

Università degli Studi di Firenze

SCUOLA DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE

ENERGETICA E TECNOLOGIE INDUSTRIALI INNOVATIVE

CICLO XXVI - ING-IND 09

**SVILUPPO DI MICRO-ORC
PER APPLICAZIONI RESIDENZIALI:
PROGETTAZIONE ED
INDAGINE SPERIMENTALE**

Il candidato:

Giacomo Pierucci

Il Tutor:

Prof. Ing. Maurizio De Lucia

Co-Tutor:

Ing. Franco Francini

Il Coordinatore

(Prof. Ing. Maurizio De Lucia)

Firenze, Dicembre 2014

Molte sono le persone a cui sento di dover rivolgere alcuni ringraziamenti, legati più o meno direttamente allo svolgimento di questa tesi di Dottorato.

Innanzitutto mi rivolgo al Prof. Maurizio De Lucia che ha riposto la sua fiducia nelle mie capacità spronandomi sempre a dare qualcosa in più con la consapevolezza che gli obiettivi, spesso, possono sembrare lontani ma sono comunque raggiungibili.

Un sincero grazie va a tutti i “ragazzi” del laboratorio; faccio fatica a definirli solo “colleghi” perché, con loro, ho condiviso davvero la maggior parte delle giornate trovando sempre un importante confronto ed un supporto, sia pratico che “morale”.

In particolare ringrazio Franco, per l'energia che mette ogni volta nel regalarci una parte preziosa del suo tempo e del suo sapere.

Non posso, ovviamente, che fare riferimento ai miei genitori che, in ogni circostanza, non smettono mai di donarmi l'affetto più forte, unico ed incondizionato.

Un pensiero va a Casa Piccini, alle persone che sono passate e che la vivono, ormai la mia seconda famiglia.

Un abbraccio agli amici di sempre, che mai dimentico: Luca, Cinzia, Alessia, Luca siete importanti anche nei momenti di lontananza.

Un grazie, infine, va a tutti coloro con i quali condivido il mio tempo, nel modo migliore che conosciamo.

“Se i tempi non chiedono la tua parte migliore, inventa altri tempi”

Indice

Elenco delle Figure	5
Elenco delle Tabelle	9
Glossario	11
Sommario	13
1 - Stato dell'arte e generalità sugli ORC	17
1.1 - La generazione distribuita di energia e le smart grids..	17
1.2 - Il Ciclo Rankine per fluidi Organici	22
1.3 - Valutazioni sui fluidi organici	25
1.4 - Macchine motrici per ORC	32
1.4.1 - Espansore scroll.....	34
1.4.2 - Turbine radiali/assiali	36
1.4.3 - Espansore a palette	37
1.4.4 - Impianti commerciali di piccola taglia.....	39
2 - Modello fisico dell'ORC	41
2.1 - Definizione degli input.....	42
2.2 - Analisi delle condizioni di design	44
2.2.1 - Equazioni caratteristiche del modello fisico	47
2.2.2 - Risultati.....	54
2.3 - Analisi parametrica	57
2.3.1 - Indagine al variare della temperatura massima del ciclo termodinamico	57
2.3.2 - Indagine al variare del rapporto delle pressioni del ciclo termodinamico.....	58

2.3.3 - Indagine al variare del numero di giri al minuto dell'espansore.....	59
2.3.4 - Indagine al variare della temperatura raggiunta al rigeneratore.....	61
2.3.5 - Indagine al variare della temperatura di condensazione.....	62
2.3.6 - Verifica delle condizioni di design con diversi fluidi di lavoro.....	64
3 - Progettazione e realizzazione del banco prova..	67
3.1 - L'espansore scroll.....	67
3.2 - La pompa di alimento.....	70
3.3 - Gli scambiatori di calore.....	75
3.4 - Piping.....	77
3.5 - Componenti elettrici.....	80
3.6 - Sensoristica.....	82
3.7 - Costruzione del banco prova.....	84
3.8 - Circuiti ad acqua di alimento e di dissipazione.....	88
3.9 - Sistema di acquisizione.....	91
4 - Test preliminari.....	97
4.1 - Prove di tenuta sui componenti.....	97
4.2 - Prove di tenuta del circuito.....	100
4.3 - Verifica di miscibilità con oli lubrificanti.....	103
4.4 - Caratterizzazione dell'espansore con aria compressa.....	105
5 - Le prove sperimentali.....	109
5.1 - Procedura per la conduzione dei test e descrizione di una prova caratteristica.....	110
5.2 - Test al variare del numero di giri al minuto della pompa di alimento.....	121

5.2.1 - Test con alimentazione della pompa a 30 Hz	127
5.3 - Test a temperatura massima ridotta.....	129
Conclusioni	133
Appendice	139
Considerazioni sugli errori di misura.....	139
Bibliografia.....	145

Elenco delle Figure

FIG. 1 - SCHEMA E DIAGRAMMA TEMPERATURA-ENTROPIA DI UN CICLO RANKINE A FLUIDI ORGANICI.	23
FIG. 2 - CURVE DI SATURAZIONE PER L'ACQUA ED ALCUNI FLUIDI ORGANICI PIÙ COMUNI [3].	26
FIG. 3 - CURVE DI TEMPERATURA PER LO SCAMBIO TERMICO PER VALORI DIVERSI DEL CALORE LATENTE DI VAPORIZZAZIONE [13].	27
FIG. 4 - CAMPI DI IMPIEGO PER DIVERSI ORC OPERANTI CON: (A) ESPANSORI SCROLL, (B) ESPANSORI A VITE, (C) TURBINE RADIALI [14].	30
FIG. 5 - INDICAZIONE SULLA TIPOLOGIA DI FLUIDO ORGANICO DA OTTIMALE IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA MASSIMA DEL CICLO TERMODINAMICO [14].	31
FIG. 6 - CRITERI PER LA SCELTA DEL FLUIDO ORGANICO [15].	32
FIG. 7 - PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DELLO SCROLL.	35
FIG. 8 - RISULTATI DI UNO STUDIO SPERIMENTALE SU UNO SCROLL CON RENDIMENTO DI ESPANSIONE MAGGIORE DI 0,6 AL VARIARE DELLA PRESSIONE DI SCARICO [35]. .	36
FIG. 9 - MICROTURBINA ASSIALE SPECIFICA PER ORC [36].	37
FIG. 10 - PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DI UN ESPANSORE A PALETTE [38].	38
FIG. 11 - SISTEMA CLEAN CYCLE 125 DELLA GE DA 125 kWe.	39
FIG. 12 - MODELLO IT10 DELLA INFINITY TURBINE.	40
FIG. 13 - CURVA DI RENDIMENTO DI ESPANSIONE IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI FORNITO DAL COSTRUTTORE DELLO SCROLL.	43
FIG. 14 - SCHEMA DEL MODELLO TERMODINAMICO DELL'ORC.	45
FIG. 15 - DIAGRAMMA TEMPERATURA-ENTROPIA PER IL CICLO ORC DI RIFERIMENTO. ...	55
FIG. 16 - ESPANSORE SCROLL (CASE ESTERNO).	68
FIG. 17 - ORGANO STATORICO DELL'ESPANSORE.	69
FIG. 18 - ALTERNATORE TRIFASE A MAGNETI PERMANENTI.	69
FIG. 19 - PIN PER IL COLLEGAMENTO ELETTRICO SULLA CASSA DELL'ESPANSORE.	70
FIG. 20 - POMPA ALP7 DELLA MARZOCCHI SPA.	71
FIG. 21 - GRIPPAGGIO DEGLI INGRANAGGI (CONSUMO DELLE RUOTE DENTATE) E DEFORMAZIONE DELLE GUARNIZIONI.	72
FIG. 22 - SPACCATO DELLA POMPA A MEMBRANA G10-X HYDRA-CELL INSERITA NEL CIRCUITO.	74
FIG. 23 - SCAMBIATORE A PIASTRE (CONDENSATORE).	77
FIG. 24 - ELEMENTI INOXPRES E PINZA PER IL FISSAGGIO.	78
FIG. 25 - POZZETTI PER L'INSERIMENTO DEI SENSORI DI TEMPERATURA (IN ALTO) E DI PRESSIONE (IN BASSO).	79
FIG. 26 - CONVERTITORE AC/DC POSTO DOPO L'USCITA TRIFASE DELL'ESPANSORE.	80
FIG. 27 - ALCUNE DELLE RESISTENZE IN PARALLELO COLLEGATE AL CONVERTITORE AC/DC.	81
FIG. 28 - SCHEMA ELETTRICO AI CAPI DELL'USCITA TRIFASE DELL'ESPANSORE.	81
FIG. 29 - TERMORESISTENZA, SENSORE DI PRESSIONE E DI PORTATA.	83
FIG. 30 - SCHEMA DI IMPIANTO DEL BANCO PROVA.	85

FIG. 31 - SCHEMA 3D DEL BANCO PROVA.....	86
FIG. 32 - LAYOUT DEL BANCO PROVA.	88
FIG. 33 - GENERATORE DI CALORE DA 60 kW DI PICCO.	89
FIG. 34 - CIRCUITO DI PRELIEVO DELL'ACQUA DALLE VASCHE ANTINCENDIO PER LA DISSIPAZIONE DI ENERGIA IN USCITA DAL CICLO ORC.	91
FIG. 35 - INTERFACCIA GRAFICO PER IL MONITORAGGIO DELLE PROVE IN TEMPO REALE. ...	94
FIG. 36 - DIAGRAMMA <i>TEMPERATURA-ENTROPIA</i> RELATIVO AD UNA SINGOLA ACQUISIZIONE.	95
FIG. 37 - ESEMPIO DI UN PROVINO PER I TEST SULLE CONNESSIONI.	99
FIG. 38 - IN ALTO: ESEMPI DI SALDOBRSATURE. IN BASSO: CAMPIONE CON APPLICAZIONE DELLA RESINA EPOSSIDICA SOPRA LE CONNESSIONI FILETTATE E <i>INOXPRES</i>	99
FIG. 39 - VERIFICA DELLE PERDITE LOCALIZZATE CON L'AUSILIO DEL CERCAFUGHE.	101
FIG. 40 - ANDAMENTO DELLA PRESSIONE E DELLA TEMPERATURA AMBIENTE DURANTE LA PROVA DI PRESSURIZZAZIONE.	102
FIG. 41 - ANDAMENTO DELLA PRESSIONE E DELLA TEMPERATURA DURANTE LA PROVA DI VUOTO CONDOTTA PER 10 ORE.	102
FIG. 42 - AMPOLLA DI VETRO CONTENENTE R245FA E OLIO LUBRIFICANTE DA MOTORE.	104
FIG. 43 - DETTAGLIO DELL'AMPOLLA CON LA MISCELA DI R245FA E OLIO PRODOTTO DA RIVOIRA (L'OLIO DA MOTORE OCCUPA SEPARATAMENTE LA PARTE SUPERIORE).	104
FIG. 44 - ANDAMENTO DELLA TENSIONE DC IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI DELL'ESPANSORE PER LE PROVE CON ARIA COMPRESSA.	106
FIG. 45 - SCHEMA DI CONNESSIONE DELLA BOMBOLA DI R245FA E DELLA POMPA PER IL RIEMPIMENTO DEL CIRCUITO.	109
FIG. 46 - ANDAMENTO DELLE PRINCIPALI GRANDEZZE DI INTERESSE PER LA PROVA CON LA FREQUENZA DELLA POMPA A 15 Hz.....	114
FIG. 47 - SCHEMA DI RIFERIMENTO PER I PUNTI DEL CICLO TERMODINAMICO.	115
FIG. 48 - DIAGRAMMA T-S PER IL CICLO ORC CON LA VELOCITÀ DELL'ESPANSORE PARI A 2617 RPM.....	117
FIG. 49 - ANDAMENTO DELLA POTENZA EROGATA, TENSIONE E CORRENTE IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI AL MINUTO DELLO <i>SCROLL</i> PER LA PROVA A 15 Hz.	118
FIG. 50 - ANDAMENTO DELLA PORTATA DI R245FA MISURATA E DEL RAPPORTO DI ESPANSIONE ATTRAVERSO LO <i>SCROLL</i> IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI PER LA PROVA A 15 Hz.	119
FIG. 51 - ANDAMENTO DELLE CORRENTE IN FUNZIONE DELLA TENSIONE DC PER LA PROVA A 15 Hz.....	119
FIG. 52 - CURVE DI RENDIMENTO IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI.	121
FIG. 53 - ANDAMENTO DELLA POTENZA EROGATA E DELLA PORTATA IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI AL MINUTO DELLO <i>SCROLL</i> PER LA PROVA A 5, 15 E 25 Hz. ...	124
FIG. 54 - ANDAMENTO DELLE CORRENTE IN FUNZIONE DELLA TENSIONE DC PER LE PROVE A 5, 15, 25 Hz.	125
FIG. 55 - CURVE DI RENDIMENTO PER LE PROVE CON LA POMPA ALIMENTATA A 5, 15 E 25 HZ.	126

FIG. 56 - CURVE DI RENDIMENTO TOTALE E RPM DELL'ESPANSORE IN FUNZIONE DEL CARICO RESISTIVO APPLICATO.	127
FIG. 57 - CURVE DI RENDIMENTO PER LE PROVE CON LA POMPA ALIMENTATA A 5, 15, 25 E 30 Hz E CON IL CARICO DI 1 Ω APPLICATO ALL'ESPANSORE.	129
FIG. 58 - ANDAMENTO DELLA POTENZA EROGATA E DEL RENDIMENTO TOTALE IN FUNZIONE DEL NUMERO DI GIRI AL MINUTO DELLO <i>SCROLL</i> PER LE PROVE A 15 Hz, CON TEMPERATURE MASSIMA PARI A 135 E 155°C.	131

Elenco delle Tabelle

TAB. 1 - CONFRONTO TRA ALCUNI FLUIDI ORGANICI DI RIFERIMENTO.	28
TAB. 2 - CARATTERISTICHE PRINCIPALI DEGLI ESPANSORI IMPIEGATI NEGLI ORC IN AMBITO DI RICERCA.	33
TAB. 3 - AZIENDE CHE PROPONGONO IMPIANTI DI ORC DI PICCOLA TAGLIA.....	40
TAB. 4 - PROPRIETÀ DEL FLUIDO ORGANICO R245FA SCELTO PER IL MODELLO TERMODINAMICO.	42
TAB. 5 - VALORI DELLE GRANDEZZE CARATTERISTICHE IN USCITA DAL MODELLO DELL'ORC.	55
TAB. 6 - GRANDEZZE COSTANTI PER LO STUDIO PARAMETRICO AL VARIARE DELLA TEMPERATURA MASSIMA DEL CICLO TERMODINAMICO.	57
TAB. 7 - ANALISI PARAMETRICA AL VARIARE DELLA TEMPERATURA MASSIMA DEL CICLO TERMODINAMICO.	58
TAB. 8 - GRANDEZZE COSTANTI PER LO STUDIO PARAMETRICO AL VARIARE DEL RAPPORTO TRA LE PRESSIONI DEL CICLO TERMODINAMICO.	59
TAB. 9 - ANALISI PARAMETRICA AL VARIARE DEL RAPPORTO TRA LE PRESSIONI MASSIMA E MINIMA DEL CICLO TERMODINAMICO.	59
TAB. 10 - GRANDEZZE COSTANTI PER LO STUDIO PARAMETRICO AL VARIARE DEL NUMERO DI GIRI AL MINUTO DELL'ESPANSORE.	60
TAB. 11 - ANALISI PARAMETRICA AL VARIARE DEL NUMERO DI GIRI AL MINUTO DELL'ESPANSORE.	61
TAB. 12 - ANALISI PARAMETRICA AL VARIARE DELLA TEMPERATURA DEL LIQUIDO IN USCITA DAL RIGENERATORE.	62
TAB. 13 - GRANDEZZE COSTANTI PER LO STUDIO PARAMETRICO AL VARIARE DELLA TEMPERATURA DI CONDENSAZIONE DEL CICLO TERMODINAMICO.	63
TAB. 14 - ANALISI PARAMETRICA AL VARIARE DELLA TEMPERATURA DI CONDENSAZIONE DEL CICLO TERMODINAMICO.	63
TAB. 15 - CONDIZIONI AL CONTERNO DI <i>DESIGN</i>	64
TAB. 16 - VALORI CARATTERISTICI PER GLI ORC CON FLUIDI DIVERSI.....	65
TAB. 17 - CARATTERISTICHE DEGLI SCAMBIATORI PROPOSTI DA TECHNOSYSTEM.....	75
TAB. 18 - CARATTERISTICHE DEI SENSORI SCELTI PER IL BANCO.	82
TAB. 19 - ERRORI RELATIVI DELLA CATENA DI MISURA COMPLESSIVA.....	84
TAB. 20 - VALORI DI TEMPERATURA E PRESSIONE NEI PUNTI DEL CICLO TERMODINAMICO AL VARIARE DELLA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DELL'ESPANSORE CON LA POMPA ALIMENTATA A 15 Hz.	115
TAB. 21 - VALORI MEDIATI DELLE GRANDEZZE CARATTERISTICHE PER LA PROVA CON LA POMPA A 15 Hz.	118
TAB. 22 - VALORI DI TEMPERATURA E PRESSIONE NEI PUNTI DEL CICLO TERMODINAMICO AL VARIARE DELLA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DELL'ESPANSORE CON LA POMPA ALIMENTATA A 25 Hz.	122
TAB. 23 - VALORI MEDIATI DELLE GRANDEZZE CARATTERISTICHE PER LA PROVA CON LA POMPA A 25 Hz.	123

TAB. 24 - VALORI MEDI DELLE GRANDEZZE CARATTERISTICHE PER LE PROVE A 5, 15, 25 Hz.	125
TAB. 25 - VALORI DELLE GRANDEZZE CARATTERISTICHE PER LA PROVA CON LA POMPA A 30 HZ CON CARICO RESISTIVO SULL'ESPANSORE DI 1 Ω	128
TAB. 26 - CONFRONTO TRA DATI MEDI CARATTERISTICI DELLE PROVE CON TEMPERATURE MASSIME DI CICLO TERMODINAMICO PARI A 135 E 155°C (ALIMENTAZIONE DELLA POMPA A 15 Hz).	130
TAB. 27 - VALORI DELLE GRANDEZZE CARATTERISTICHE PER LA PROVA A RENDIMENTO TOTALE PIÙ ELEVATO.	135
TAB. 28 - ERRORI ASSOLUTI E PERCENTUALI PER UNA LETTURA DELLA PORTATA IN MASSA RELATIVA AD UNA PROVA A 5 E 25 Hz.	140
TAB. 29 - ERRORI RELATIVI ED ASSOLUTI DELLE GRANDEZZE DERIVATE PER UN PUNTO SIGNIFICATIVO DELLA PROVA A 15 Hz.	143

Glossario

ORC	Organic Rankine Cycle
η_{is}	Rendimento isentropico dell'espansore (modello fisico)
rpm	Giri al minuto dell'espansore
η_{pompa}	Rendimento della pompa
η_{scamb}	Rendimento di scambio termico negli scambiatori di calore
ECO	Economizzatore
EVA	Evaporatore
SH	Surriscaldatore
RIG	Rigeneratore
T	Temperatura [°C]
P	Pressione [bar]
h	Entalpia [kJ/kg]
s	Entropia [kJ/kg°C]
P	Densità [kg/m ³]
x	Titolo
T _{max}	Temperatura massima dell'ORC [°C]
T _{cond}	Temperatura di condensazione dell'ORC (modello fisico) [°C]
T _{rig}	Temperatura del liquido in uscita dal rigeneratore [°C]
β	Rapporto tra le pressioni a monte e a valle dello <i>scroll</i>
E _{pompa;sp}	Energia specifica fornita dalla pompa (modello fisico) [kJ/kg]
W _{pompa}	Potenza della pompa (modello fisico) [kW]
m _{R245fa}	Portata del fluido di lavoro (modello fisico) [kg/s]
m _{vol;R245fa}	Portata volumetrica del fluido di lavoro (modello fisico) [m ³ /s]
W _{scroll;out}	Potenza estraibile dall'espansore (modello fisico) [kW]
Q _{rig}	Potenza termica ceduta al liquido all'interno del rigeneratore (modello fisico) [kW]
Q _{eco,in}	Potenza termica ceduta al fluido all'interno dell'economizzatore (modello fisico) kW]
Q _{eva,in}	Potenza termica ceduta al fluido durante

	l'evaporazione (modello fisico) [kW]
$Q_{sh;in}$	Potenza termica ceduta al fluido durante il surriscaldamento (modello fisico) [kW]
Q_{tot}	Potenza termica totale ceduta al fluido (modello fisico) [kW]
W_u	Potenza utile in uscita dall'ORC al netto della potenza assorbita dalla pompa (modello fisico) [kW]
η_u	Rendimento utile dell'ORC (modello fisico)
Q_{cog}	Potenza termica estraibile al fluido durante la fase di condensazione (modello fisico) [kW]
η_{cog}	Rendimento di cogenerazione dell'ORC
η_{ent}	Rendimento entalpico dell'ORC (test sperimentali)
η_{mec-el}	Rendimento meccanico-elettrico dell'espansore (test sperimentali)
η_{tot}	Rendimento totale dell'ORC (test sperimentali)
T_{scroll_in}	Temperatura del fluido in ingresso all'espansore (test sperimentali) [°C]
T_{scroll_out}	Temperatura del fluido in uscita all'espansore (test sperimentali) [°C]
T_{cond_in}	Temperatura del fluido in ingresso al condensatore (test sperimentali) [°C]
P_{scroll_in}	Pressione del fluido in ingresso all'espansore (test sperimentali) [bar]
P_{scroll_in}	Pressione del fluido in uscita all'espansore (test sperimentali) [bar]
R_{tot}	Carico resistivo totale applicato all'espansore (test sperimentali) [Ω]
Hz pompa	Frequenza di alimentazione della pompa di alimento dell'ORC (test sperimentali)
P_{el}	Potenza elettrica in uscita dall'espansore (test sperimentali) [kW]
Potenza ter.	Potenza termica in ingresso all'ORC (test sperimentali) [kW]
Potenza dis.	Potenza termica dissipata per la condensazione del fluido di lavoro (test sperimentali) [kW]

Sommario

L'integrazione delle risorse naturali disponibili e delle metodologie di conversione dell'energia favorisce lo sviluppo di attività di ricerca su diversi ambiti. Nel presente studio l'attenzione si è focalizzata nell'applicazione di Cicli Rankine con fluidi Organici (ORC) per il fabbisogno di utenze residenziali in configurazione cogenerativa, prevedendo di impiegare l'energia solare e le biomasse come risorsa primaria. L'obiettivo è stato, quindi, quello di verificare la fattibilità di un impianto di micro-generazione (taglia fissata intorno a 3 kW elettrici), progettare e costruire un banco prova dedicato, attraverso cui caratterizzare il funzionamento dei componenti in relazione al fluido di lavoro e alle condizioni al contorno. Sulla base dei dati a disposizione e di alcune caratteristiche attese, è stato preventivamente messo a punto un modello fisico parametrico del sistema, che ha permesso di individuare i *range* di riferimento per le grandezze di interesse e le specifiche per il dimensionamento dei componenti.

