiente scambio termico per il vapore surriscaldato e il liquido sottoraffreddato

I coefficienti di scambio termico per il vapore surriscaldato e per il liquido sottoraffreddato sono dati, rispettivamente da:

$$\alpha_v = 0.023 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.3} * \frac{\lambda_v}{d}$$

$$\alpha_l = 0.023 * Re_l^{0.8} * Pr_l^{0.3} * \frac{\lambda_l}{d}$$

C.5 Perdite di carico per deflusso bifase

Le perdite di carico sono calcolate per ogni elemento in cui è stato suddiviso il condensatore.

La caduta di pressione totale è data dalla somma di tre contributi: variazione di energia potenziale, variazione della quantità di moto, perdite per attrito.

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{stat} + \Delta p_{mom} + \Delta p_{fict}$$

Per tubi orizzontali il primo termine è nullo. Per il calcolo delle perdite di carico, su unità di lunghezza, dovute all'attrito in deflusso bifase è stata adottata la correlazione di Friedel (21):

$$\Delta p_{frict} = \Delta p_L * \phi_{fr}^2$$

$$\Delta p_L = \frac{2 * f_l * G^2}{d * \rho_l}$$

Il fattore d'attrito f vale, rispettivamente per il vapore ed il liquido:

$$\text{Se } Re_v < 2000 \Rightarrow f_v = \frac{16}{Re_v}$$

$$\text{Se } Re_v > 2000 \Rightarrow f_v = 0.079 * Re_v^{-0.25}$$

$$\text{Se } Re_l < 2000 \Rightarrow f_l = \frac{16}{Re_l}$$

$$\text{Se } Re_l > 2000 \Rightarrow f_l = 0.079 * Re_l^{-0.25}$$

Il moltiplicatore ϕ_{fr} è espresso dalla seguente relazione:

$$\phi_{fr} = \left(\frac{E + 3.24 * F * H}{FR^{0.045} * We^{0.035}} \right)^{1/2}$$

Dove Fr è il numero di Froude e We il numero di Weber, dati da:

$$Fr = \frac{G^2}{g * d * \rho^2}$$

$$We = \frac{G^2 * d}{\sigma * \rho}$$

Dove:

d è il diametro interno del tubo;

σ è la tensione superficiale;

ρ è la densità della miscela omogenea, data da:

$$\rho = \frac{\rho_l + x/\rho_v}{1 - x}$$

I coefficienti H e F sono calcolati dalle seguenti relazioni:

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.91} * \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-0.19} * \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.7}$$

$$F = x^{0.78} * (1 - x)^{0.224}$$

Se $J_G \geq 2.5$ (moto anulare) si utilizzano le seguenti relazioni:

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.328} * \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{1.181} * \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{3.477}$$

$$F = x^{0.6978}$$

$$E = (1 - x)^2 + x^2 * \frac{\rho_l * f_g}{\rho_v * f_l}$$

$$\phi_{fr} = \left(\frac{E + 1.262 * F * H}{We^{0.1458}}\right)^{1/2}$$

La caduta di pressione dovuta alla variazione della quantità di moto tra l'ingresso e l'uscita dall'elemento è data, per tubi orizzontali, secondo Rohani (22) da:

$$\Delta p_{\text{mom}} = \dot{m}_{\text{total}}^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G \varepsilon} \right]_{\text{out}} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G \varepsilon} \right]_{\text{in}} \right\}$$

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_G} \left[\left[1 + 0.2(1-x) \left(\frac{g d_i \rho_L^2}{\dot{m}_{\text{total}}^2} \right)^{1/4} \right] \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18(1-x) [g \sigma (\rho_L - \rho_G)]^{0.25}}{\dot{m}_{\text{total}}^2 \rho_L^{0.5}} \right]^{-1}$$

dove:

\dot{m}_{total} è la portata di massa totale del vapore e del liquido;

ε è il grado di vuoto;

ρ_g è la densità del refrigerante allo stato di vapore;

ρ_l è la densità del refrigerante allo stato liquido;

σ è la tensione superficiale;

x è il titolo di vapore.