Per quanto riguarda la realizzazione del banco prova, nella maggior parte dei casi, sono stati impiegati prodotti di natura commerciale, derivati da settori tecnologici analoghi a quello di indagine, in modo da abbassare i costi di

realizzazione nell'ottica di rendere la tecnologia appetibile per una diffusione su larga scala. Per alcuni componenti, invece, è stata necessaria una progettazione dedicata e delle verifiche preliminari.

Il banco prova ha previsto, inoltre, l'implementazione di un sistema di strumenti specifici per la misura e la gestione dei parametri di controllo e di un software che garantisce, in tempo reale, il monitoraggio dei test sperimentali.

Le prove sono state eseguite fissando alcune condizioni al contorno e variandone altre, in modo da indagare il comportamento dell'elemento responsabile della produzione di energia elettrica e dell'intero ciclo termodinamico.

La definizione di alcuni parametri ha permesso di stimare le prestazioni complessive del sistema che, in termini di potenza utile, ha mostrato buone prospettive per il soddisfacimento del fabbisogno energetico di un'utenza residenziale. Con una temperatura massima del fluido di lavoro di 157°C, sono stati raggiunti stabilmente, infatti, valori superiori a 1,6 kW per quanto riguarda l'energia elettrica prodotta con rendimento di conversione complessivo massimo pari a 9,8%. In condizioni di *off-design* si sono ottenuti valori di picco fino a 2,5 kW elettrici.

Gli aspetti più interessanti che emergono in relazione alla taglia dell'impianto sono legati ai tempi di avvio e di reazione ai carichi parziali che risultano essere piuttosto brevi: ciò si ripercuote nella previsione di un buon

accoppiamento con le sorgenti primarie alternative variabili come quella solare.

Inoltre, dopo la conversione dell'energia posseduta dal fluido di lavoro in energia elettrica, la sua temperatura risulta essere sufficientemente elevata (110-120°C), aprendo così la possibilità di soluzioni impiantistiche per la cogenerazione o la trigenerazione.

1 - Stato dell'arte e generalità sugli ORC

1.1 - La generazione distribuita di energia e le smart grids

Il settore dell'energia ha assunto un ruolo chiave nel panorama mondiale e lo sviluppo delle tecnologie basate sulle risorse rinnovabili ha avuto un grande impulso negli ultimi anni mettendo in luce prospettive e criticità. Nessuna soluzione particolare appare definitiva per coprire tutto il fabbisogno necessario alle attività umane e la strada migliore da percorrere rimane, senza dubbio, quella della riduzione degli consumi non giustificati, dell'efficientamento degli impianti di conversione esistenti e l'integrazione intelligente dei sistemi disponibili, sfruttando al meglio i vantaggi di ognuno.

Oltre alla differenziazione delle fonti di approvvigionamento, è apparsa, negli anni, la tendenza verso una segmentazione anche per quanto riguarda la taglia degli impianti: a fianco della produzione centralizzata dell'ordine delle decine e centinaia di MW, si è affermato lo sviluppo e la diffusione di sistemi di piccola e micro-generazione (<50kWe).

Tale concetto è andato rafforzandosi ulteriormente con la creazione di *smart grids*: queste rappresentano una rivoluzione strutturale e tecnologica verso una rete capillare

composta di sistemi altamente distribuiti e cooperanti, in grado di trasportare energia, gestire informazioni e strumenti di controllo della rete stessa.

Le caratteristiche generali di una *smart grid* dovrebbero quindi essere definite con il fine di [1]:

- facilitare la connessione e l'operatività di generatori elettrici eterogenei di qualunque dimensione e tecnologia;
- fornire ai consumatori strumenti per contribuire ad ottimizzare il funzionamento della rete;
- dare ai consumatori maggior informazione e potere di scelta;
- ridurre significativamente l'impatto ambientale dell'intero sistema energetico;
- aumentare il grado di affidabilità e sicurezza della rete.

Uno degli aspetti chiave consiste nell'evoluzione di una rete sostanzialmente passiva verso uno scambio di flussi energetici bidirezionali; gli svantaggi legati al degrado dell'efficienza di conversione che si riscontra spesso nella riduzione della potenza installata vengono compensati da un utilizzo di sorgenti rinnovabili, integrate in maniera ottimizzata.

La spinta verso una generazione distribuita dell'energia richiede investimenti consistenti e congiunti da parte dei paesi appartenenti all'Unione Europea ed il processo

realizzativo dovrà svilupparsi per *step* successivi, affiancandosi gradualmente al sistema esistente.

Tale adeguamento si colloca in un contesto favorevole a causa del fatto che le principali reti di trasmissione europee risultano in esercizio da più di 50 anni e richiedono comunque interventi di ammodernamento.

I vantaggi che derivano dalle strategie volte a favorire lo sviluppo delle tecnologie di produzione distribuita dell'energia sono molteplici e legati ad aspetti economici oltre che tecnici. Innanzitutto si può affermare che, riguardo alla gestione della richiesta variabile di energia, l'introduzione di utenze "intelligenti" in grado di variare il proprio assorbimento in funzione delle esigenze simultanee della rete favorisca un calo dei picchi di assorbimento ("*peak shaving*"). La capacità di variazione del carico in tempi brevi rappresenta, inoltre, un aspetto critico degli impianti di generazione tradizionali (escluse le TG in ciclo semplice) a causa delle elevate inerzie termiche e dei tempi tecnici di transitorio richiesti, favorendo invece la diffusione di sistemi di piccola taglia che non risentono di tali problemi.

L'elasticità introdotta dagli impianti di questo tipo si ripercuote anche nell'esercizio in sicurezza dell'intero sistema: l'interfaccia bidirezionale generatori-utenti e la predisposizione di soluzioni da attivare in fasi di emergenza consente di accedere rapidamente a riserve programmate in caso di guasti sulle linee di interconnessione o sulle grandi centrali.

Un'ulteriore aspetto riguarda la penetrazione delle risorse rinnovabili: infatti, se da un lato queste, per la scarsa intensità di energia posseduta non possono essere convenientemente impiegate in impianti di taglia comparabile con quella delle tecnologie alimentate ad energia fossile, dall'altro lato la loro presenza diffusa sul territorio (si pensi ad esempio alla fonte solare, eolica o da biomassa), le valorizza localmente in combinazione con sistemi di integrazione o di accumulo.

Nel caso in cui l'utenza sia localizzata nei pressi della generazione si riducono, inoltre, le perdite proprie della struttura di distribuzione.

Attraverso il sistema di monitoraggio necessario al corretto funzionamento delle *smart grid*, è possibile, infine, avere una lettura istantanea e puntuale dei consumi delle utenze e quindi intervenire, attraverso dei modelli previsionali, sullo sfasamento temporale delle richieste per ottenere una domanda complessivamente più equilibrata.

Molte sono le barriere tecniche da superare per l'implementazione dei sistemi integrati di produzione dell'energia ma le difficoltà sorgono anche a livello legislativo: è richiesto, infatti, un sostanziale rinnovamento delle normative, soprattutto per quelle che riguardano gli utenti finali. Questi, in genere, offrono una certa resistenza al cambiamento, specialmente se volto verso una sorta di complicazione, ed è necessario prevedere, oltre un processo di sensibilizzazione e di educazione all'utilizzo responsabile

della rete e delle risorse disponibili, anche un sistema di gestione semplice ed automatizzato tale da non richiedere un intervento impegnativo dell'utente [2].

La micro-generazione di energia elettrica si adatta, in particolare, al fabbisogno di utenze residenziali singole o modulari. In ambito domestico, inoltre, risulta essere molto interessante anche l'aspetto cogenerativo a causa del bisogno di potenza termica per il riscaldamento e l'acqua sanitaria. Questo settore, nel caso in cui si riuscisse a configurare degli impianti concorrenziali a livello commerciale, potrebbe effettivamente dare un grande impulso allo sviluppo di sistemi per la produzione distribuita ed integrata di energia elettrica e termica.

Una delle tecnologie disponibili, matura anche se non ancora molto diffusa commercialmente, è quella dei Cicli Rankine con fluidi Organici (ORC), che rappresentano l'oggetto di questo studio. In particolare, è stata individuata, una prospettiva di impiego in abbinamento con piccoli sistemi solari a concentrazione (con *back-up burner* ausiliario). Scegliendo opportunamente le condizioni di lavoro del ciclo termodinamico in funzione della natura della sorgente superiore, si suppone di poter configurare un impianto capace di erogare una potenza elettrica obiettivo di 3 kW, con la possibilità sottoporre un recupero di calore con una sorgente inferiore, attraverso cui soddisfare anche una parte del fabbisogno termico. La taglia ridotta del sistema

agevola anche la gestione dei carichi variabili, caratteristici di un'utenza domestica.

1.2 - Il Ciclo Rankine per fluidi Organici

Il ciclo Rankine a vapore d'acqua rappresenta il processo termodinamico più impiegato per la produzione di energia elettrica su scala mondiale. Le sue caratteristiche principali sono ormai conoscenza nota.

L'applicazione dei fluidi organici per la realizzazione delle le trasformazioni di un ciclo Rankine non ne alterano gli aspetti fondamentali se non nei *range* delle grandezze di riferimento. Facendo riferimento alla Fig. 1 si mostra un circuito chiuso in cui il fluido di lavoro, sotto forma di liquido, viene fatto circolare da una pompa di alimento (incrementando la sua pressione lungo la trasformazione 1-2) che lo spinge verso una serie di scambiatori di calore.

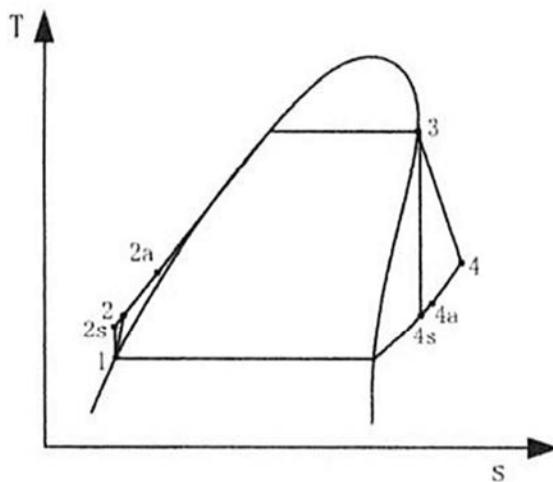
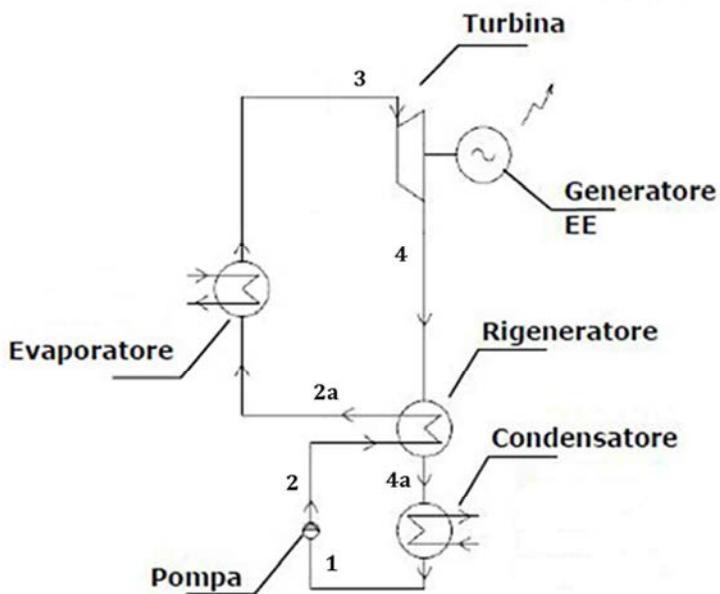


Fig. 1 - Schema e diagramma Temperatura-entropia di un ciclo Rankine a fluidi organici.

Il primo è il rigeneratore, responsabile di un recupero interno di energia che, dal vapore, viene ceduta al liquido preriscaldandolo prima dell'ingresso nell'evaporatore (trasformazione 2-2a). Qui avviene il contatto termico con la sorgente superiore disponibile ed il cambiamento di fase fino al raggiungimento della condizione di massima entalpia (trasformazione 2a-3). A questo punto il vapore saturo, o leggermente surriscaldato, arriva ad un espansore, in cui cede parte della sua energia sotto forma di lavoro meccanico agli organi rotorici (tratto 3-4) diminuendo temperatura e pressione. Ovviamente questo processo non è isentropico e la trasformazione si discosta da quella ideale (3-4a) a causa di fenomeni irreversibili. Poiché i fluidi organici presentano, nella maggior parte dei casi, la caratteristica di possedere una curva di saturazione con pendenza positiva nel lato vapore, l'espansione termina senza la possibilità di formazione di liquido. Questo fenomeno consente di avere un'ulteriore frazione di energia da sfruttare in cascata alla parte alta del ciclo termodinamico e permette di introdurre lo scambiatore di calore interno (rigeneratore) che avvicina il vapore alle condizioni di saturazione lungo una trasformazione isobara (a meno delle perdite di pressione introdotte dai componenti del circuito, tratto 4-4a).

Infine, il fluido entra nel condensatore dove cede la restante energia ad una sorgente inferiore fino a tornare alle condizioni di partenza in ingresso alla pompa.

1.3 - Valutazioni sui fluidi organici

I fluidi impiegati per gli ORC possono essere di diversa natura e composizione [3]. In riferimento a ([4]-[11]) le sostanze potenzialmente idonee appartengono alle seguenti famiglie:

- Idrocarburi (HC)
- Idrofluorocarburi (HFC);
- Idroclorofluorocarburi (HCFC);
- Clorofluorocarburi (CFC);
- Perfluorocarburi (PFC);
- Silossani;
- Alcool;
- Aldeidi;
- Eteri;
- Idrofluoroeteri (HFE);
- Miscele di fluidi diversi.

Osservando le curve di saturazione relative ad alcuni fluidi organici (Fig. 2), rispetto a quella dell'acqua, si possono dedurre alcuni vantaggi introdotti dall'impiego dei primi.

Innanzitutto la trasformazione di evaporazione può avvenire a valori di temperatura e pressione più bassa.

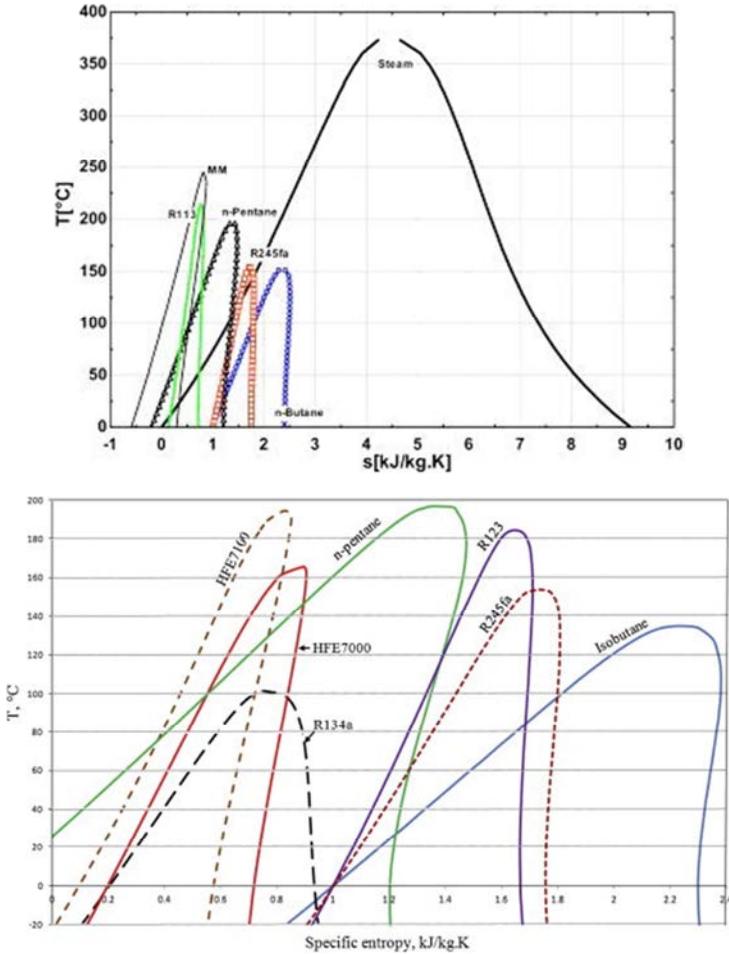


Fig. 2 - Curve di saturazione per l'acqua ed alcuni fluidi organici più comuni [3].

Questo ha un forte impatto sulla tipologia e la qualità della sorgente superiore facilitando l'impiego di fonti a basso contenuto energetico. Anche a livello impiantistico si ottengono delle semplificazioni, con la possibilità di far riferimento a norme di sicurezza meno stringenti.

Sempre in relazione alle temperature massima raggiungibile, rispetto a quella di condensazione, si sottolinea come si ottengano rapporti di espansione limitati e che quindi si possano utilizzare macchine con sviluppo ridotto (ad esempio turbine monostadio [12]).

Altre considerazioni possono essere fatte per quanto riguarda altre proprietà fisiche di interesse:

- Calore latente di vaporizzazione: ad esso sono legate le irreversibilità dello scambio termico soprattutto in accoppiamento con la sorgente superiore. Un basso valore di questo parametro consente un avvicinamento delle curve di temperatura caratteristiche della trasformazione e favorisce la diminuzione delle inefficienze complessive [13] (Fig. 3).

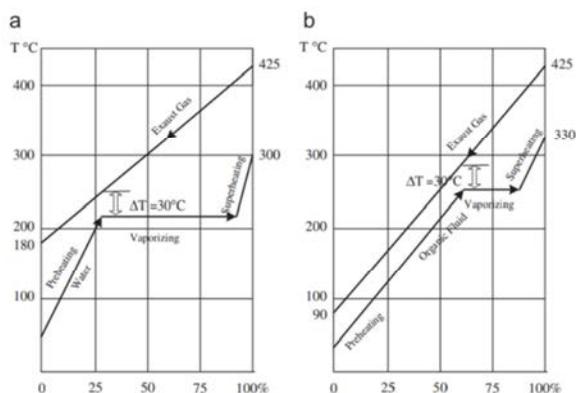


Fig. 3 - curve di temperatura per lo scambio termico per valori diversi del calore latente di vaporizzazione [13].

- Densità: questa grandezza ha un'influenza importante sulle prestazioni di un impianto perché

determina la portata in massa del circuito. Minori densità comportano un aumento della portata volumetrica (per ottenere lo stesso effetto utile) con il conseguente aumento delle perdite di pressione, concentrate soprattutto negli scambiatori.

- Viscosità e conducibilità termica: è facilmente intuibile come la prima grandezza dovrebbe essere contenuta per contribuire a ridurre le perdite di pressione nei condotti ed attraverso i componenti, mentre valori elevati della seconda favoriscono la riduzione delle superfici degli scambiatori di calore.

In Tab. 1 si riporta, in breve, un confronto tra le sostanze di maggior interesse.

Tab. 1 - Confronto tra alcuni fluidi organici di riferimento.

Idrocarburi	- Buone proprietà termodinamiche - Problemi di Infiammabilità
Perfluorocarburi	- Inerte e stabile - Alta complessità molecolare - Proprietà termodinamiche non ottime
Silossani	- Buone proprietà fisiche e termiche - Bassa tossicità e infiammabilità
Idrofluorocarburi	- Impatto ambientale nullo
Eteri	- Problemi di infiammabilità e tossicità - Proprietà termodinamiche non ottime
Alcool	- Infiammabilità - Proprietà termodinamiche non ottime - Solubili in acqua

Si può affermare come non ci sia un fluido più performante in assoluto e le numerose pubblicazioni scientifiche confermano la necessità di valutare

attentamente le condizioni al contorno per la scelta della configurazione ottimale. Uno dei vincoli più stringenti è l'intervallo di temperatura a cui il ciclo termodinamico si stabilisce e soprattutto la temperatura massima della sorgente superiore disponibile. Ad esempio è importante che il fluido mantenga nel tempo una buona stabilità chimica in tutto il *range* di funzionamento ed è preferibile non avvicinarsi troppo al punto triplo dove si hanno repentine variazioni di pressione per piccole oscillazioni della temperatura.

Anche la possibilità di inserire macchine diverse responsabili dell'espansione suggerisce l'impiego di una sostanza rispetto ad un'altra: in questo caso giocano un ruolo fondamentale i rapporti di pressione smaltibili, i regimi di velocità del fluido che si instaurano durante la trasformazione in funzione delle portate (con condizioni più o meno vicine a quelle soniche) e la forma specifica delle geometrie (volumi interni e caratteristiche dettate da scelte costruttive).

Partendo da queste considerazioni e dall'analisi dello stato dell'arte, in [14] è stata realizzata una mappa che divide i fluidi di interesse in base alla temperatura di evaporazione più indicata ed al tipo di espansore: in alto sono state raccolti gli esempi che prevedono l'applicazione di *scroll*, per passare in basso ad espansori a vite e turbine radiali.

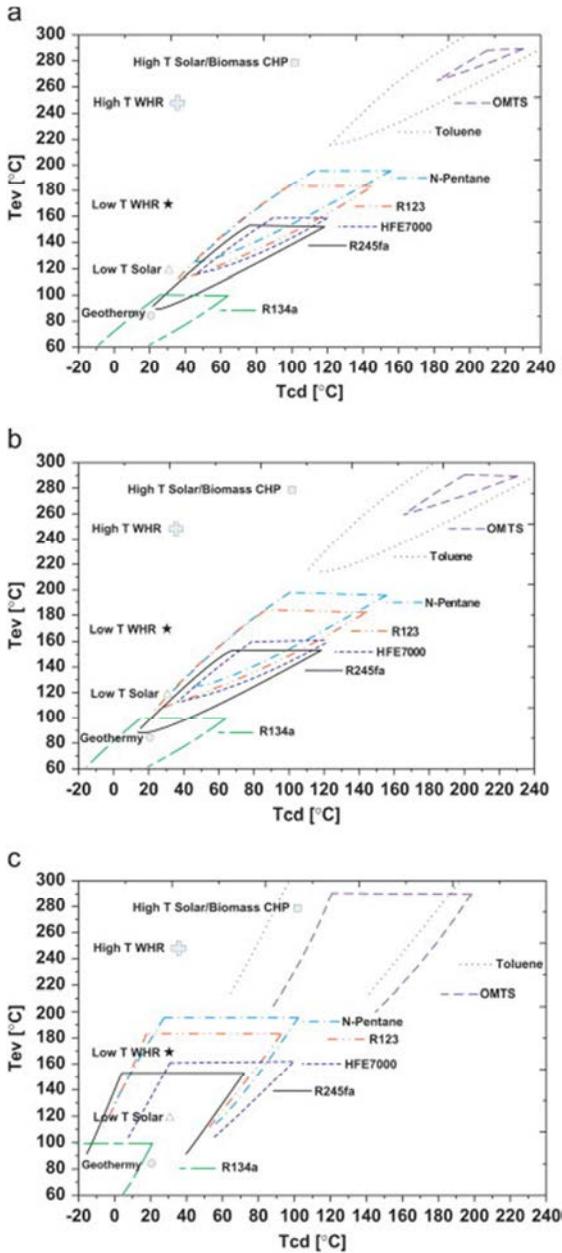


Fig. 4 - Campi di impiego per diversi ORC operanti con: (a) espansori scroll, (b) espansori a vite, (c) turbine radiali [14].

Analogamente, ma implementando un modello termico che valuta le condizioni di miglior funzionamento in relazione all'efficienza termica ed alla distruzione di exergia, anche in [15] è stato indicato un possibile ordine per alcuni fluidi di lavoro (Fig. 5).

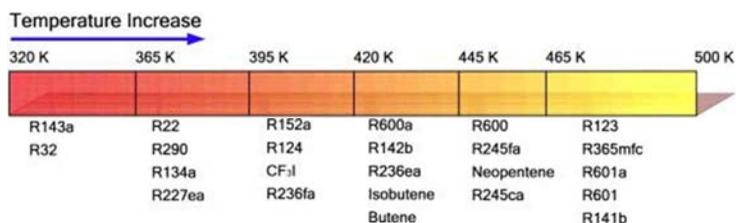


Fig. 5 - Indicazione sulla tipologia di fluido organico da ottimale in funzione della temperatura massima del ciclo termodinamico [15].

Riepilogando, la scelta della specifica soluzione ottimale deve essere raggiunta attraverso considerazioni di carattere termodinamico, a cui devono seguire altre valutazioni legate alla sicurezza, alla reperibilità ed al costo delle sostanze (Fig. 6).

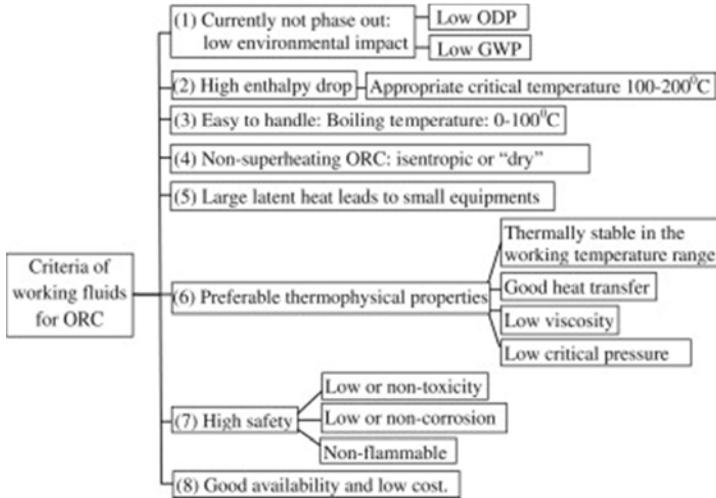


Fig. 6 - Criteri per la scelta del fluido organico [16].

1.4 - Macchine motrici per ORC

Insieme alla scelta del fluido organico di lavoro, quella dell'espansore è sicuramente la più importante. Esso è responsabile, infatti, dell'estrazione dell'energia posseduta dal fluido e della trasformazione finale in energia elettrica (tramite accoppiamento con un alternatore). La macchina, quindi, deve garantire un'efficienza di conversione complessivamente elevata. Molte soluzioni sono state oggetto di studi ed applicazioni: in Tab. 2 si riporta un riassunto dello stato dell'arte della ricerca indicando anche il fluido di lavoro, il rendimento isentropico, la potenza estratta, la velocità di rotazione ed il rapporto di espansione β .

Tab. 2 - Caratteristiche principali degli espansori impiegati negli ORC in ambito di ricerca.

	Espansore	Fluido	Rendimento is. %	Potenza (kW)	rpm	β
Yamamoto et al. [17]	Turbina centripeta	R123	48	0,15	17000	-
Nguyen et al. [18]	Turbina centripeta	n-pentane	49,8	1,44	65000	3,45
Yagoub et al. [19]	Turbina centripeta	HFE-301 n-pentane	85 40	1,50 1,50	60000 60000	1,1 1,3
Inoue et al. [20]	Turbina centripeta	TFE	70-85	5 10	15000 30000	4,8
Kang et al. [21]	Turbina centripeta	R245fa	78,7	32,7	63000	4,11
Pei et al. [22]	Turbina centripeta	R123	65	1,36	24000	5,2
Li et al. [23]	Turbina centripeta	R123	68	2,4	40000	6,3
Zanelli et al. [24]	Scroll	R134a	63 65	1-3,5	2400 3600	2,4 4
Mathias et al. [25]	Scroll	R123	67 81 83	1,2 1,38 1,75	3670	8,8 5,5 3,1
Peterson et al. [26]	Scroll	R123	45 50	0,4 0,24	600 1400	3,28 3,87
Wang et al.	Scroll	R134a	70 77	0,5 0,8	1015 3670	2,65 4,84
Saitoh et al. [28]	Scroll	R113	65	0-0,46	1800-4800	-
Manolakos et al. [29]	Scroll	R134a	10-65	0,35-2	300-390	-
Lemort et al. [30] [31]	Scroll	R123 R245fa	42,5-67 45-71	0,4-1,8 0,2-2	1771-2660	2,75-5,4 2-5,7
Brasz et al. [32]	A vite	R113	48 76	6 15,5	1300 3600	2,11
Mohd et al. [33]	A palette	R245fa	43 48	0,025 0,032	2200 3000	21,54 24,1
Qiu et al. [34]	A palette	HFE7000	52 55	1,66 1,7-2	841 860	2,06 2,09-5

Si nota come le turbine centripete presentino dei regimi di rotazione molto elevati rispetto a *scroll* ed espansori a palette ma abbiano tendenzialmente un rendimento isentropico maggiore.

Per quanto riguarda gli impianti ORC per la micro-generazione, si afferma che, per la semplicità di realizzazione e conduzione, le macchine volumetriche siano più indicate. Queste ultime risultano essere anche più affidabili in presenza di fluido in zona bifasica, situazione che può verificarsi in regimi transitori (raramente nelle ultime fasi dell'espansione).

1.4.1 -Espansore scroll

L'espansore *scroll* è una delle macchine più diffuse a livello di ricerca. I suoi vantaggi principali sono la relativa semplicità dei componenti che si riflette in un costo contenuto e la possibilità di ottenere rapporti volumetrici di espansione elevati con configurazioni compatte.

Il principio di funzionamento dello *scroll* consiste nel far avvenire l'espansione di una sacca di vapore attraverso il volume formato tra due spirali concentriche aventi lo stesso sviluppo ma sfasate di 180° . Una delle due spirali è fissa, mentre l'altra orbita con una certa eccentricità rispetto alla prima. La Fig. 7 mostra il ciclo di espansione del fluido: questo entra assialmente tramite un condotto posto al centro della geometria e spinge il rotore spostandosi lungo la spirale verso l'esterno in direzione radiale. Il volume spaziato tende conseguentemente ad aumentare generando l'espansione e la cessione dell'energia cinetica posseduta. La

trasformazione termina quando il fluido raggiunge la parte più esterna delle spirali ed esce dalla luce di scarico.

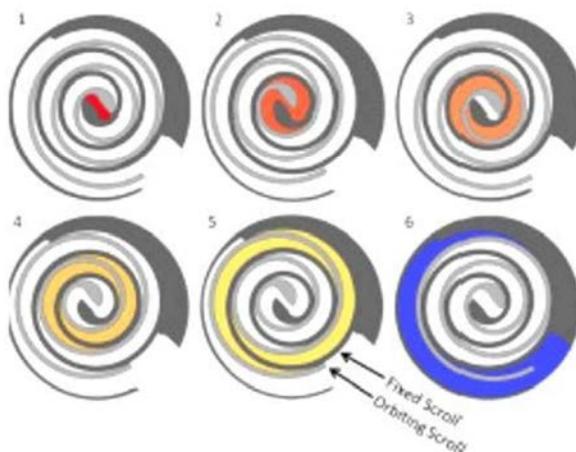


Fig. 7 - Principio di funzionamento dello scroll.

Il rendimento isentropico che si ottiene varia molto in funzione del fluido di lavoro e dalle condizioni al contorno (10-83%), così come il rapporto che si può instaurare tra le pressioni in ingresso ed in uscita (2-5,7).

In [35] è stato dimostrato come sia possibile modificare un compressore di tipo *scroll* per ottenere un espansore da circa 1kW in grado di operare con un rendimento di espansione che mediamente si attesta intorno al 72,2% e non varia in maniera molto significativa con la portata (Fig. 8).

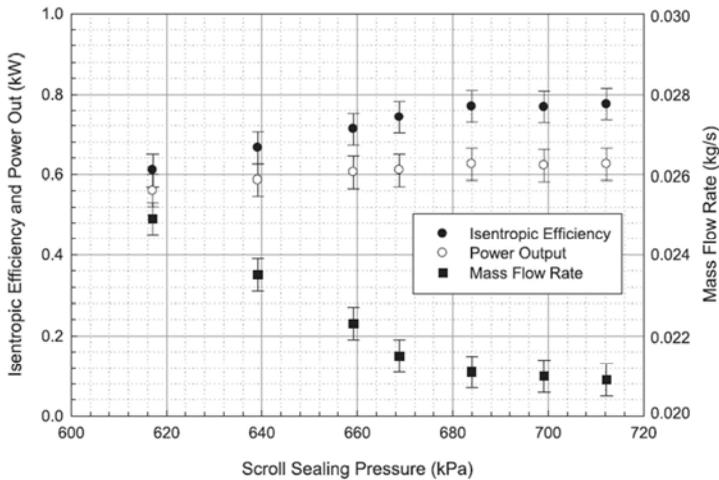


Fig. 8 - Risultati di uno studio sperimentale su uno scroll con rendimento di espansione maggiore di 0,6 al variare della pressione di scarico [35].

1.4.2 - Turbine radiali/assiali

Questo genere di macchine ha subito nel corso degli anni un consolidato processo di ottimizzazione da cui ne derivano una buona robustezza e rendimenti elevati. Sono generalmente utilizzate per sistemi con potenze elettriche maggiori di 50 kWe: al di sotto di tale valore le prestazioni tendono a deteriorarsi. Inoltre, le turbine di piccole dimensioni sono molto costose ed operano a velocità di rotazione relativamente elevate (> 1500 rpm). Per questo richiedono l'ausilio di un riduttore per essere accoppiate ad un generatore di corrente elettrica, componente che fa diminuire ulteriormente il rendimento globale di conversione. Ai fini di ricerca sono state progettate e sviluppate turbomacchine specifiche per applicazioni ORC.

Ad esempio in [36] viene descritta una macchina sviluppata per un sistema cogenerativo che lavora con R123, è caratterizzata da una velocità di rotazione di 60000 rpm con una potenza di *output* di 3,5 kWe (Fig. 9).

Anche in [37] è stato dimostrato che l'utilizzo di questo genere di turbine, e specialmente in assetto assiali multistadio, permette di ottenere efficiente isentropiche dell'80% con potenze intorno a 3 kW.

Naturalmente l'utilizzo di tali soluzioni studiate ad hoc, aumenta enormemente i costi dell'impianto.

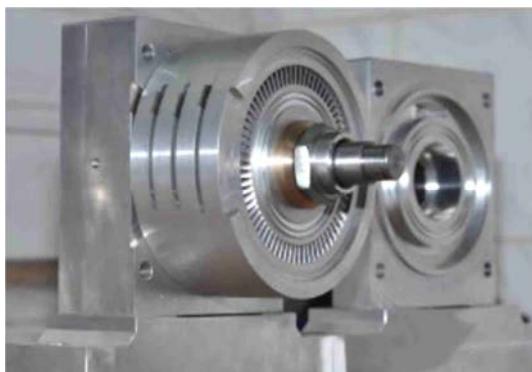


Fig. 9 - Microturbina assiale specifica per ORC [37].

1.4.3 -Espansore a palette

Gli espansori a palette rappresentano un'altra tipologia di macchine interessanti per l'applicazione negli ORC di piccola taglia, per le caratteristiche simili agli *scroll*. Al loro interno, ruota eccentricamente un tamburo sul quale sono realizzate delle cave che fungono da sede per delle palette

mobili. Queste, si spostano radialmente per effetto della forza centrifuga e delle molle con cui sono generalmente vincolate al centro, garantendo la tenuta con la cassa esterna. Il movimento eccentrico genera la variazione di volume che permette la trasformazione del fluido che lo attraversa. Variando la posizione reciproca di tamburo e cassa è possibile imporre portate e rapporti di espansione diversi.

I principali vantaggi di queste macchine sono legati all'assenza di valvole e alla semplicità costruttiva alla quale si associa un basso costo. Il problema principale degli espansori a palette in commercio è che non sono stati ottimizzati per lavorare con fluidi organici ed il punto debole è rappresentato soprattutto dalle tenute.

Ad esempio in [38] si riporta un'attività sperimentale che ha permesso di raggiungere, con pressioni massime di circa 7 bar, efficienze di espansione del 50% con 1 kWe di potenza prodotta.

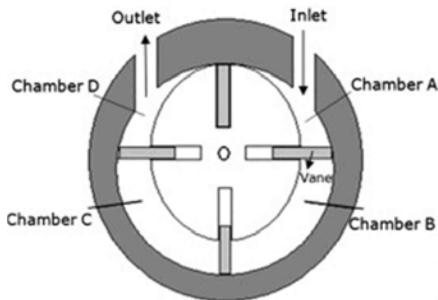


Fig. 10 - Principio di funzionamento di un espansore a palette [38].

1.4.4 -Impianti commerciali di piccola taglia

Le tecnologia ORC è ormai matura a livello industriale anche se gli impianti funzionanti non sono ancora molto diffusi. Alcune aziende (come GE e Turboden) propongono soluzioni nell'ordine delle centinaia di kilowatt elettrici ottenibili attraverso il recupero di calore industriale di scarto (Fig. 11). Limitata è, invece, l'offerta di sistemi scalati verso taglie ridotte (<50 kW) e le informazioni su di essi.



Fig. 11 - Sistema Clean Cycle 125 della GE da 125 kWe.

La Infinity Turbine è una delle poche società che propone un impianto di dimensioni relativamente contenute: l'IT10 viene venduto per una potenza elettrica di 10 kWe con un'efficienza complessiva variabile tra 64 e 74% (Fig. 12).

Anche in questo caso si tratta di un'applicazione per il recupero di calore di scarto; gli aspetti più interessanti sono

la compattezza, l'impiego di una turbina radiale ad azione e la capacità di operare con una differenza di temperatura tra le sorgenti inferiore e superiore pari a 50°C.

Le proposte di altre aziende, per la verità poco documentate, sono riportate in Tab. 3.



Fig. 12 - Modello IT10 della Infinity Turbine.

Tab. 3 - Aziende che propongono impianti di ORC di piccola taglia.

Produttore	Espansore	Potenza
Conpower	Turbina	13-37 kWe
Green Energy Australasia	Turbina	10 kWe
Eneftch	Scroll	5 kWe o 10 kWe
Freepower	Scroll	6 kWe

2 - Modello fisico dell'ORC

L'analisi dello stato dell'arte sui impianti ORC di tipo prototipale e commerciale ha permesso di rafforzare le convinzioni sulla potenzialità di questa tecnologia e comprendere i *range* delle principali grandezze fisiche di interesse. Per approfondire questi aspetti è stato implementato un apposito modello termodinamico. L'obiettivo è stato quello di definire uno strumento di indagine parametrica attraverso cui impostare diverse configurazioni possibili di un sistema di questo tipo e valutarne il comportamento in regime statico per determinate condizioni al contorno.

Il modello, realizzato con il software EES, si basa sulla compilazione delle equazioni di bilancio energetico e di conservazione della massa all'interno dei componenti caratteristici, rappresentati da scambiatori di calore, pompa di alimento e macchina espansore. Per ognuno di essi sono state individuate le grandezze di input, ipotizzate alcune proprietà ricavando di conseguenza i dati incogniti.

Le simulazioni hanno consentito di valutare nel dettaglio la "mappa fisica" dei punti del ciclo termodinamico a fluido organico e quindi di dimensionare i vari componenti con cui realizzare in seguito il banco prova.

2.1 - Definizione degli input

Il primo passo per la compilazione del modello è stato fissare il fluido di lavoro e la tipologia di macchina impiegata per estrarre energia utile da esso. Il sistema in esame è stato pensato per ricevere energia attraverso un sistema di concentrazione solare di piccola taglia con un eventuale *back-up burner* a biomassa. Per questi sistemi si può ipotizzare una potenza disponibile ad un livello di temperatura intorno ai 180°C.

Sulla base di questo dato e delle considerazioni riportate nel par. 1.3, in relazione anche alla disponibilità ed al costo, si è deciso di prendere come riferimento l'R245fa di cui si riportano le principali caratteristiche in Tab. 4.

Tab. 4 - Proprietà del Fluido organico R245fa scelto per il modello termodinamico.

Properties of HFC-245fa

Chemical Name	1,1,1,3,3-pentafluoropropane
Molecular Formula	CF ₃ CH ₂ CHF ₂
Molecular Weight	134
Flammability Limits in Air @ 1atm** (vol.%)	None
Flash Point *	None
Water Solubility in HFC-245fa	1600 ppm
ASHRAE Safety Group Classification	B1

*Flashpoint by ASTM D 3828-87; ASTM D1310-95

**Flame Limits measured at ambient temperature and pressure using ASTM E681-85 with electrically heated match ignition, spark ignition and fused wire ignition; ambient air.