C.6 Perdite di carico per deflusso monofase

Per il vapore surriscaldato e il liquido sottoraffreddato, le perdite di pressione per attrito in un condotto di lunghezza L è data da:

$$\Delta p_v = \frac{2 * f_v * G^2}{d * \rho_v}$$

$$\Delta p_L = \frac{2 * f_l * G^2}{d * \rho_l}$$

con ovvio significato dei simboli. I fattori d'attrito valgono:

$$\text{Se } Re_v < 2000 \Rightarrow f_v = \frac{16}{Re_v}$$

$$\text{Se } Re_v > 10000 \Rightarrow f_v = 0.184 * Re_v^{-0.2}$$

$$\text{Se } Re_l < 2000 \Rightarrow f_l = \frac{16}{Re_l}$$

$$\text{Se } Re_l > 10000 \Rightarrow f_l = 0.184 * Re_l^{-0.2}.$$

APPENDICE D. DIMENSIONAMENTO CAPILLARE

In questa sezione si spiega più dettagliatamente la procedura di dimensionamento di un tubo capillare, mediante un esempio numerico.

In Tabella 19 sono riportati i parametri del ciclo frigorifero, ottenuti dalla simulazione del sistema, necessari per il calcolo del dispositivo d'espansione. L'acqua in ingresso nel condensatore è alla temperatura di 30 °C, la temperatura di evaporazione 0 °C e il sottoraffreddamento nullo, come mostrato. Quindi si costruisce la Tabella 20 che contiene i dati d'input per il calcolo della lunghezza del tubo capillare. Da questa si ottiene, mediante le formule implementate nel foglio di calcolo, la Tabella 21 costituita dai parametri fondamentali del dimensionamento, tra cui la pressione critica per il capillare operativo. Questa si rivela minore della pressione di evaporazione (uscita del capillare), quindi deve essere corretto il valore della lunghezza determinato, poiché non è valida l'ipotesi iniziale di deflusso critico. Tuttavia, come si può osservare, la correzione è trascurabile.

T_{win}	T_c	T_{ev}	SC	SH	TI	T_{vs}	pc	pev	m
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[kg/h]
30	38	0	0	10	38	10	9,63	2,928	16,60

Tabella 19. Parametri del ciclo frigorifero utilizzati in uno dei casi di dimensionamento del capillare

Portata	[kg/h]	16,60
Diametro interno	[mm]	1,50
Pressione ingresso	[bar]	9,63
Sottoraffreddamento	[°C]	0,00
Pressione evaporazione	[bar]	2,90

Tabella 20. Input per il dimensionamento del capillare.

Pressione critica (capillare riferimento)	[bar]	1,83	Lunghezza (deflusso critico)	[m]	3,05
Portata critica (capillare riferimento)	[kg/h]	5,87	Fattore di pressione critica		1,24
Fattore di flusso (capillare operativo)		2,83	Pressione critica	[bar]	2,26
Lunghezza (capillare operativo)	[m]	2,98			

Tabella 21. Risultati del calcolo per il dimensionamento del tubo capillare; in evidenza la sua lunghezza e la pressione critica.

In questo caso la lunghezza del tubo capillare, avente diametro interno di 1.5 mm, che realizza la caduta di pressione richiesta nelle condizioni operative analizzate risulta essere di 2.98 m. Ripetendo la procedura per le altre condizioni di funzionamento analizzate si ottengono, come atteso, lunghezze diverse.

La portata critica indicata in tabella è la portata di frigorifero che fluisce in un capillare di riferimento, di lunghezza 3 metri e del diametro scelto, in condizioni di deflusso critico. Per calcolarla è necessario conoscere il diametro e le condizioni in ingresso al capillare, cioè pressione di condensazione e sottoraffreddamento.

Il fattore di flusso è un coefficiente correttivo, dato dal rapporto tra la portata del capillare operativo e la portata critica del capillare di riferimento.

Il fattore di pressione critica è funzione del diametro e della lunghezza del capillare. Moltiplicandolo per la pressione critica del capillare di riferimento (funzione della pressione in ingresso e sottoraffreddamento) si ottiene quella per il capillare operativo.