Standard International Units*	
Boiling Point °C @ 1.01 bar	15.3
Freezing Point °C @ 1.01 bar	<-107
Critical Temperature** (°C)	154.05
Critical Pressure** (bar)	36.4
Critical Density** (kg/m ³)	517
Vapor Density @ Boiling Point (kg/m ³)	5.921
Liquid Density (kg/m ³)	1339
Liquid Heat Capacity (kJ/kg K)	1.36
Vapor Heat Capacity @ constant pressure, 1.01 bar (kJ/kg K)	0.8931
Heat of Vaporization at Boiling Point (kJ/kg)	196.7
Liquid Thermal Conductivity (W/m K)	0.081
Vapor Thermal Conductivity (W/m K)	0.0125
Liquid Viscosity (mPa s)	402.7
Vapor Viscosity (mPa s)	10.3

*Properties at 25 °C unless noted otherwise

**NIST Refprop v 7.0

Di seguito, come verrà ampiamente spiegato nel par. 3.1, è stata avviata una collaborazione con l'azienda Sanden che ha fornito un compressore *scroll* dotato di opportune modifiche. I dati disponibili di interesse a questo *step* di indagine sono:

- Numero di giri al minuto di *design*: 6000 rpm;
- Cilindrata: 14,8 cm³;
- Pressione sopportata in ingresso in fase di espansione: maggiore di 30 bar;
- Rendimento di espansione isentropico η_{is} riferito ad alcune prove eseguite in funzionamento invertito: 0,44÷0,56 (da 1000 a 6000 rpm) con un massimo di 0,63 come riportato nel diagramma di Fig. 13.

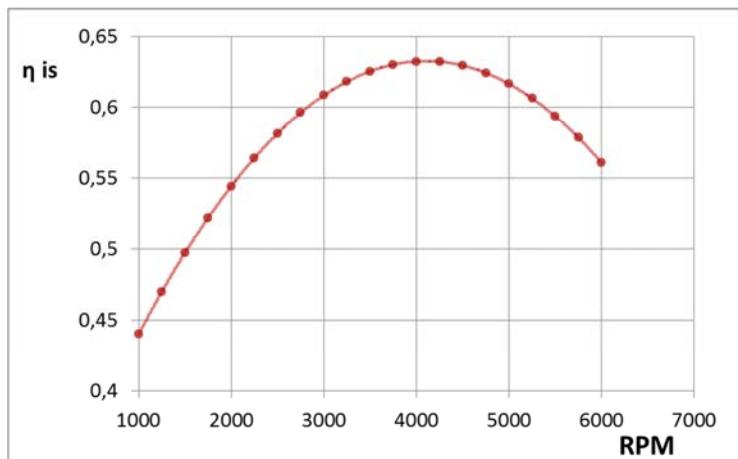


Fig. 13 - Curva di rendimento di espansione in funzione del numero di giri fornito dal costruttore dello *scroll*.

Per la modellazione della pompa si è fatto riferimento, invece, ad un'altra azienda (Marzocchi pompe) con cui è

stato aperto un confronto per la scelta di una macchina idonea. In questo caso il mercato di riferimento è stato quello delle pompe ad ingranaggi che hanno vasti *range* di pressione di esercizio ed un'efficienza η_{pompa} di 0,8075 [40].

Il ciclo termodinamico si basa sullo scambio termico tra fluidi diversi: l'acqua come sorgente superiore ed inferiore ed il fluido organico. Uno degli aspetti più importanti della simulazione numerica è quello di individuare le potenze termiche trasferite nei vari punti del ciclo termodinamico in modo da prevedere la taglia degli scambiatori di calore. Cautelativamente è stato assegnato un coefficiente di scambio termico η_{scamb} pari a 0,85.

2.2 - Analisi delle condizioni di design

Il modello fisico del sistema ORC è stato impostato facendo riferimento allo schema di Fig. 14.

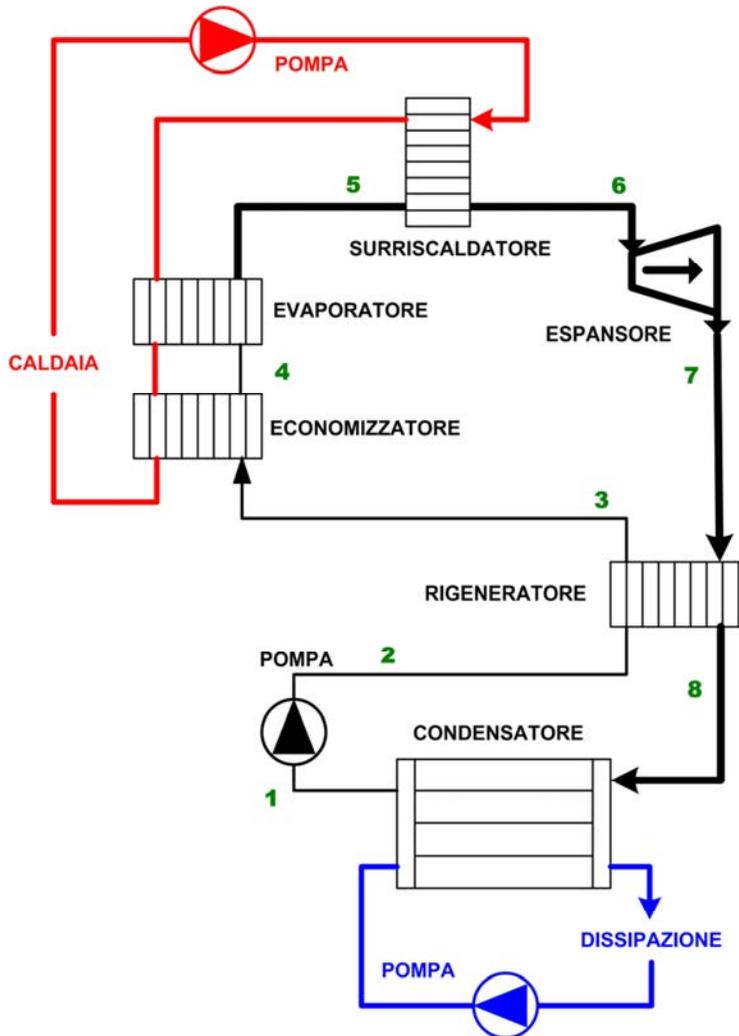


Fig. 14 - Schema del modello termodinamico dell'ORC.

In esso si evidenzia l'inizio del ciclo termodinamico all'ingresso della pompa di alimento ed il passaggio del fluido di lavoro attraverso una serie di scambiatori. Il primo (rigeneratore) ha lo scopo di utilizzare parte dell'energia

posseduta dal vapore in uscita dall'espansore per preriscaldare il liquido messo in circolazione. In questo punto è stato ipotizzato che il recupero sia tale da innalzare la sua temperatura T_{rig} fino a 90°C (punto 3). Di seguito, l'economizzatore lo porta alle condizioni di saturazione mentre l'evaporatore ed il surriscaldatore terminano la fase di cessione di calore fino al raggiungimento della temperatura massima. E' importante sottolineare come la presenza di tutte le trasformazioni parziali (punti 4, 5, 6) sia solo una divisione schematica del ciclo termodinamico e, ad esse, non deve necessariamente corrispondere lo stesso numero di componenti impiantistici. Il banco prova, infatti, nell'ottica di realizzare un prototipo pre-industrializzato, dovrebbe rispondere a requisiti di compattezza e limitazione dei costi.

Dopo gli scambiatori di calore si trova l'espansore: questo è stato considerato come una *black-box* in cui il fluido cede energia all'esterno con un fattore riduttivo pari al rendimento isentropico, noto in funzione del numero di giri al minuto. Sapendo la cilindrata, l'imposizione di tale grandezza vincola anche la portata elaborata all'interno, che viene estesa a tutti i tratti del circuito. Non si conosce, invece, la sua relazione con il salto di pressione smaltito: esso dipenderà anche dal funzionamento accoppiato con la pompa di alimento.

Il ciclo termodinamico termina con il passaggio dentro all'ultimo scambiatore (condensatore) che trasforma il

vapore residuo e permette di avere nuovamente liquido all'aspirazione della pompa con un certo grado di sottoraffreddamento (5°C, in modo da evitare possibili fenomeni di cavitazione). La macchina di alimento è stata trattata come componente che fornisce un certo rapporto di pressione (5) partendo dal valore inferiore, a sua volta funzione della temperatura di condensazione T_{cond} (impostata a 60°C). La presenza di energia a tale livello termico offre la possibilità di cogenerazione in ambito residenziale e la produzione di acqua calda sanitaria.

2.2.1 - Equazioni caratteristiche del modello fisico

Il modello ORC consiste in un sistema di equazioni in cui vengono risolti gli stati termodinamici nei vari elementi del sistema. Le equazioni vengono compilate con l'ausilio di specifiche correlazioni che permettono, in maniera automatica, di risalire ai valori derivati di entalpia, entropia e densità e partendo da quelli noti (di solito temperatura pressione e titolo).

Facendo riferimento sempre alla Fig. 14 sono stati impostati in ordine:

- Temperatura in aspirazione alla pompa:

$$T_1 = T_{cond} - 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{cond} = 60 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

- Pressione [bar] in aspirazione alla pompa pari alla pressione di saturazione alla temperatura di condensazione ed entalpia relativa h [kJ/kg]:

$$P_1 = P_{\text{sat}} (R245fa ; T = T_{\text{cond}})$$

$$h_1 = h (R245fa ; T = T_1 ; P = P_1)$$

- Pressione di mandata della pompa in funzione del salto di pressione (β):

$$\beta = 5$$

$$P_2 = P_1 \cdot \beta$$

- Energia specifica ($E_{\text{pompa;sp}}$ [kJ/kg]) e potenza da fornire (W_{pompa} [kW]) in funzione della densità ρ , del rendimento della pompa, dell'entalpia nel condotto di mandata e della portata in massa del fluido di lavoro (m_{R245fa} [kg/s]):

$$E_{\text{pompa;sp}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho_1}$$

$$\eta_{\text{pompa}} = 0,8075$$

$$W_{\text{pompa}} = \frac{E_{\text{pompa;sp}}}{\eta_{\text{pompa}}} \cdot m_{\text{R245fa}}$$

$$h_2 = h_1 + E_{\text{pompa;sp}}$$

- Temperatura del liquido in uscita dal rigeneratore (ingresso economizzatore) ed entalpia associata:

$$T_3 = 90 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_3 = P_2$$

$$h_3 = h(\text{R245fa}; P=P_3; T=T_3)$$

- Temperatura ed entalpia in uscita all'economizzatore (ingresso all'evaporatore) imponendo le condizioni di liquido saturo (titolo x nullo):

$$P_4 = P_3$$

$$x_4 = 0$$

$$T_4 = T_{\text{sat}}(\text{R245fa}; P=P_4)$$

$$h_4 = h(\text{R245fa}; x=x_4; P=P_4)$$

- Temperatura ed entalpia in ingresso al surriscaldatore (uscita evaporatore) imponendo le condizioni di vapore saturo:

$$P_5 = P_4$$

$$x_5 = 1$$

$$T_5 = T_4$$

$$h_5 = h (R245fa ; T=T_5 ; x=x_5)$$

- Temperatura massima del ciclo termodinamico, entalpia, entropia s , e densità in ingresso all'espansore:

$$T_6 = 150 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_6 = P_5$$

$$s_6 = s (R245fa ; T=T_6 ; P=P_6)$$

$$h_6 = h (R245fa ; T=T_6 ; P=P_6)$$

$$\rho_6 = \rho (R245fa ; T=T_6 ; P=P_6)$$

- Portata volumetrica ($m_{vol;R245fa}$ [m³/s]) e massica [kg/s] elaborata in funzione della cilindrata dello *scroll* e del numero di giri al minuto supponendo un rendimento volumetrico pari a 1:

$$\text{cilindrata} = 14,8 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$\text{RPM} = 6000 \text{ [giri/minuto]}$$

$$m_{vol;R245fa} = \frac{\text{cilindrata} \cdot \text{RPM}}{60}$$

$$m_{R245fa} = m_{vol;R245fa} \cdot \rho_6$$

- Entalpia in uscita dall'espansore (ingresso rigeneratore) imponendo il rendimento isentropico e l'entalpia che si otterrebbe con una trasformazione isentropica:

$$\eta_{is} = 0,61$$

$$P_7 = P_1$$

$$s_{is;7} = s_6$$

$$h_{is;7} = h (R245fa ; s = s_{is;7}; P = P_7)$$

$$h_7 = h_6 - \eta_{is} \cdot (h_6 - h_{is;7})$$

- Potenza disponibile in uscita dall'espansore:

$$W_{\text{scroll;o}} = (h_6 - h_7) \cdot m_{\text{R245fa}}$$

Entalpia e temperatura del vapore in uscita dal rigeneratore (ingresso condensatore) sapendo la potenza termica Q_{rig} [kW] ceduta al liquido (tratto 2-3) e fissando un'efficienza di scambio termico:

$$\eta_{\text{scamb}} = 0,85$$

$$Q_{\text{rig}} = m_{\text{R245fa}} \cdot (h_3 - h_2)$$

$$h_8 = h_7 - \left[\frac{h_3 - h_2}{\eta_{\text{scamb}}} \right]$$

$$P_8 = P_7$$

$$T_8 = T(\text{R245fa}; P=P_8; h=h_8)$$

- Verifica del titolo per valutare se il punto 8 si trova ancora nella zona del vapore surriscaldato o in quella bifasica:

$$x_8 = x(\text{R245fa}; h=h_8; T=T_8)$$

Per ogni punto, inoltre, sono stati calcolati i valori di densità, entropia e titolo mancanti. Poi, partendo dal rendimento di scambio termico, si sono valutate le potenze termiche Q da fornire ai vari scambiatori di calore (ECONomizzatore, EVAporatore, surriscaldatore SH):

$$Q_{\text{eco};\text{in}} = \frac{(h_4 - h_3) \cdot m_{\text{R245fa}}}{\eta_{\text{scamb}}}$$

$$Q_{\text{eva};\text{in}} = \frac{(h_5 - h_4) \cdot m_{\text{R245fa}}}{\eta_{\text{scamb}}}$$

$$Q_{\text{sh};\text{in}} = \frac{(h_6 - h_5) \cdot m_{\text{R245fa}}}{\eta_{\text{scamb}}}$$

$$Q_{\text{tot};\text{in}} = Q_{\text{eco};\text{in}} + Q_{\text{eva};\text{in}} + Q_{\text{sh};\text{in}}$$

Di seguito è stato definito il rendimento del ciclo termodinamico come rapporto tra la potenza utile W_u [kW] (al netto di quella assorbita dalla pompa) e la potenza fornita termicamente:

$$W_u = W_{\text{scroll};\text{out}} - W_{\text{pompa}}$$

$$\eta_u = \frac{W_u}{Q_{\text{tot};\text{in}}}$$

Nell'ottica di impiegare il calore di scarto dal ciclo termodinamico in configurazione cogenerativa si è ipotizzato di ottenere una frazione ulteriore di potenza sfruttabile in cascata al condensatore Q_{cog} [kW]:

$$Q_{cog} = m_{R245fa} \cdot (h_8 - h_1) \cdot \eta_{scamb}$$

Di conseguenza si raggiunge un rendimento cogenerativo complessivo η_{cog} pari a:

$$\eta_{cog} = \frac{W_u + Q_{cog}}{Q_{tot,in}}$$

Infine è stato impostato anche il calcolo delle velocità attese all'interno delle tubazioni del circuito nel rispetto della conservazione della portata in massa nei vari tratti a densità variabile. Per motivi di sicurezza, attraverso un processo iterativo si è scelto un diametro interno di ½" dove è prevista la presenza del liquido e 1" dove si trova del vapore.

2.2.2 -Risultati

La soluzione del sistema descritto nel paragrafo precedente ha messo in luce le caratteristiche e le potenzialità di un ORC imponendo alcune condizioni di funzionamento verosimili. In Fig. 15 si è ricostruito il ciclo termodinamico del modello con i punti di riferimento. Si

evidenzia come il vapore subisca un certo grado di surriscaldamento (dai 118 a 150°C, tratto 5-6) e che l'energia posseduta dal vapore in uscita dall'espansore (tratto 7-8) venga tutta recuperata per preriscaldare il liquido prima dell'economizzatore (tratto 2-3) spingendosi dentro la zona bifasica con titolo 0,97.

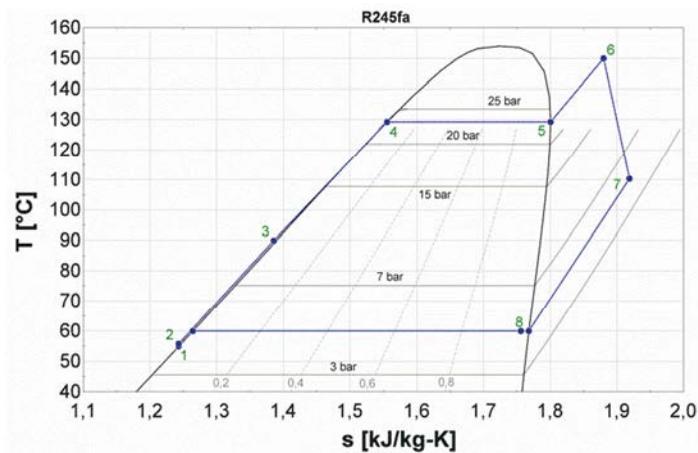


Fig. 15 - Diagramma Temperatura-entropia per il ciclo ORC di riferimento.

Tab. 5 - Valori delle grandezze caratteristiche in uscita dal modello dell'ORC.

	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	ρ [bar]	s [kJ/kg°C]
1	55,0	4,62	273,260	1249	1,243
2	55,9	23,10	273,275	1262	1,239
3	90,0	23,10	323,998	1145	1,385
4	129,3	23,10	389,153	944,6	1,555
5	129,3	23,10	487,693	151,8	1,8
6	150,0	23,10	520,538	121,6	1,88
7	110,4	4,62	501,962	20,81	1,919
8	60,0	4,62	442,287	26,53	1,751

β	5
rpm	6000
T_{\max} [°C]	150
T_{cond} [°C]	60
Portata [kg/s]	0,180
W_u [kW]	3,015
Q_{rig} [kW]	8,868
$Q_{\text{eco;in}}$ [kW]	13,800
$Q_{\text{eva;in}}$ [kW]	20,870
$Q_{\text{sh;in}}$ [kW]	6,956
Q_{tot} [kW]	41,626
Q_{cog} [kW]	26,129
η_u	0,072
η_{cog}	0,700

Dalla Tab. 5 si estrapolano la portata del fluido di lavoro e le potenze scambiate ai vari livelli del ciclo termodinamico. Complessivamente si devono fornire 41,626 kW termici a 160°C (supponendo una differenza all'*approach point* di 10°C), di cui la maggior parte serve per la fase di evaporazione dell'R245fa. In uscita si ottengono 3,015 kW di energia elettrica utile. Se si ipotizza di utilizzare il calore di condensazione a 60°C per alimentare un'altra sorgente inferiore (ad esempio acqua per uso domestico) si può usufruire di ulteriori 26,129 kW termici. Facendo un bilancio complessivo del ciclo termodinamico si calcola un rendimento utile (relativo alla sola parte di energia

disponibile allo *scroll*) pari a 7,2% mentre, se si considera la cogenerazione, si raggiunge un'efficienza del 70%.

2.3 - Analisi parametrica

La soluzione appena descritta rappresenta solo una delle possibili configurazioni di funzionamento dell'impianto. Per comprendere meglio l'influenza dei parametri caratteristici sulle prestazioni del sistema è stata implementata un'analisi parametrica. Le grandezze sono state variate in maniera dipendente o indipendente tra di loro, a seconda dei casi, in modo da testare soluzioni che fossero comunque coerenti da un punto di vista fisico. Si prevede comunque che, durante la conduzione del banco prova, si instaurino delle relazioni precise tra i parametri di gestione e che questi non siano controllabili separatamente.

2.3.1 - Indagine al variare della temperatura massima del ciclo termodinamico

Il primo studio parametrico ha previsto la variazione della temperatura massima, diminuita gradualmente da 150 a 100°C, mantenendo costanti le altre grandezze riportate in Tab. 6.

Tab. 6 - Grandezze costanti per lo studio parametrico al variare della temperatura massima del ciclo termodinamico.

T_{cond} [°C]	T_{rig} [°C]	η_{is}	rpm	β	P_1 [bar]	P_2 [bar]
60	90	0,5605	6000	2,7	4,62	12,47

Si evidenzia, in Tab. 7, come al diminuire della temperatura massima, il ciclo termodinamico risulta essere complessivamente meno performante (minore rendimento di cogenerazione) anche se l'energia in uscita dall'espansore ed il rendimento utile aumentino leggermente. Questo dato è da imputare solo alla densità maggiore calcolata a 100°C e quindi all'incremento della portata che lo *scroll* riesce teoricamente ad elaborare. Se comunque si valuta la potenza utile specifica, scalata con la portata di R245fa, la condizione migliore rimane quella a 150°C (il valore specifico è più alto del 26%).

Tab. 7 - Analisi parametrica al variare della temperatura massima del ciclo termodinamico.

T [°C]	Portata [kg/s]	η_u	η_{cog}	W_u [kW]	Q_{cog} [kW]	$Q_{tot;in}$ [kW]
100	0,1055	0,053	0,687	0,994	11,848	18,690
110	0,09836	0,052	0,690	0,987	12,079	18,925
120	0,09275	0,051	0,693	0,982	12,330	19,206
130	0,08814	0,050	0,695	0,978	12,590	19,513
140	0,08423	0,049	0,697	0,976	12,854	19,834
150	0,08082	0,048	0,699	0,974	13,121	20,164

2.3.2 - Indagine al variare del rapporto delle pressioni del ciclo termodinamico

Nella seconda analisi sono stati fissati gli input relativi ai livelli di temperatura del ciclo termodinamico ed il regime di rotazione dell'espansore (Tab. 8) e si è modificato il rapporto di pressione imposto dalla pompa di alimento.

Tab. 8 - Grandezze costanti per lo studio parametrico al variare del rapporto tra le pressioni del ciclo termodinamico.

T_{\max} [°C]	T_{cond} [°C]	T_{rig} [°C]	η_{is}	rpm	P_1 [bar]
150	60	90	0,5605	6000	4,62

In questo caso si conferma come la pressione massima sia un parametro determinante per l'aumento delle prestazioni (Tab. 9). Compatibilmente con una conduzione sicura dell'impianto, emerge che valori superiori di 23 bar siano ottimali per quanto riguarda la potenza utile. Al diminuire della pressione massima fino a β pari a 2,5 questa, in valore specifico rispetto alla portata, cala del 33%, mentre il rendimento utile scende del 38%.

Tab. 9 - Analisi parametrica al variare del rapporto tra le pressioni massima e minima del ciclo termodinamico.

β	Portata [kg/s]	η_u	η_{cog}	W_u [kW]	Q_{cog} [kW]	$Q_{\text{tot,in}}$ [kW]	P_2 [bar]
2,5	0,07392	0,045	0,699	0,8317	12,119	18,537	11,55
3	0,09155	0,053	0,699	1,197	14,650	22,658	13,86
4	0,1313	0,064	0,700	2,033	20,044	31,53	18,48
5	0,18	0,072	0,700	3,015	26,128	41,626	23,1

2.3.3 - Indagine al variare del numero di giri al minuto dell'espansore

Il funzionamento dell'espansore è il maggior responsabile della resa del ciclo termodinamico in termini di potenza estraibile. La realizzazione del banco prova, che verrà trattata in seguito, ha proprio lo scopo di individuare gli intervalli idonei dei parametri gestibili, in modo da farlo

operare nella migliore configurazione. Una grandezza fondamentale è il regime di rotazione dal quale dipende, fissate le condizioni al contorno, la capacità di estrarre energia dal fluido. Ad esso, insieme all'accoppiamento con la pompa e con il circuito, saranno legate anche le pressioni di equilibrio del ciclo termodinamico ma, a questo punto dell'indagine, tale relazione è incognita. Nell'analisi riportata in questo paragrafo, il parametro β è considerato costante, così come le altre grandezze in Tab. 10.

Tab. 10 - Grandezze costanti per lo studio parametrico al variare del numero di giri al minuto dell'espansore.

T_{\max} [°C]	T_{cond} [°C]	T_{rig} [°C]	β	P_1 [bar]	P_2 [bar]
150	60	90	5	4,62	23,21

Di seguito si riportano i risultati (Tab. 11): questi dipendono essenzialmente dai dati disponibili inerenti al rendimento isentropico (par. 2.1). Il massimo del rendimento utile si ottiene intorno a 4000 rpm mentre le varie potenze hanno un andamento quasi lineare con il numero di giri al minuto.

Tab. 11 - Analisi parametrica al variare del numero di giri al minuto dell'espansore.

rpm	Portata [kg/s]	η_u	η_{cog}	W_u [kW]	Q_{cog} [kW]	$Q_{tot,in}$ [kW]
1000	0,0300	0,055	0,642	0,328	4,456	6,938
2000	0,0600	0,070	0,630	0,973	8,737	13,875
3000	0,0900	0,079	0,622	1,650	12,943	20,813
4000	0,1200	0,083	0,619	2,296	17,176	27,751
5000	0,1500	0,080	0,621	2,791	21,537	34,688
6000	0,1800	0,072	0,628	3,015	26,128	41,626

2.3.4 - Indagine al variare della temperatura raggiunta al rigeneratore

Dato che l'espansione risulta essere una trasformazione relativamente limitata rispetto all'energia disponibile nel punto del ciclo termodinamico a temperatura massima, l'inserimento di un componente come il rigeneratore consente, allo scarico dello *scroll*, un recupero della potenza termica. Il rigeneratore può essere dimensionato supponendo di innalzare la temperatura in ingresso all'economizzatore fino ad un certo livello compatibilmente con le potenzialità verosimili di scambio termico. A livello di bilancio energetico, si è verificato che, ipotizzando un rendimento di scambio termico costante al variare delle temperatura (0,85), non si ha alcuna influenza sulla potenza utile (Tab. 12). L'energia scambiata internamente tra la fase liquida e la fase vapore dello stesso fluido, incide solo nella potenza termica da fornire, che tende ad ridursi. Di conseguenza il rendimento utile cresce ma la capacità di

cogenerazione si riduce sensibilmente; l'efficienza complessiva (η_{cog}) che tiene di tutti gli effetti utili cala del 9%.

Tab. 12 - Analisi parametrica al variare della temperatura del liquido in uscita dal rigeneratore.

T_{rig} [°C]	η_u	η_{cog}	Q_{rig} [kW]	W_u [kW]	Q_{cog} [kW]	$Q_{tot,in}$ [kW]
70	0,063	0,720	3,588	3,015	31,146	47,839
80	0,067	0,711	6,193	3,015	28,540	44,773
90	0,072	0,700	8,869	3,015	25,865	41,626
100	0,079	0,687	11,630	3,015	23,105	38,379
110	0,086	0,672	14,500	3,015	20,234	35,002
120	0,096	0,652	17,530	3,015	17,205	31,438

C'è infine da considerare che il rigeneratore è pensato come un componente ausiliario per l'impianto e la sua taglia deve essere contenuta rispetto agli altri scambiatori dedicati al trasferimento di energia con l'esterno. Per questo la temperatura in uscita da esso (lato liquido) non viene fissata ai livelli massimi.

2.3.5 - Indagine al variare della temperatura di condensazione

Una delle caratteristiche più interessanti di un impianto ORC di piccola taglia è la possibilità di poter variare rapidamente l'effetto utile che si ottiene in uscita in funzione della richiesta dell'utenza posta a valle. Ad esempio, in relazione al fabbisogno residenziale, è possibile che in certi periodi, si richieda una potenza elettrica ridotta a favore

della parte termica. In estate si potrebbe alimentare con il calore di dissipazione, un ciclo ad assorbimento per il condizionamento dell'aria. In questo caso la potenza termica dovrebbe essere disponibile intorno ai 110°C. Il modello è stato quindi studiato innalzando la temperatura di condensazione da 60 a 110°C e fissando le grandezze in Tab. 13. Si evidenzia che l'imposizione della temperatura, implichi anche una crescente pressione minima del ciclo termodinamico. Per rimanere in condizioni di lavoro verosimili è stata quindi vincolata la pressione massima a 23,10 bar (valore ottenuto nella simulazione di *design*) lasciando libero il parametro β .

Tab. 13 - Grandezze costanti per lo studio parametrico al variare della temperatura di condensazione del ciclo termodinamico.

T_{\max} [°C]	T_{rig} [°C]	rpm	η_{is}	Portata [kg/s]	P_2 [bar]
150	110	6000	0,5605	0,1800	23,21

Tab. 14 - Analisi parametrica al variare della temperatura di condensazione del ciclo termodinamico.

T_{cond} [°C]	η_u	η_{cog}	β	P_1 [bar]	W_u [kW]	Q_{cog} [kW]	$Q_{\text{tot;in}}$ [kW]
60	0,086	0,672	5,0	4,62	3,015	20,495	34,998
70	0,070	0,680	3,8	6,1	2,441	21,365	34,998
80	0,055	0,689	2,9	7,91	1,912	22,206	34,998
90	0,041	0,699	2,3	10,09	1,429	23,018	34,998
100	0,028	0,709	1,8	12,69	0,993	23,802	34,998
110	0,017	0,719	1,5	15,74	0,606	24,558	34,998

Dai risultati visibili in Tab. 14 si nota che, avendo fissato la temperatura del liquido in uscita al rigeneratore, la potenza termica da fornire dall'esterno rimane costante. Come facilmente intuibile, scende in maniera rilevante la potenza estraibile dallo *scroll*, favorendo la parte cogenerativa. In generale si ottiene un aumento del rendimento complessivo del 7% ma l'espansore eroga solo 0,606 kW utili.

2.3.6 - Verifica delle condizioni di design con diversi fluidi di lavoro

L'analisi dello stato dell'arte ha messo in evidenza la possibilità di impiegare molteplici fluidi di lavoro per gli stessi *range* delle condizioni al contorno. Per questo motivo il modello fisico è stato implementato in modo da prevedere il comportamento del ciclo termodinamico in funzione di diverse sostanze. I dati di riferimento sono riepilogati di seguito (Tab. 15).

Tab. 15 - Condizioni al contorno di *design*.

T_{\max} [°C]	T_{cond} [°C]	T_{rig} [°C]	η_{is}	rpm	β
150	60	90	0,5605	6000	5

Partendo da essi, è stato ipotizzato l'utilizzo di altri fluidi tra cui Neopentano, n-Pentano, R123, HFE7000 e n-Butano. Le simulazioni sono state condotte sempre all'interno del software EES ed hanno mostrato i risultati di Tab. 16.

Tab. 16 - Valori caratteristici per gli ORC con fluidi diversi.

Fluido	η_u	η_{cog}	Portata [kg/s]	W_u [kW]	Q_{cog} [kW]	$Q_{tot,in}$ [kW]
R245fa	0,072	0,698	0,1800	3,015	26,129	41,626
Neopentano	0,074	0,698	0,1100	3,191	26,868	43,071
n-Pentano	0,072	0,706	0,0399	1,424	12,507	19,737
R123	0,076	0,706	0,1164	1,891	15,701	24,907
HFE7000	0,064	0,699	0,1228	1,546	15,392	24,236
n-Butano	0,077	0,699	0,1348	4,32	34,884	56,111

Si nota come si ottengano dei valori paragonabili per quanto riguarda il rendimento utile e cogenerativo. Al contrario differiscono in maniera sostanziale le potenze (in ingresso ed in uscita) a causa soprattutto della variazione della portata in massa che, a sua volta, è strettamente dipendente dalla densità e dai livelli di pressione raggiunti.

Solo l'R245fa, il Neopentano e l'n-Butano garantiscono (nelle condizioni di riferimento) una potenza utile soddisfacente per l'applicazione desiderata. Il fluido più performante è l'n-Butano con un'efficienza utile intorno al 7,7% ma, per un valore di β pari a 5, si raggiungono pressioni relativamente elevate (maggiori di 30 bar). Questi aspetti ed in particolare la sua infiammabilità hanno spinto ulteriormente la scelta verso l'impiego dell'R245fa in modo da condurre la sperimentazione in condizioni di maggior sicurezza.

3 - Progettazione e realizzazione del banco prova

Il modello parametrico illustrato nel cap. 2 ha permesso di definire le specifiche del ciclo termodinamico da riprodurre durante le prove al variare di alcune condizioni al contorno per quanto riguarda il fluido R245fa. Sulla base, quindi, dei dati emersi sono stati dimensionati i componenti del banco prova.

Nella maggioranza dei casi si è cercato di impiegare prodotti già esistenti nel mercato, per una maggiore reperibilità degli stessi e per i vantaggi legati ai costi. Nonostante il sistema sia a livello prototipale è comunque importante tenere in considerazione le prospettive di industrializzazione. Per la caratterizzazione dei componenti del circuito, inoltre, sono stati scelti dei sensori specifici che, durante le prove sperimentali, vengono monitorati attraverso un complesso sistema di acquisizione dedicato.

3.1 - L'espansore scroll

Il cuore dell'impianto è rappresentato dalla macchina espansore, responsabile della conversione dell'energia posseduta dal fluido di lavoro in energia utile meccanica ed elettrica. L'azienda Sanden Inc. ha messo a disposizione un compressore di tipo scroll che è stato progettato per alimentare il circuito dell'aria condizionata di un'automobile

ibrida. Poiché si tratta di una macchina volumetrica si suppone di poterlo utilizzare in maniera efficace invertendo il percorso del fluido che lo attraversa e trasformandolo quindi in un espansore. Si sottolinea come, se da un lato la semplicità degli organi interni consenta questa operazione, dall'altro le sue prestazioni non sono ottimizzate per lo scopo prefissato.



Fig. 16 - Espansore scroll (case esterno).

La macchina è stata ispezionata internamente ed è costituita da due spirali eccentriche; una fissa (Fig. 17), l'altra mobile.



Fig. 17 - Organo statorico dell'espansore.

Il fluido di lavoro entra assialmente per poi essere scaricato in senso radiale ai bordi esterni delle spirali. Prima di entrare nel condotto di uscita attraversa una zona dove l'albero della macchina è collegato ad un alternatore a 4 magneti permanenti in configurazione trifase (Fig. 18).



Fig. 18 - Alternatore trifase a magneti permanenti.

L'espansore appare dall'esterno ermeticamente chiuso e, fatta eccezione per le luci di ingresso ed uscita del fluido,

soltanto i *pin* per il collegamento elettrico sono accessibili dal *case* (Fig. 19).



Fig. 19 - *Pin* per il collegamento elettrico sulla cassa dell'espansore.

Il datasheet della macchina riporta che la cilindrata è 14,8 cm³ ed il regime di rotazione di progetto 6000 rpm, con un limite massimo di 9000 rpm.

3.2 - La pompa di alimento

Il ciclo termodinamico con fluidi organici necessita, oltre che di calore in ingresso, di una pompa di alimento in grado di far circolare il fluido di lavoro e stabilizzare i livelli di alta e bassa pressione. Oltre alle specifiche tecniche da soddisfare, la macchina deve essere compatta ed avere un consumo ridotto in modo da non avere un impatto significativo sulle prestazioni dell'impianto. Per quanto riguarda questo componente è stata avviata una

collaborazione con l'azienda Marzocchi Pompe Spa che ha fornito una macchina ad ingranaggi di tipo ALP7 (Fig. 20).



Fig. 20 - Pompa ALP7 della Marzocchi Spa.

Si tratta di una pompa che di solito lavora in bagno d'olio e, in base al datasheet, può raggiungere pressioni di 250 bar con portate di 10 l/min. a 2000 rpm (corrispondenti a circa 0,2 kg/s di R245fa in condizioni di esercizio). Ha inoltre la particolarità di possedere un foro di sfiato per il drenaggio dell'olio in eccesso: questa apertura dovrebbe rimanere in comunicazione con l'ambiente.

Date le proprietà del fluido di lavoro, le guarnizioni della macchina sono state sostituite con altre in materiale compatibile (*viton*) e si è condotta un'indagine di verifica sulla sua tenuta in condizioni statiche e di funzionamento. Prima di tutto è stata imposta, attraverso un compressore, una pressione interna intorno a 30 bar chiudendo le luci di mandata, aspirazione e drenaggio. In questo caso, il para-

olio dell'albero motore ha superato positivamente la prova con assenza di trafilamenti.

In seguito la pompa è stata montata nel circuito dell'impianto ed è stata testata direttamente con l'R245fa. Il foro di drenaggio è rimasto inizialmente aperto ma, a causa di evidenti perdite, è stato messo in comunicazione con la sezione di aspirazione. In questa configurazione, dopo pochi minuti di funzionamento il motore elettrico si è arrestato a causa del grippaggio dei suoi organi interni. La pompa è stata ispezionata mostrando i danni di Fig. 21.



Fig. 21 - Grippaggio degli ingranaggi (consumo delle ruote dentate) e deformazione delle guarnizioni.

Si nota come le ruote dentate fossero consumate e le guarnizioni, uscite dalle loro sedi, deformate in maniera permanente. Si è dovuto concludere, quindi, che la pompa non fosse adatta all'applicazione in esame nonostante le assicurazioni del costruttore. I motivi sono da ricercare

innanzitutto in una insufficiente lubrificazione: l'R245fa ha una bassa viscosità e l'olio che è stato aggiunto, specifico per i fluidi refrigeranti, non ha garantito le prestazioni adatte per il corretto funzionamento degli ingranaggi. Un'altra problematica è emersa in relazione allo sfiato del drenaggio che, se viene lasciato aperto non consente la messa in esercizio del circuito. Se invece è collegato all'aspirazione o alla mandata e si porta in equilibrio con le pressioni in quel condotto, si crea all'interno della cassa uno stato tensionale di compressione anomalo diretto lungo l'asse degli alberi che trasmettono il moto portando allo strisciamento dei denti delle ruote. Per questi motivi, si è deciso di sostituire la pompa con una macchina G10-X della Hydra-Cell recuperata da un impianto preesistente (Fig. 22).

Si tratta di una pompa a membrana che può gestire pressioni massime in aspirazione e mandata pari rispettivamente a 17 e 70 bar. Per quanto riguarda la portata riesce a spingere fino a 29 l/min (0,58 kg/s di R245fa alle condizioni di esercizio) con alimentazione di rete a 50 Hz.

Si sottolinea come la macchina sia sovradimensionata per l'impianto ma la presenza di un inverter (Siemens SED2) consente di regolare in maniera fine il suo numero di giri.



Fig. 22 - Spaccato della pompa a membrana G10-X Hydra-Cell inserita nel circuito.

La caratteristica più interessante delle pompe a membrana è la separazione tra il volume in cui viene elaborato il fluido e le parti meccaniche che mettono in movimento la camma responsabile dello spostamento delle membrane. In queste condizioni la lubrificazione può avvenire anche senza contaminare il fluido di lavoro e quest'ultimo viene pompato a secco purché il materiale delle membrane sia compatibile. I difetti di un sistema di questo tipo sono rappresentati dal funzionamento fortemente impulsivo (che però può essere smorzato da un volume di calma posto a valle) e soprattutto dal costo che risulta essere molto elevato nell'ottica di realizzare un impianto pre-industrializzato. Nell'ottica di una futura possibile commercializzazione la soluzione ritenuta migliore sembra

risiedere nella scelta di una pompa a palette a patto che venga verificata una buona durata delle prestazioni nel tempo.

3.3 - Gli scambiatori di calore

Il sistema ORC si fonda sulla cessione di energia termica al fluido di lavoro; è quindi fondamentale che ciò avvenga nella maniera più efficiente possibile. Per questo sono stati scelti degli scambiatori a piastre da inserire nel banco prova (Fig. 23). La loro caratteristica principale è la compattezza in relazione alla superficie di scambio che si riesce a garantire. Il modello fisico dell'impianto ha permesso di calcolare la potenza termica massima da trasferire ai vari livelli del ciclo termodinamico. Sulla base di questi dati un'azienda (Technosystem srl) ha fornito le soluzioni riportate in Tab. 17.

Tab. 17 - Caratteristiche degli scambiatori proposti da Technosystem.

	RIG.	ECO.	EVA.	COND.
n piastre	70	38	38	52
h [mm]	289	526	526	287
l [mm]	119	119	119	117
p [mm]	160	93,6	93,6	128
Area [m²]	2,11	2,27	2,27	1,4
Volume [l]	2,07	2,5	2,5	1,58
Potenzialità [kW]	10,58	26,28	26,28	51,72

Si nota come la potenzialità degli scambiatori sia sovradimensionata. Questo è dovuto alla scarsa confidenza dei costruttori riguardo alle caratteristiche dei fluidi organici ed ha portato all'inserimento di coefficienti cautelativi in fase di progettazione. Si aggiunge che è stata scelta l'acqua come fluido termovettore, sia per quanto riguarda la sorgente superiore che quella inferiore di dissipazione sfruttando dei circuiti e dei dispositivi preesistenti che verranno descritti nel paragrafo 3.8. Le condizioni di portata, temperatura e pressione dell'acqua che alimenta l'evaporatore sono rispettivamente 1,2 kg/s, 180°C a 15 bar; per il lato di condensazione le stesse grandezze valgono 3 kg/s, 15°C e 1,5 bar.

Si mette in evidenza che, nell'ottica di realizzare un sistema pre-industrializzato, sarà necessario porre molta attenzione alla taglia degli scambiatori dato il costo rilevante.



Fig. 23 - Scambiatore a piastre (condensatore).

3.4 - Piping

Il circuito di collegamento dei vari elementi che compongono l'ORC deve garantire che il ciclo termodinamico sia isolato con l'esterno almeno per quanto riguarda la conservazione della quantità di fluido di lavoro inserita. In condizioni ambiente questo tende ad evaporare e a disperdersi in aria. Per questo è importante che la tenuta ermetica sia garantita nel tempo, anche in presenza di carichi termici e pressioni sfavorevoli (150°C e 30 bar).

Per la realizzazione del *piping* del circuito è stata avviata una collaborazione con l'azienda Raccorderie Metalliche Spa che ha fornito tubi in acciaio di diametro diverso (da ½" a

1”) con particolari collegamenti *Inoxpres* da testare. Questa tecnologia è costituita da una serie di connessioni (sempre in acciaio) con una sede che ospita un *o-ring* di gomma (Fig. 24 sopra). Il fissaggio tra 2 parti diverse avviene inserendo una porzione di tubo di 15 mm all’interno di una giunzione e stringendo con un’apposita pinza fino alla deformazione plastica dell’estremità in rilievo (Fig. 24 sotto).