BIBLIOGRAFIA

1. Direttiva 2010/31/UE del Parlamento Europeo e del Consiglio. *Prestazione energetica nell'edilizia (rifusione)*. 19 maggio 2010.
2. EN 16147: 2011. *Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking of domestic hot water units*. 2011.
3. Decreto Legislativo 3 marzo 2011, n. 28. *Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili*. 3 marzo 2011.
4. Dlgs n. 192 del 19 agosto 2005. *Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico in edilizia*. 19 agosto 2005.
5. **Prenda, Gabriele Di**. Guida agli scaldacqua a pompa di calore. "Efficienza e rinnovabili per tutti". s.l. : Speciale tecnico Qualenergia.it, 2013.
6. Legge 3 agosto 2013 n°90. *Conversione in legge con modificazioni, del decreto-legge 4 giugno 2013, n°63*. 2013.
7. DM 28/12/12. *Conto Termico*. 2012.
8. **Calm, J**. Ferret Database. 1997.
9. **Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O**. REFPROP 8.0. *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*. s.l. : NIST, 2007.
10. **Castel**. Dispositivi di protezione per impianti frigoriferi. 2011.
11. **Josè Fernández-Seara, Francisco J. Uhà, Jaime Sieres**. Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank.Part I: Static mode of operation. *Science Direct - Applied Thermal Engineering*. 2007, Vol. 27, p. 129-136.
12. **Simon Ievers, Wenxian Lin**. Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics. *Applied Energy*. 2009, 86, p. 2604–2614.

13. **N. Beithou, M. Abu Hilal.** Experimental energy study for a domestic electric hot water storage tank. *JJMIE*. 2011, Vol. 5, 5, p. 471-477.
14. Direttiva 2009/125/CE del Parlamento europeo e del Consiglio. *Istituzione di un quadro per l'elaborazione di specifiche per la progettazione (rifusione)*. 21 ottobre 2009.
15. UNI 10412-1. *Impianti di riscaldamento ad acqua calda. Requisiti di sicurezza*. 2006.
16. UNI EN 16147. *Pompe di calore con compressore elettrico - Prove e requisiti per la marcatura delle apparecchiature per acqua calda sanitaria*. 2011.
17. UNI EN 255-3. *Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico - Riscaldamento - Prove e requisiti per la marcatura delle apparecchiature per acqua calda per uso sanitario*. 1998.
18. UNI EN 12900. *Compressori per la refrigerazione: prestazioni di esercizio, tolleranze e presentazione dei dati di prestazione del costruttore*. 2000.
19. **Gnielinski, V.** Heat Exchanger Design Handbook, Chap.2. s.l. : Hemisphere Publishing Co., 1983.
20. **Alberto Cavallini, Giuseppe Censi , Davide Del Col , Luca Doretti , Giovanni A. Longo & Luisa Rossetto.** Condensation of Halogenated Refrigerants Inside Smooth Tubes. *HVAC&R Research*. 2002, Vol. 8, 4, p. 429-451.
21. **Friedel, L.** Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow, presented European Two-phase Flow Group Meeting. Ispra, Italy : s.n., 1979. Vol. Paper E2.
22. **S.Z Rouhani, E Axelsson.** Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. February 1970, Vol. 13, 2, p. 383-393.
23. EN 60335-2-24. *Requisiti particolari per i dispositivi di refrigerazione, macchine per i gelati e il ghiaccio*. 2002.
24. UNI/TS 11300-2. *Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria*. 2008.

25. Autorità per l'energia elettrica e il gas. [Online] luglio 2013. www.autorita.energia.it.
26. UNI EN ISO 15502. *Apparecchi di refrigerazione per uso domestico - Caratteristiche e metodi di prova*. 2006.
27. ASHRAE 34-2001. *Designation and safety classification of refrigerants*. 2001.