Fig. 24 - Elementi *Inoxpres* e pinza per il fissaggio.

Il serraggio avviene in maniera piuttosto rapida e permette facilmente la composizione di percorsi personalizzati anche se questi non sono smontabili (escludendo il taglio dei tubi nei tratti dritti).

Il circuito ha previsto, inoltre, il montaggio di numerosi sensori. Per questo si è previsto l'inserimento di appositi pozzetti in acciaio (Fig. 25 in alto), da accoppiare direttamente alle parti filettate *Inoxpres*. In altri casi, invece, era importante che i trasduttori non fossero a diretto contatto con il fluido caldo per proteggerli dalle sollecitazioni termiche. Sono stati realizzati, quindi, delle spire in tubi di rame con giunzioni in ottone collegati tramite saldobrasature o cartellature ai condotti del circuito principale (Fig. 25 in basso).



Fig. 25 - Pozzetti per l'inserimento dei sensori di temperatura (in alto) e di pressione (in basso).

Dove fossero presenti le filettature (in prossimità di quasi tutti i componenti come ad esempio gli scambiatori) è stato scelto di impiegare del nastro in *teflon* o canapa. Su di esse, nel caso in cui fossero sorti problemi di tenuta, si è

previsto di poter utilizzare una resina epossidica (C-System Epoxymix 130) che, applicata sopra i componenti, dovrebbe riempire gli eventuali punti di non aderenza.

3.5 - Componenti elettrici

L'espansore genera energia elettrica in corrente alternata trifase. Per semplificare il controllo di questa grandezza si è deciso di convertire la tensione alternata in diretta attraverso l'impiego di un raddrizzatore (Fig. 26), anche nell'ottica di prevedere in futuro l'inserimento di un inverter di derivazione solare o eolica.



Fig. 26 - Convertitore AC/DC posto dopo l'uscita trifase dell'espansore.

Nella configurazione realizzata per il banco prova, il componente fornisce il supporto per il collegamento di alcuni sensori che verranno introdotti nel paragrafo seguente ed è collegato in parallelo ad un condensatore da 400 μF (che serve per stabilizzare il segnale in uscita) e ad un insieme di resistenze (Fig. 27) inseribili gradualmente attraverso degli interruttori.

Queste ultime rappresentano un carico resistivo variabile applicato all'espansore: a parità delle condizioni termodinamiche al contorno, l'attivazione delle resistenze provoca un aumento della corrente smaltita e ad una caduta della tensione.



Fig. 27 - Alcune delle resistenze in parallelo collegate al convertitore AC/DC.

Di conseguenza la macchina tende a rallentare la sua velocità di rotazione. In Fig. 28 si riporta lo schema elettrico del sistema realizzato ai *pin* di uscita dell'espansore con i punti di misura in corrente (A), tensione (V), frequenza (F) e le resistenze in parallelo. Queste consentono di impostare valori di 1Ω fino a $5,5 \Omega$ passando per $1,2 - 1,3 - 1,6 - 2,0 - 2,6 - 3,5 \Omega$.

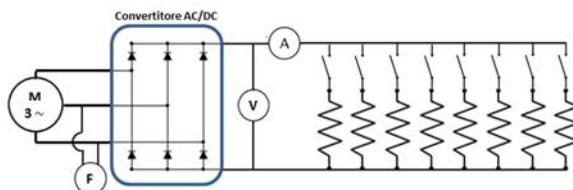


Fig. 28 - Schema elettrico ai capi dell'uscita trifase dell'espansore.

3.6 - Sensoristica

Come accennato nel paragrafo 3.4 -l'evoluzione del ciclo ORC viene monitorata durante le prove sperimentali con opportuni sensori. Nel dettaglio, per una caratterizzazione adeguata, si è deciso di acquisire valori di temperatura, pressione e la portata che sta circolando all'interno del circuito. Per quanto riguarda l'uscita elettrica dell'espansore, inoltre, sono stati inseriti alcuni dispositivi in prossimità del raddrizzatore e, attraverso la misura di tensione, corrente (lato DC) e frequenza (lato AC) si può risalire rispettivamente alla potenza erogata ed alla velocità di rotazione.

Con l'obiettivo monitorare le grandezze di interesse (comprese quelle derivate) con un'accuratezza complessiva nell'ordine di qualche punto percentuale, sono stati scelti i trasduttori descritti in Tab. 18.

Tab. 18 - Caratteristiche dei sensori scelti per il banco.

	Caratteristiche
Pressione (Barksdale)	<ul style="list-style-type: none">- Elemento sensibile a membrana- Mod. UPA5-26 (Fig. 29)- Alimentazione: 8-30 V- Uscita: 4-20 mA- Accuratezza: 0.25% F.S.- Campo di misura: 0-40 bar-g / 0-16 bar-g
Temperatura (Tersid e Italcoppie)	<ul style="list-style-type: none">- Termoresistenze Pt100 classe 1/3 DIN (Fig. 29)- Accuratezza: 0,08-0,29°C @ 0-180°C

<p>Portata (Micro Motion)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Sensore massico ad effetto Coriolis (Fig. 29) - Serie R025S - Alimentazione: 18-100 V - Uscita: 4-20 mA - Accuratezza: 0,5% F.S. - Campo di misura: 0-0,2 kg/s
<p>Tensione DC (HP Agilent)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Acquisitore 3458 A - Risoluzione: 8,5 digit - Accuratezza: 0,01% V.M.
<p>Frequenza (HP Agilent)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Acquisitore 34401 - Risoluzione: 6,5 digit - Accuratezza: 0,01% V.M.
<p>Corrente DC (Honeywell)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Sensore Micro Switch CS - Alimentazione: 6-12 V - Uscita: tensione in funzione dell'alimentazione - Accuratezza: 3% V.M. - Campo di misura: 0-72 A



Fig. 29 - Termoresistenza, sensore di pressione e di portata.

Oltre agli acquisitori HP, per lo *storage* dei dati in uscita dai sensori, sono stati impiegati alcuni dispositivi della

National Instruments che hanno introdotto ulteriori incertezze. Di seguito si riassumo valori tipici per gli errori della catena di misura relativi alle grandezze acquisite direttamente (Tab. 19).

Tab. 19 - Errori relativi della catena di misura complessiva.

Grandezza	Errore relativo %
Temperatura [°C]	0,31
Pressione [bar]	0,93
Portata [kg/s]	2,30
Tensione dc[V]	0,01
Corrente dc [A]	3,21
Frequenza [Hz]	0,01

In conclusione si riporta anche l'impiego di un sensore di livello capacitivo da posizionare prima della pompa di alimento. La sua funzione è quella di garantire la presenza di un battente di R245fa liquido (circa 400 mm).

3.7 - Costruzione del banco prova

Dopo aver ottenuto i componenti per il banco prova dalle varie aziende e deciso la locazione dello stesso, il circuito è stato assemblato sulla base dello schema riportato in Fig. 30 e Fig. 31.

Al suo interno si notano gli scambiatori a piastre, l'espansore in alto, la pompa in basso insieme ad un componente per la raccolta delle condense ed un vaso di espansione a membrana attraverso cui si può regolare il

livello di liquido presente nei tubi all'accensione dell'impianto. Si vedono, inoltre, i sensori disposti nei punti strategici: le termoresistenze all'ingresso e all'uscita di tutti gli scambiatori, i trasduttori di pressione a cavallo dello scroll e della pompa ed il sensore massico dopo quest'ultima.

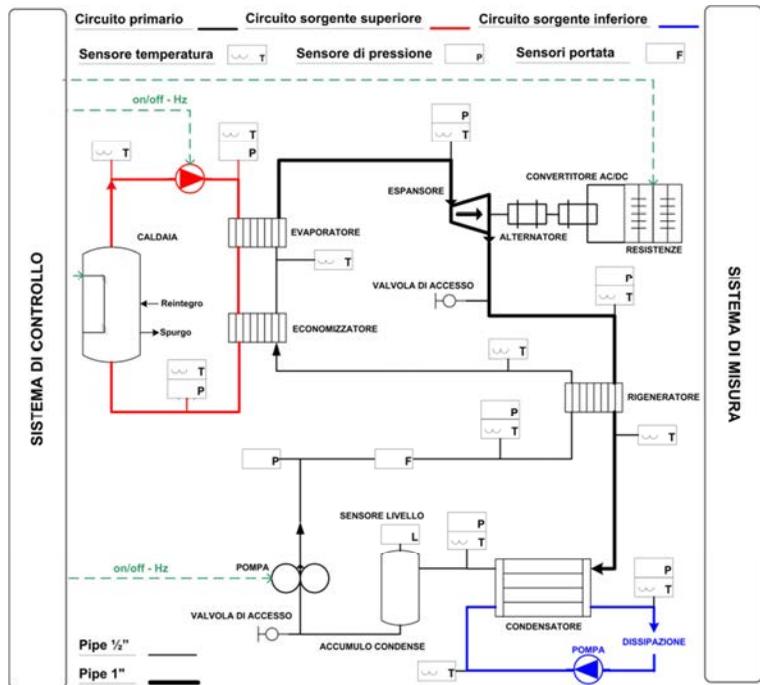


Fig. 30 - Schema di impianto del banco prova.

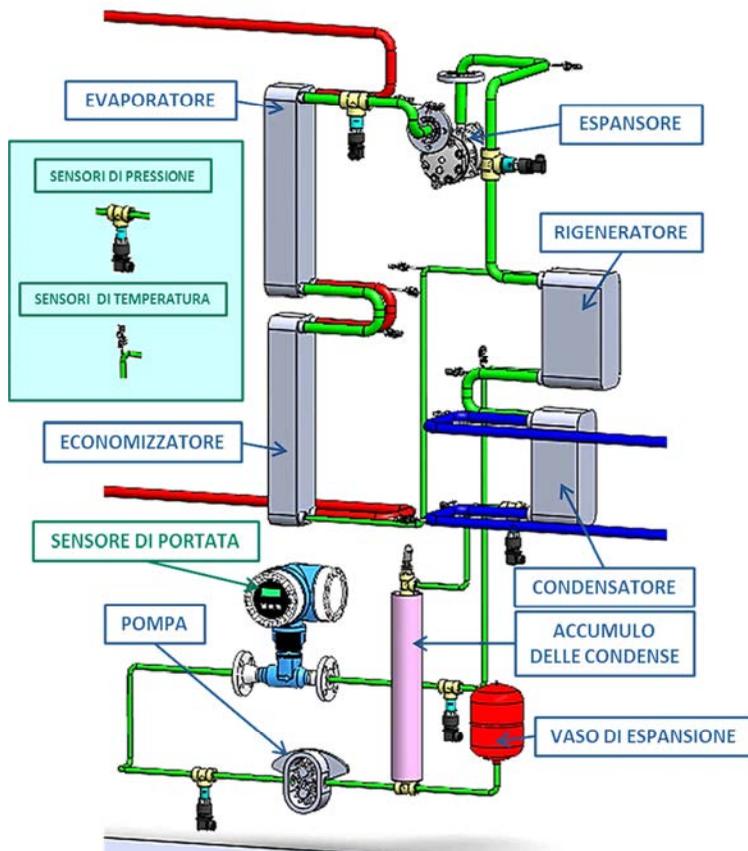


Fig. 31 - Schema 3D del banco prova.

La versatilità dei collegamenti *Inoxpres* ha permesso di realizzare rapidamente il circuito in maniera molto fedele allo schema preventivato. I componenti sono stati prima staffati ad una struttura verticale, poi si è proceduto a bloccare i collegamenti ottenendo il *layout* di Fig. 32. In rosso sono evidenziati gli scambiatori della sorgente superiore, in blu quelli della sorgente inferiore ed in verde la pompa e lo *scroll*.

La maggior parte dei componenti presenta, nei punti di interfaccia con l'esterno, delle estremità filettate. Una volta montato il banco si è cercato di fissare permanentemente queste zone attraverso saldobrasatura, per essere più confidenti sulla tenuta in fase di esercizio. Le prove descritte nel par. 4.2 hanno dimostrato che le lavorazioni apportate non sono state efficaci in senso assoluto e sono emersi alcuni punti critici. Su di essi è stato applicato, in momenti diversi, uno o più strati di resina epossidica. Al termine dei lavori si è deciso comunque di non coibentare l'impianto: si è ritenuto importante, infatti, monitorare costantemente tutte le connessioni presenti in modo da ridurre al minimo il rischio di perdere la carica di R245fa in caso di guasti improvvisi. E' importante sottolineare come questa scelta abbia avuto un impatto sulle prestazioni del ciclo termodinamico in termini di perdite termiche verso l'ambiente.



Fig. 32 - Layout del banco prova.

3.8 - Circuiti ad acqua di alimento e di dissipazione

Sulla sinistra del banco prova si trova il generatore di calore (Fig. 33) che serve per alimentare il ciclo ORC. Fa

parte di un'installazione precedente ma presenta le caratteristiche idonee per essere abbinato ad esso. E' costituito da una caldaia ad acqua all'interno della quale sono immerse 4 resistenze da 15 kW l'una. Queste vengono attivate manualmente da un quadro elettrico dedicato e sono gestite attraverso l'imposizione di tre livelli di allarme. L'acqua viene fatta circolare con una pompa posta a valle e può raggiungere temperature superiori a 180°C. Una serie di pressostati misura la pressione raggiunta in ogni momento e sospende in maniera automatica l'alimentazione delle resistenze se si supera una soglia di pressione impostabile a 5, 8 e 15 bar.



Fig. 33 - Generatore di calore da 60 kW di picco.

Il sistema si porta a regime in tempi dell'ordine di una decina di minuti ed un inverter collegato alla pompa permette di regolare la sua portata, gestendo di conseguenza la potenza termica asportata alle resistenze. Il circuito della sorgente superiore è collegato a quello principale con dei tubi che arrivano all'evaporatore ed all'economizzatore. Quattro RTD sono state posizionate ai loro ingressi ed uscite ed, insieme ad altri due sensori di pressione, inviano i dati al sistema di acquisizione centrale. Durante le prove si è cercato di gestire queste grandezze in modo da mantenere la condizione di acqua in fase liquida e garantire una potenza termica costante al ciclo ORC.

Il circuito di dissipazione si trova invece alla destra del banco prova, in prossimità delle vasche antincendio che rappresentano un bacino notevole di acqua a temperatura abbastanza costante intorno ai 15°C. Anche in questo caso si è fatto riferimento ad un circuito realizzato in precedenza (Fig. 34) che è costituito, a sua volta, da due circuiti collegati tramite uno scambiatore a piastre: da un lato passa l'acqua pescata direttamente dalle vasche, dall'altro si distribuisce la portata al condensatore. Come per la sorgente superiore, alcuni sensori di temperatura e pressione monitorano lo stato termodinamico dell'acqua. Si sottolinea come, al momento, non sia possibile regolare il grado di recupero dell'energia sul circuito di dissipazione e di conseguenza non si può gestire direttamente la parte dell'impianto destinata all'eventuale cogenerazione.



Fig. 34 - Circuito di prelievo dell'acqua dalle vasche antincendio per la dissipazione di energia in uscita dal ciclo ORC.

3.9 - Sistema di acquisizione

Tutti gli *output* dei sensori vengono acquisiti e salvati attraverso un *software* appositamente compilato in ambiente Labview.

All'interno di esso avvengono le conversioni dei segnali elettrici nei valori delle grandezze fisiche di interesse ed il calcolo di altre grandezze derivate:

- Entalpia, entropia e densità nei vari punti del ciclo termodinamico;
- Potenze termiche associate agli scambiatori;

- Rendimento entalpico: rapporto tra il salto entalpico del fluido attraverso l'espansore e quello attraverso l'economizzatore e l'evaporatore:

$$\eta_{\text{ent}} = \frac{\Delta H_{\text{scroll}}}{\Delta H_{\text{scambiatori}}}$$

- Rendimento meccanico-elettrico: rapporto tra la potenza elettrica erogata dallo scroll e la potenza ceduta dal fluido attraverso di esso:

$$\eta_{\text{mec-el}} = \frac{P_{\text{el}}}{m_{245\text{fa}} \cdot \Delta H_{\text{scroll}}}$$

- Rendimento totale: rapporto tra la potenza elettrica erogata dallo scroll e la potenza termica ceduta al fluido dalla sorgente superiore:

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{P_{\text{el}}}{m_{245\text{fa}} \cdot \Delta H_{\text{scambiatori}}}$$

Si ricava facilmente:

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_{\text{ent}} \cdot \eta_{\text{mec-el}}$$

Un'interfaccia grafica permette di visualizzare il loro andamento in funzione del tempo (Fig. 35) e di gestire quindi la prova sperimentale in corso.

Anche il calcolo degli stati termodinamici del fluido nei punti di ciclo termodinamico viene effettuato in tempo reale

interrogando un *software* esterno (Refprop); ad esso si inviano i valori di temperatura e pressione e si risale, attraverso funzioni di interpolazione specifiche per il fluido di lavoro, all'entalpia, entropia e densità. Di conseguenza sull'interfaccia di Labview si costruiscono i diagrammi *Temperatura-entropia* (Fig. 36), *Entalpia-entropia* e *Pressione-entalpia* con i valori reali del ciclo termodinamico.

La complessità della catena di misura e la presenza di numerosi dispositivi da interrogare in parallelo, consentono di eseguire i test descritti nel cap. 5 con acquisizioni ogni secondo circa.

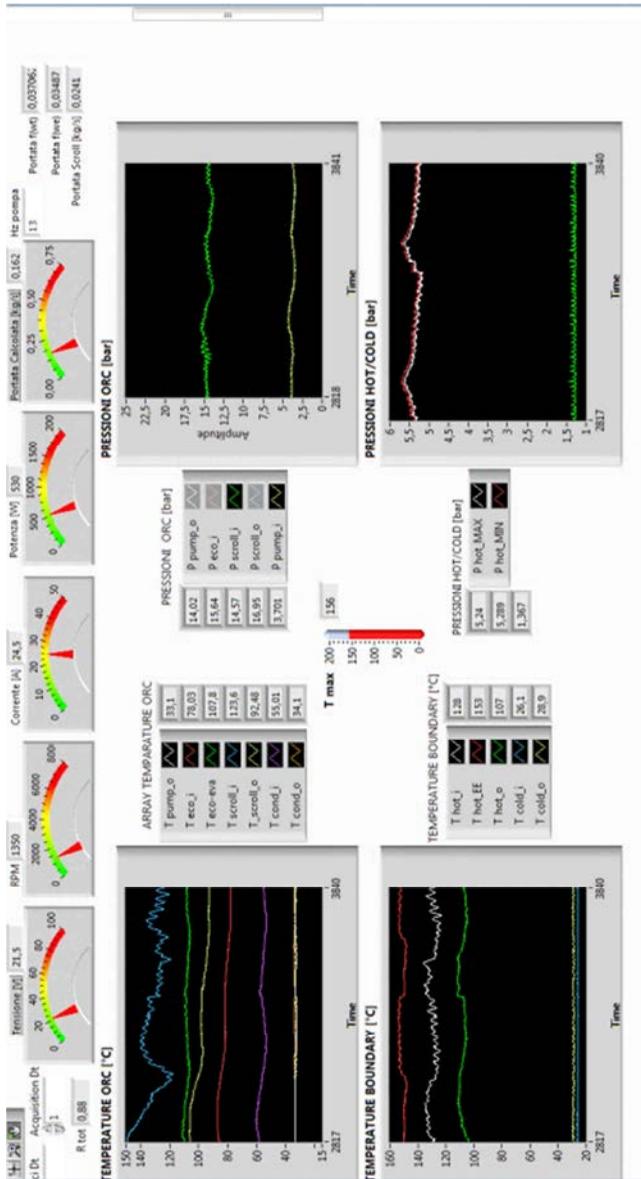


Fig. 35 - Interfaccia grafico per il monitoraggio delle prove in tempo reale.

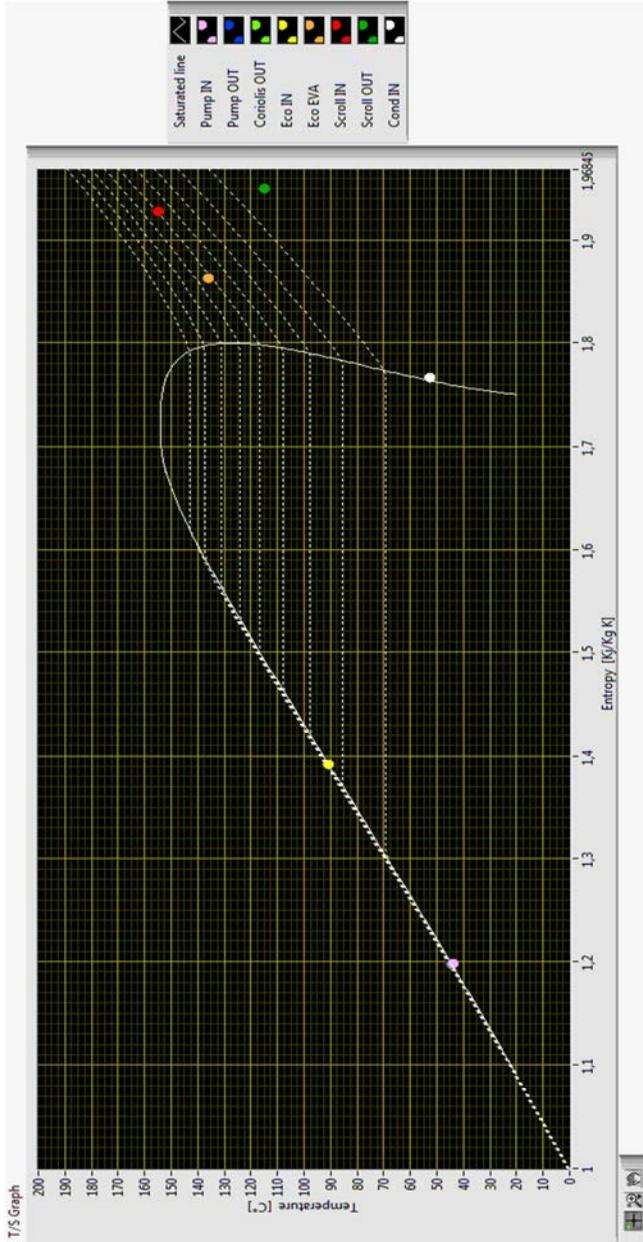


Fig. 36 - Diagramma Temperatura-entropia relativo ad una singola acquisizione.

4 - Test preliminari

La realizzazione dell'impianto prototipo ha previsto una serie di attività di indagine preventive, durante le quali sono state testate le condizioni necessarie per garantire un buon funzionamento del banco stesso. Il ciclo termodinamico del fluido di lavoro, infatti, deve avvenire in un circuito ermetico in assenza di aria raggiungendo pressioni massime intorno a 25-30 bar. Per questo si è verificata la tenuta in pressione e a vuoto dei singoli componenti con le varie configurazioni di connessione e dell'intero circuito dopo l'assemblaggio.

Oltre a questi aspetti, si è ritenuto opportuno prevedere alcune proprietà caratteristiche dei componenti come la miscibilità dell'R245fa con oli lubrificanti e, infine, gli intervalli di riferimento di tensione e numero di giri dell'espansore.

4.1 - Prove di tenuta sui componenti

Come accennato nel paragrafo 3.4 il circuito è stato progettato predisponendo varie tipologie di connessione per l'allacciamento dei componenti. Riassumendo sono state svolte indagini dettagliate su:

- tubi in acciaio AISI304 con terminali *Inoxpres*, flangiati o con filettature;
- tubi in rame con cartellature su estremità in ottone;

- saldobrasature tra acciaio, ottone e rame.

I primi hanno la caratteristica di poter essere collegati in maniera rapida con l'apposita pinza che stringe e deforma permanentemente l'estremità in rilievo in cui è alloggiato una guarnizione in gomma.

I secondi vengono usati comunemente nel settore della refrigerazione accoppiando i due materiali dopo la realizzazione di una svasatura sul rame. Anche in questo caso la tenuta viene garantita dalla deformazione plastica del metallo più duttile stretto a contrasto sull'altro grazie ad un bocchettone cieco.

I componenti principali del ciclo termodinamico (scambiatori, pompa di alimento, sensori, ecc...) sono dotati, nella maggior parte dei casi, di estremità filettate: queste rappresentano possibili punti critici del circuito.

E' stato deciso, quindi, di testare alcuni campioni (Fig. 37) in condizioni cautelative rispetto a quelle di funzionamento dell'impianto sottoponendoli a pressioni massime di 50 bar (con aria e azoto), prima a temperatura ambiente, poi a temperature prossime a 150°C dopo una permanenza in forno per alcune ore.



Fig. 37 - Esempio di un provino per i test sulle connessioni.

I giunti filettati, interconnessi con nastro i teflon o canapa hanno dimostrato una scarsa resistenza ai carichi termici; per questo, in fase di montaggio del circuito si è optato per saldobrasare i punti accessibili (Fig. 38 in alto) ed aggiungere un'ulteriore barriera di tenuta realizzata con la resina epossidica e applicata come nel dettaglio di Fig. 38 in basso.



Fig. 38 - In alto: esempi di saldobrasature. In basso: campione con applicazione della resina epossidica sopra le connessioni filettate e *Inoxpres*.

La configurazione dotata di tutti gli accorgimenti ritenuti idonei, ha superato le prove di tenuta con esito positivo anche nelle condizioni più estreme.

4.2 - Prove di tenuta del circuito

Dopo aver posizionato i componenti dell'impianto a terra e su una staffatura verticale, è stato realizzato il sistema di *piping*. Di conseguenza si è verificata la sua tenuta, sia in condizione di pressurizzazione che di vuoto: il circuito di lavoro infatti, analogamente a quanto succede per i sistemi frigoriferi, deve essere ermetico e privo di aria.

Le prove di pressurizzazione sono state condotte collegando una delle valvole di accesso del circuito ad un compressore ed imponendo per alcuni minuti determinati valori di pressione (da 1 a 35 bar). Durante i primi test sono emerse delle perdite localizzate, visibili tramite l'ausilio di un cercafughe in sapone (Fig. 39). Dopo l'applicazione della resina epossidica (in alcuni casi ripetuta in più strati) tutte le connessioni hanno mostrato un buona risposta ai carichi imposti.



Fig. 39 - Verifica delle perdite localizzate con l'ausilio del cercafughe.

Nel grafico di Fig. 40 si osserva l'andamento di una prova nell'arco di 4 ore (con un'acquisizione ogni secondo nelle zone di interesse).

Al raggiungimento dei vari *step* di pressione si è verificato che questa non scendesse in maniera significativa per circa 10 minuti: in tutti i casi la variazione è risultata essere al di sotto dell'accuratezza dello strumento di misura (intorno a 0,03 bar).

Terminate le prove di pressurizzazione, il circuito è stato portato in condizioni di vuoto grazie ad una pompa apposita. Una volta raggiunto e stabilizzato il valore di pressione minimo, si è monitorata, ancora una volta, la sua variazione nel tempo, con acquisizioni ogni 30 secondi.

In 10 ore (Fig. 41) il valor medio è salito di circa 0,004 bar dal momento in cui è stata spenta la pompa a vuoto.

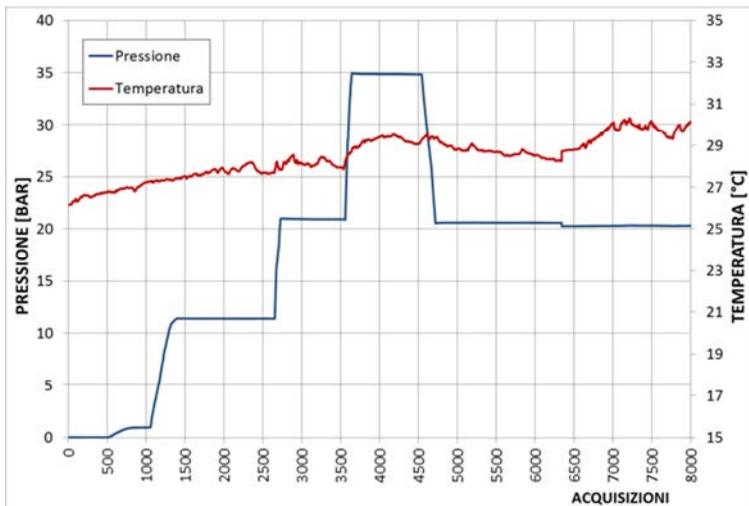


Fig. 40 - Andamento della pressione e della temperatura ambiente durante la prova di pressurizzazione.

I risultati hanno permesso, quindi, di stabilire che il circuito realizzato sia ermetico con un grado sufficiente di affidabilità.

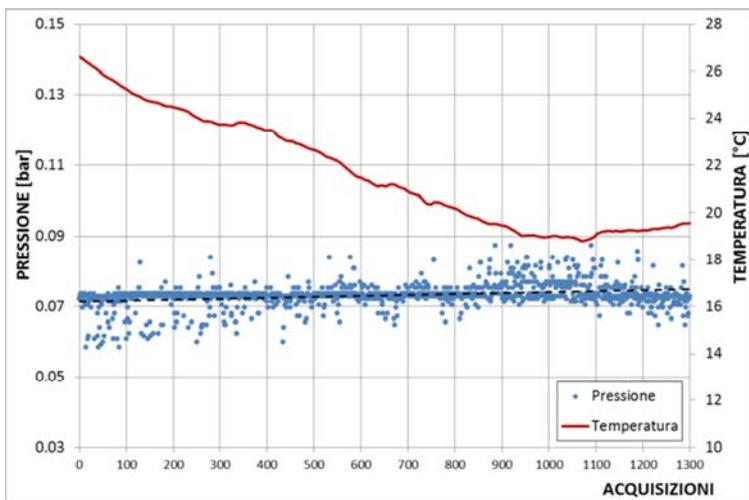


Fig. 41 - Andamento della pressione e della temperatura durante la prova di vuoto condotta per 10 ore.

4.3 - Verifica di miscibilità con oli lubrificanti

Il fluido di lavoro scelto per la prima campagna di prova è l'R245fa. Tale fluido è poco viscoso (in fase liquida la viscosità dinamica è dell'ordine di 10^{-4} [Pa·s]) e, dato che all'interno del ciclo termodinamico interagisce con organi meccanici in movimento, è necessario aggiungere nel circuito una certa quantità di lubrificante.

Per la pompa ad ingranaggi, che normalmente lavora in bagno d'olio, era stato indicato dal costruttore l'impegno di un comune olio da motore. Per verificare la compatibilità con l'R245fa, i due fluidi sono stati miscelati all'interno di un'ampolla di vetro ermeticamente chiusa.

In Fig. 42 si nota come le sostanze siano rimaste visibilmente separate anche dopo l'agitamento del contenitore per alcuni minuti; si è dedotto che non si poteva garantire l'omogeneità della distribuzione dell'olio nel circuito e quindi la sua presenza costante nel tempo sulle parti meccaniche in movimento. Di seguito è stato aggiunto nella stessa ampolla un altro tipo di lubrificante (Criolube Poe della Rivoira) usato con i fluidi frigoriferi come l'R134a, R404a, R407c e R410a.

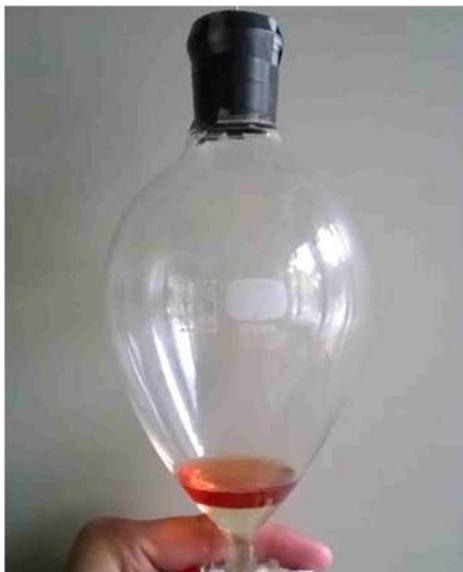


Fig. 42 - Ampolla di vetro contenente R245fa e olio lubrificante da motore.

In questo caso l'olio ha prima attraversato lo strato superiore, per poi miscelarsi alla fase liquida di R245fa che da trasparente è diventato di colore bianco opaco.



Fig. 43 - Dettaglio dell'ampolla con la miscela di R245fa e olio prodotto da Rivoira (l'olio da motore occupa separatamente la parte superiore).

La prova ha suggerito di utilizzare nell'impianto il lubrificante prodotto da Rivoira. Non potendo confinarlo solo nelle zone con gli organi meccanici in movimento (pompa e scroll), è infatti importante che sia disciolto uniformemente insieme al fluido di lavoro. Sulla base delle indicazioni del costruttore dell'espansore è stato scelto di introdurre una percentuale in volume pari al 5%.

4.4 - Caratterizzazione dell'espansore con aria compressa

L'espansore *scroll*, come riportato nel par. 3.1, è chiuso all'interno di un *case* che contiene anche l'alternatore e l'energia meccanica dell'albero messo in rotazione dal passaggio del fluido viene direttamente convertita in energia elettrica con uscita trifase. Per misurare e gestire in maniera più agevole la potenza erogata, la tensione viene trasformata in continua attraverso un convertitore AC/DC. Non avendo dati a disposizione sul funzionamento della macchina come generatore si è deciso di predisporre un piccolo banco prova per ottenere il *range* utile di questa grandezza al variare del numero di giri imponendo il passaggio di aria. Oltre ad un compressore ed una valvola parzializzatrice per il flussaggio, i test hanno previsto l'inserimento di 2 *tester*, uno per la misura della tensione, l'altro per la misura della frequenza di fase da cui si ricavano gli rpm. Ai capi del convertitore AC/DC sono state collegate delle resistenze in parallelo

escludibili tramite interruttori manuali (di valore diverso da quelle predisposte per il banco e riportate nel par. 3.5). Queste costituiscono un carico con cui frenare la macchina in regime di rotazione: attivando gradualmente più resistenze, a parità delle altre condizioni al contorno, aumenta la corrente in uscita e si rallenta l'albero motore.

La prima prova ("a vuoto") è stata condotta svincolando l'alternatore dal carico resistivo e discretizzando l'apertura della valvola di immissione dell'aria compressa. I test seguenti, invece, hanno previsto l'imposizione di una certa portata in ingresso e l'inserimento delle resistenze in parallelo per un carico decrescente di 30,3 - 16,4 - 11,2 - 8,6 - 7 - 6,2 ohm.

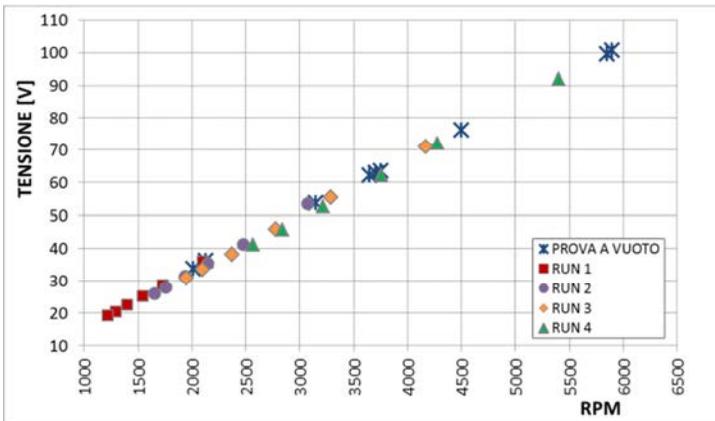


Fig. 44 - Andamento della tensione DC in funzione del numero di giri dell'espansore per le prove con aria compressa.

Nel grafico di Fig. 44 si mettono in evidenza i valori ottenuti per quanto riguarda il numero di giri e tensione dc. Si nota come la relazione tra le due grandezze sia lineare

indipendentemente dalle condizioni al contorno e che lo scostamento massimo del coefficiente angolare delle rette di interpolazione rispetto al valor medio sia intorno al 3%.

La prova ha quindi permesso di stabilire che l'espansore eroghi in uscita una tensione massima intorno a 100 volt DC, supponendo di farlo operare con velocità di rotazione non superiori a quelle di design (6000 rpm).

5 - Le prove sperimentali

Il banco prova, dopo il superamento con esito positivo delle prove di tenuta in pressione e sottovuoto, è stato riempito di R245fa. La procedura ha previsto il collegamento di una pompa a vuoto, azionata in continuo per alcune ore in modo da estrarre l'aria e l'umidità presente all'interno. Di conseguenza sono state connesse in serie ad una delle valvole di accesso del circuito, la bombola di R245fa ed un'altra pompa per favorire il riempimento come riportato nello schema di Fig. 45.

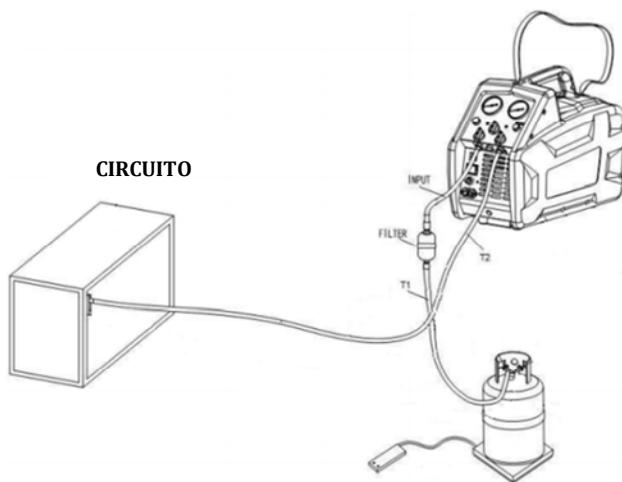


Fig. 45 - Schema di connessione della bombola di R245fa e della pompa per il riempimento del circuito.

La pressione interna della bombola è di poco superiore a quella atmosferica (circa 2,5 bar) e, nonostante il vuoto, non si riesce a far fluire automaticamente la quantità di fluido

desiderata (a meno di non creare un opportuno battente di liquido). La carica è stata calcolata a partire dal volume interno e ipotizzando la densità nei vari tratti in condizioni di esercizio. Una bilancia posta sotto la bombola ha permesso di conoscere con buona approssimazione (nell'ordine della decina di grammi) la massa trasferita al circuito, fissata intorno a 15 kg.

5.1 - Procedura per la conduzione dei test e descrizione di una prova caratteristica

La conduzione dei test ha previsto una procedura che è stata ripetuta senza variazioni sostanziali per tutta la campagna di prove. In generale, si sono imposte le condizioni di temperatura massima della sorgente superiore e sono stati variati alcuni parametri di funzionamento del ciclo termodinamico (come la portata ed il carico resistivo applicato all'espansore) in modo da verificarne il comportamento ed individuare le condizioni di prestazioni ottimali.

In questo capitolo si fa riferimento ad una prova in particolare, ritenuta significativa per comprendere il comportamento del ciclo termodinamico analizzato. In fase di avviamento, il primo *step* è rappresentato dal raggiungimento delle condizioni di regime per quanto riguarda la sorgente superiore. Per questo sono state attivate le resistenze della caldaia, fissato il livello di

pressione massimo per il loro spegnimento (8 bar) ed il numero di giri della pompa (50 Hz). In poco tempo (nell'ordine della decina minuti) si è ottenuto un flusso di acqua con una temperatura stabile intorno a 161°C ($\pm 3^\circ\text{C}$) ed una pressione che, a causa dell'inerzia del sistema, oscilla tra 7,5 e 8,5 bar.

Il passo successivo ha previsto l'accensione della pompa del circuito di dissipazione e l'imposizione della portata in funzione dei giri al minuto, fissati con la frequenza di rete.

A questo punto è stata avviata anche la pompa di alimento del ciclo ORC regolando l'inverter a 15 Hz che corrispondono a 0,0482 kg/s. L'R245fa ha iniziato a circolare portandosi in poco tempo (sempre nell'ordine della decina di minuti) ad una temperatura massima all'uscita dell'evaporatore di 155,5°C ed una pressione di 13,47 bar. Appena è stata prodotta una quantità sufficiente di vapore, l'espansore ha iniziato ad aumentare la propria velocità di rotazione fino a 2617 rpm, limitata dalla presenza delle resistenze in parallelo. All'avvio, queste sono state tutte inserite ottenendo un carico complessivo di circa 1 Ω .

Una volta raggiunte le condizioni di equilibrio si è atteso il tempo sufficiente per avere almeno 100 acquisizioni in cui le grandezze di interesse si mantenessero costanti (coefficiente di variazione inferiore all'1%): su di esse sono stati estrapolati i dati della prova.

Consequentemente è stato modificato il carico all'espansore disinserendo una delle resistenze in parallelo.

La macchina ha reagito incrementando la sua velocità e portandosi ad un nuovo stato di equilibrio a cui corrispondono altri valori di portata, di salto di pressione tra l'ingresso e l'uscita e di potenza erogata. La prova è quindi proseguita aumentando progressivamente il carico resistivo fino al raggiungimento di velocità ritenute critiche per la sicurezza del banco.

In Fig. 46 si riporta l'evoluzione delle principali grandezze di interesse durante lo svolgimento della prova con:

- Potenza elettrica erogata dalla macchina [W];
- T_{scroll_in} temperatura in ingresso all'espansore [°C];
- T_{scroll_out} temperatura in uscita all'espansore [°C];
- rpm numero di giri al minuto dello *scroll*;
- m_{R245fa} portata in massa del fluido di lavoro [kg/s];
- P_{scroll_in} pressione in ingresso all'espansore [bar];
- P_{scroll_out} pressione in uscita all'espansore [bar];
- R_{tot} carico resistivo totale [Ω].

All'esclusione delle resistenze (curva a gradini in viola), si sono verificati dei regimi di funzionamento instazionario della durata di pochi minuti e la variazione della maggior parte delle grandezze monitorate, mentre i livelli di temperatura e di pressione minima del ciclo termodinamico sono rimasti pressoché costanti. In particolare la potenza elettrica ha raggiunto un massimo di 947 W a 3971 rpm. Negli otto intervalli di riferimento, i dati sono stati filtrati attraverso medie statistiche, estrapolando un solo valore

significativo. Con riferimento allo schema di Fig. 47, si riportano in Tab. 20 le coppie temperatura-pressione relativi ai vari punti del ciclo termodinamico, per ogni velocità di rotazione stabilizzata.