RINGRAZIAMENTI

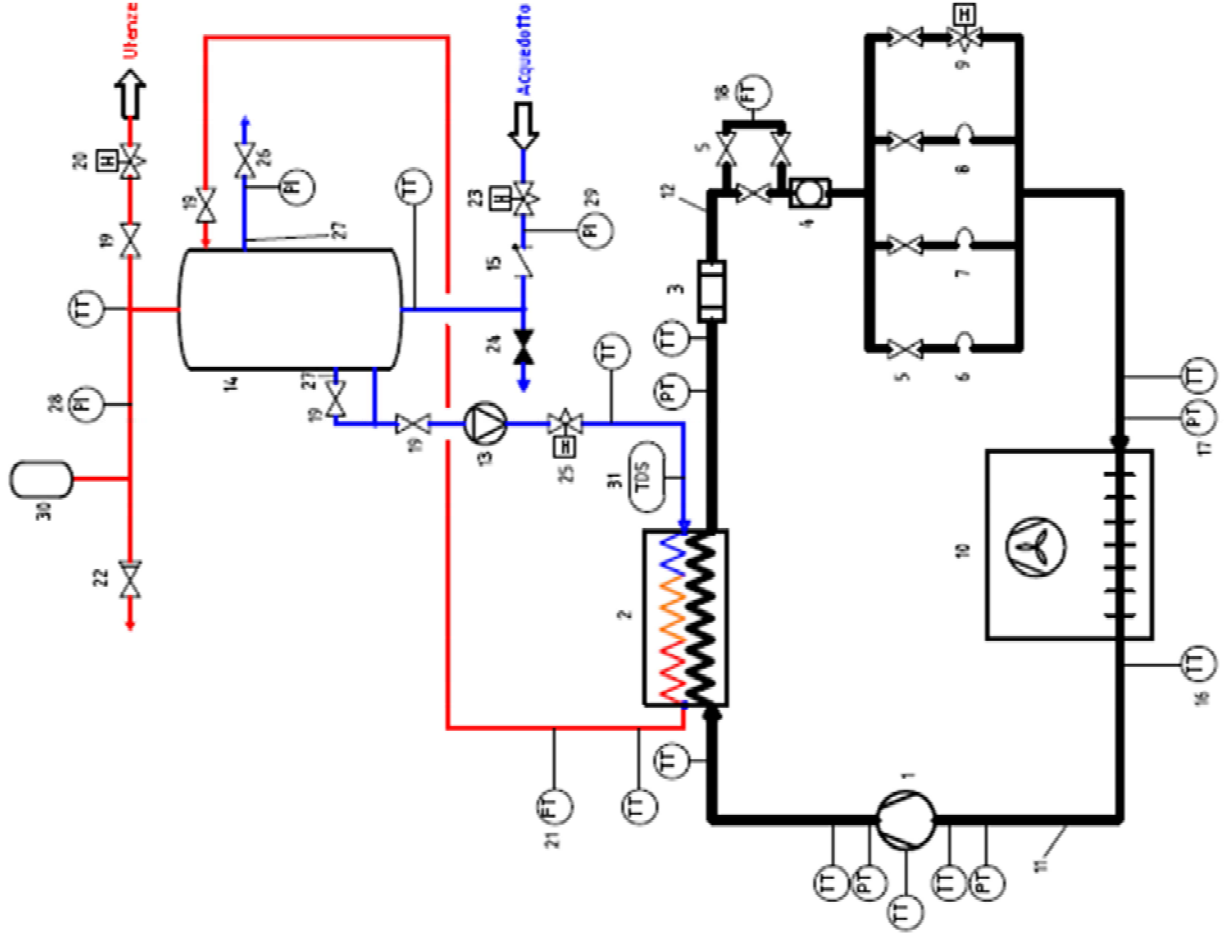
Un particolare ringraziamento al Professor Ezio Fornasieri, recentemente scomparso, per le importanti e determinanti possibilità concessemi.

Ancora un altro ringraziamento all'ing. Silvia Minetto e a Massimo per la loro disponibilità e pazienza con cui mi hanno seguito in questo mio importante periodo, nonostante i loro impegni e difficoltà. Grazie per tutte le spiegazioni e i suggerimenti. Grazie per la stima e per le occasioni.

Ringrazio Orlando per il lavoro svolto e per le dimostrazioni pratiche fornitemi.

Grazie a coloro che mi hanno permesso di raggiungere questo importante obiettivo, senza i quali sicuramente, non l'avrei realizzato.

LEGENDA	
N°	COMPONENTE
1	compressore
2	condensatore
3	filtra
4	sfla
5	valvola d'interfaccia
6	tubo capillare
7	tubo capillare
8	tubo capillare
9	valvola monometrica manuale
10	evaporatore
11	condotti vapore
12	condotti liquido
13	pompa acqua
14	serbatoio d'accumulo acqua
15	valvola di non ritorno
16	misuratore di temperatura
17	misuratore di pressione
18	misuratore di portata R13/a
19	valvola di interfacce
20	valvola di regolazione
21	misuratore di portata ACS
22	valvola di sicurezza
23	valvola riduttrice di pressione
24	valvola di scarico
25	valvola di bilanciamento
26	valvola di sfogo
27	circolo secondario serbatoio
28	manometro
29	manometro
30	vaso d'espansione chiuso con dritranna, 11 litri, precarica = 3 bar
31	termistato
	albero compressore, pompa, ventilatori



SCHEMA CIRCUITO FRIGORIFERO E IDRAULICO

Revisione 6 - 30/11/2013

Modifiche apportate: modello e tipo degli strumenti di misura impiegati, nuova pompa, circuito idraulico come da realizzazione