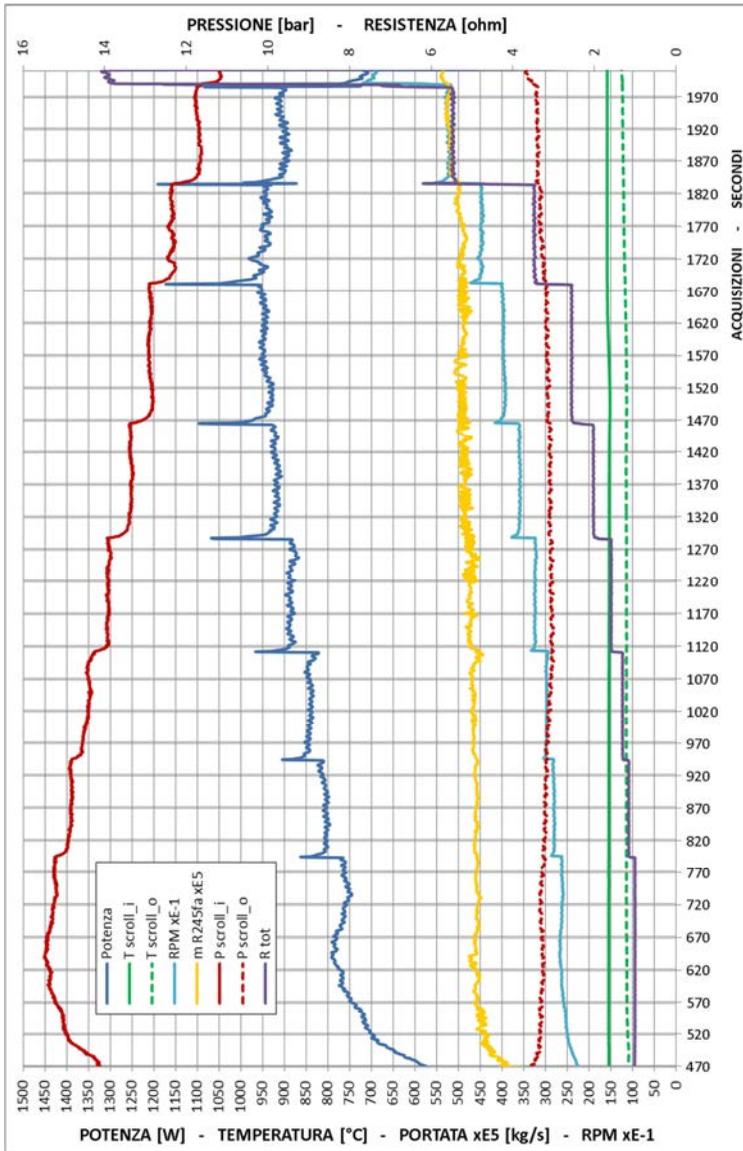


Fig. 46 - Andamento delle principali grandezze di interesse per la prova con la frequenza della pompa a 15 Hz.

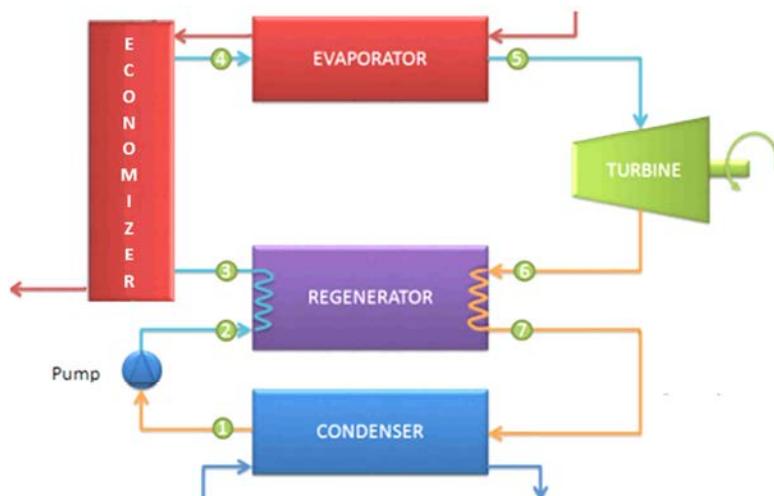


Fig. 47 - Schema di riferimento per i punti del ciclo termodinamico.

Tab. 20 - Valori di temperatura e pressione nei punti del ciclo termodinamico al variare della velocità di rotazione dell'espansore con la pompa alimentata a 15 Hz.

	2617 rpm		2807 rpm		2972 rpm		3235 rpm	
	T [°C]	P [bar]						
1	36,9	3,34	35,3	3,24	32,2	3,12	30,8	3,10
2	34,5	15,71	35,5	15,29	34,4	14,89	32,1	14,43
3	90,3	15,46	90,4	15,02	89,8	14,57	89,3	14,15
4	152,3	15,46	152,0	15,02	152,1	14,57	151,2	14,15
5	154,6	15,24	154,4	14,82	154,2	14,40	153,5	13,91
6	114,0	3,30	114,0	3,20	114,2	3,08	113,8	3,06
7	51,1	3,34	50,5	3,24	49,0	3,12	48,8	3,10

	3591 rpm		3971 rpm		4463 rpm		5231 rpm	
	T [°C]	P [bar]	T [°C]	P [bar]	T [°C]	P [bar]	T [°C]	P [bar]
1	30,9	3,14	31,9	3,21	31,9	3,36	32,6	3,43
2	31,0	13,84	31,0	13,45	31,4	12,89	31,5	12,22
3	89,2	13,59	89,9	13,03	92,9	12,61	95,8	11,93
4	151,3	13,59	152,1	13,03	155,7	12,61	155,7	11,93
5	153,3	13,36	156,4	12,89	158,2	12,36	158,1	11,70
6	114,4	3,09	115,3	3,17	119,8	3,32	122,4	3,40
7	49,0	3,14	49,7	3,21	51,2	3,36	51,9	3,43

In particolare, si sottolinea che la temperatura massima (punto 5) abbia oscillato tra 153,3 e 158,2°C e la pressione in ingresso allo *scroll* sia progressivamente scesa da 15,24 bar a 12,36 bar.

Per comprendere meglio il ciclo termodinamico in esame, si riporta di seguito (Fig. 48) la disposizione dei vari punti nel diagramma Temperatura-entropia con l'espansore a 2617 rpm. Nello specifico test emergono aspetti comuni a quasi tutte le prove eseguite. Innanzitutto il fluido esce dall'economizzatore (punto 4) già sotto forma di vapore e subisce nell'evaporatore solo un piccolo surriscaldamento. Inoltre, il rigeneratore vede una parte del fluido trasformarsi in liquido all'interno (punto 7) e, nel condensatore, si genera un fenomeno di sottoraffreddamento che assicura la presenza di un battente all'aspirazione della pompa (1). In ogni caso si deduce che gli scambiatori risultano essere piuttosto sovradimensionati, almeno a regimi ridotti dell'impianto.

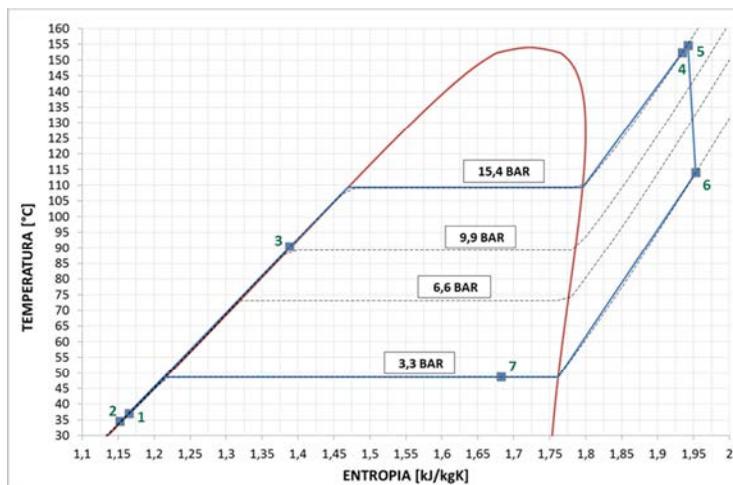


Fig. 48 - Diagramma T-s per il ciclo ORC con la velocità dell'espansore pari a 2617 rpm.

Sempre in relazione alla prova con la pompa alimentata a 15 Hz, si riportano, in Tab. 21, i valori delle grandezze che caratterizzano la macchina espansore da un punto di vista elettrico e per quanto riguarda il rapporto di pressione smaltito (β). I grafici seguenti riassumono gli andamenti significativi (Fig. 49-Fig. 51).

Si può affermare che la tensione e la corrente DC presentano un andamento lineare in funzione del numero di giri della macchina e che la potenza ha un massimo intorno ai 4000 rpm.

Tab. 21 - Valori mediati delle grandezze caratteristiche per la prova con la pompa a 15 Hz.

rpm	2617	2807	2972	3235	3591	3971	4463	5231
Portata [kg/s]	0,0457	0,0459	0,0466	0,0472	0,0485	0,0488	0,0494	0,0521
Tensione [V]	27,7	30,6	33,2	37,5	43,1	49,2	57,2	70,3
Corrente [A]	27,5	26,4	25,3	23,6	21,3	19,2	16,5	12,8
Potenza el. [kW]	0,760	0,807	0,841	0,884	0,919	0,947	0,942	0,902
η_{ent}	0,147	0,148	0,1470	0,147	0,146	0,159	0,153	0,146
η_{mec-el}	0,529	0,555	0,5713	0,592	0,601	0,557	0,573	0,556
η_{tot}	0,078	0,082	0,0839	0,087	0,088	0,089	0,088	0,081
β	4,6	4,6	4,7	4,5	4,3	4,1	3,7	3,4

All'aumentare della velocità di rotazione (raddoppiata nel range investigato) la portata è aumentata del 14% mentre il rapporto di espansione è sceso del 26% complessivamente.

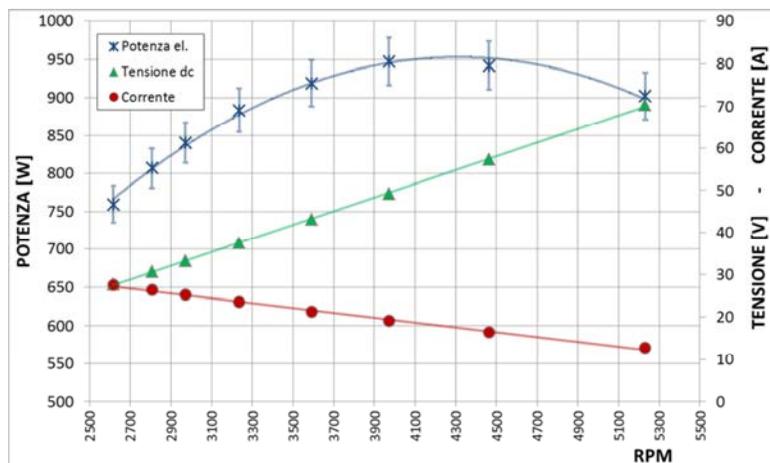


Fig. 49 - Andamento della potenza erogata, tensione e corrente in funzione del numero di giri al minuto dello scroll per la prova a 15 Hz.

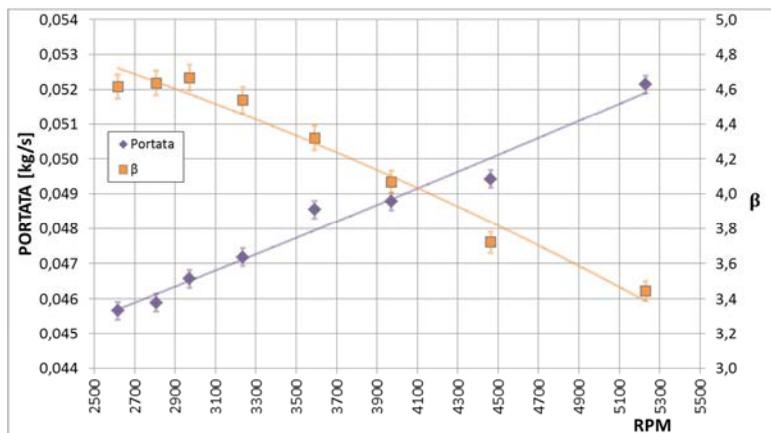


Fig. 50 - Andamento della portata di R245fa misurata e del rapporto di espansione attraverso lo scroll in funzione del numero di giri per la prova a 15 Hz.

Anche l'andamento della corrente in funzione della tensione risulta essere lineare; l'alternatore eroga in uscita fino a 27,5 A mentre per velocità di poco inferiori a quelle di design, non si superano i 71 V (Fig. 51).

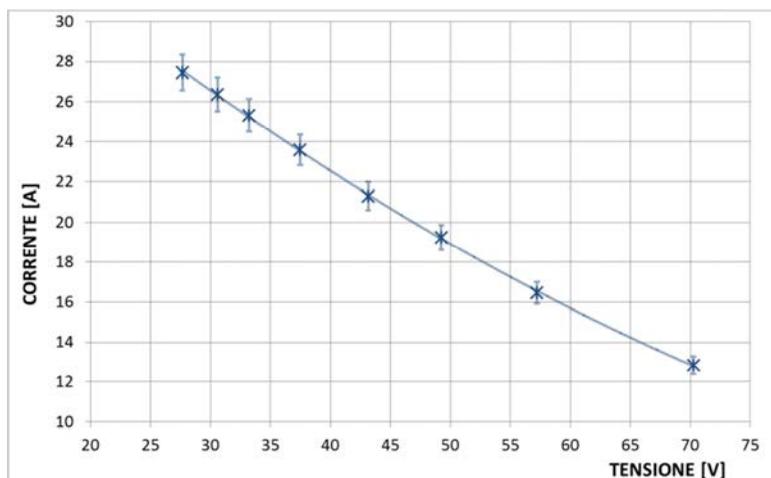


Fig. 51 - Andamento delle corrente in funzione della tensione DC per la prova a 15 Hz.

L'aspetto più interessante è rappresentato dalla valutazione delle varie efficienze definite nel par. 3.9, che descrivono le prestazioni, parziali o complessive, dell'impianto (Fig. 52). Il rendimento entalpico, ad esempio, indica la frazione di energia sottratta al fluido durante l'espansione rispetto a quella che gli è stata fornita dalla sorgente superiore. Dalle misure effettuate si evidenzia come non si riesca ad estrarre più del 16% dell'energia disponibile. Tale valore è da imputare alle perdite termiche verso l'esterno e soprattutto all'utilizzo di una macchina volumetrica non ottimizzata per il funzionamento nell'impianto in esame.

A questa frazione bisogna poi togliere il contributo negativo dato dalla meccanica dell'espansore (attriti dei componenti in rotazione) e dalla parte elettrica (alternatore e convertitore AC/DC). In relazione ad essi, il rendimento meccanico-elettrico risulta avere un impatto importante sulle prestazioni rimanendo al di sotto del 60%.

Ne consegue che il rendimento totale (prodotto tra primi due) ha un andamento analogo agli altri e raggiunge un massimo di 8,9% nell'intorno in cui si ottengono i valori maggiori di potenza elettrica (3971 rpm).

Per le considerazioni sugli errori della catena di misura e sulla loro visualizzazione si rimanda all'Appendice.

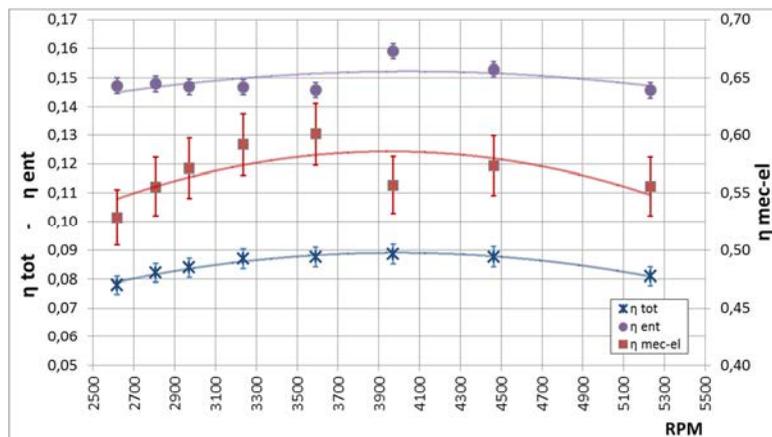


Fig. 52 - Curve di rendimento in funzione del numero di giri.

5.2 - Test al variare del numero di giri al minuto della pompa di alimento

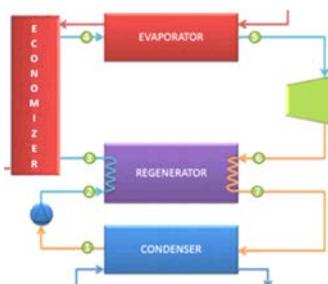
La prova descritta del paragrafo precedente ha messo in luce il comportamento dell'espansore e del ciclo termodinamico tenendo fissa la velocità di rotazione della pompa a 15 Hz e la temperatura massima della sorgente superiore al variare del carico resistivo applicato. In questa sezione verranno riportati i test successivi, eseguiti con la stessa procedura, a parità di livelli di temperatura massimi e alimentando la pompa a 5 e 25 Hz, sempre tramite l'utilizzo di un inverter. Sono state eseguite prove a frequenze maggiori ma, per l'insorgere di vibrazioni potenzialmente pericolose per l'impianto, hanno avuto una durata breve. I *range* coperti con le tre configurazioni della pompa, sono stati piuttosto ampi, dai 1000 a 6000 rpm, con potenze elettriche comprese tra qualche centinaio di watt fino a 1,6

kW, con un rapporto di espansione massimo di 5,71. I dati più significativi della prova a 25 Hz sono riportati in Tab. 22 e Tab. 23.

Tab. 22 - Valori di temperatura e pressione nei punti del ciclo termodinamico al variare della velocità di rotazione dell'espansore con la pompa alimentata a 25 Hz.

	3526 rpm		3850 rpm		4025 rpm		4432 rpm	
	T [°C]	P [bar]						
1	41,0	3,27	44,6	3,22	46,9	3,15	47,7	3,24
2	39,2	18,97	43,0	19,06	45,2	19,13	46,4	18,71
3	91,8	18,53	90,3	18,65	86,5	18,33	91,8	18,05
4	154,0	18,53	143,1	18,65	118,0	18,33	117,5	18,05
5	157,6	18,30	155,7	18,45	153,0	18,21	157,5	17,84
6	117,6	3,27	115,7	3,23	109,8	3,18	116,5	3,26
7	51,2	3,27	51,9	3,22	53,3	3,15	54,9	3,24

	4845 rpm		5338 rpm		5997 rpm	
	T [°C]	P [bar]	T [°C]	P [bar]	T [°C]	P [bar]
1	48,1	3,29	48,7	3,36	48,8	3,39
2	46,9	17,78	47,5	17,46	47,9	16,92
3	93,1	17,38	93,7	16,92	94,5	16,31
4	115,8	17,38	115,0	16,92	113,2	16,31
5	157,5	17,16	157,5	16,75	157,3	16,04
6	118,0	3,32	119,1	3,40	119,9	3,42
7	55,2	3,29	55,8	3,36	56,0	3,39



Tab. 23 - Valori mediati delle grandezze caratteristiche per la prova con la pompa a 25 Hz.

rpm	3526	3850	4025,0	4432	4845	5338	5997
Portata [kg/s]	0,0705	0,0772	0,0757	0,0776	0,0781	0,0812	0,0829
Tensione [V]	35,4	40,1	43,8	49,7	56,8	64,8	75,5
Corrente [A]	35,4	34,9	33,7	31,6	28,3	25,6	21,9
Potenza el. [kW]	1,256	1,401	1,478	1,569	1,611	1,656	1,656
η_{ent}	0,129	0,127	0,138	0,137	0,135	0,132	0,131
η_{mec-el}	0,662	0,687	0,663	0,699	0,726	0,736	0,726
η_{tot}	0,086	0,087	0,091	0,096	0,098	0,097	0,095
β	5,60	5,71	5,73	5,47	5,17	4,93	4,69

Si evidenzia come, all'aumentare del numero di giri, il fluido continui ad evaporare all'economizzatore ma il salto termico venga fornito gradualmente anche nell'evaporatore, passando da 3,6 a 44,1°C (punti 4-5). Gli scambiatori sono ancora sovradimensionati (la potenza scambiata è circa la metà di quella di progetto), ma lavorano più vicini alle condizioni di *design*.

Nei grafici di Fig. 53 e Fig. 54 vengono riassunti gli andamenti delle principali grandezze per quanto riguarda le prove a 5, 15 e 25 Hz.

In generale si ha un aumento delle prestazioni in relazione alla potenza erogata e si individuano dei punti di massimo in tutte le configurazioni. La macchina, inoltre, tende ad avvicinarsi ai regimi di rotazione per cui è stata costruita. Tensione e corrente mantengono un legame tendenzialmente lineare; si sottolinea come l'espansore sia in grado di erogare correnti superiori a 35 A mentre la

tensione rimane al di sotto dei 76 V. Di questi aspetti bisognerà tenere conto in fase di gestione del sistema attraverso l'impiego di componenti come gli inverter.

Anche in termini di efficienze si verificano delle variazioni importanti innalzando l'alimentazione della pompa.

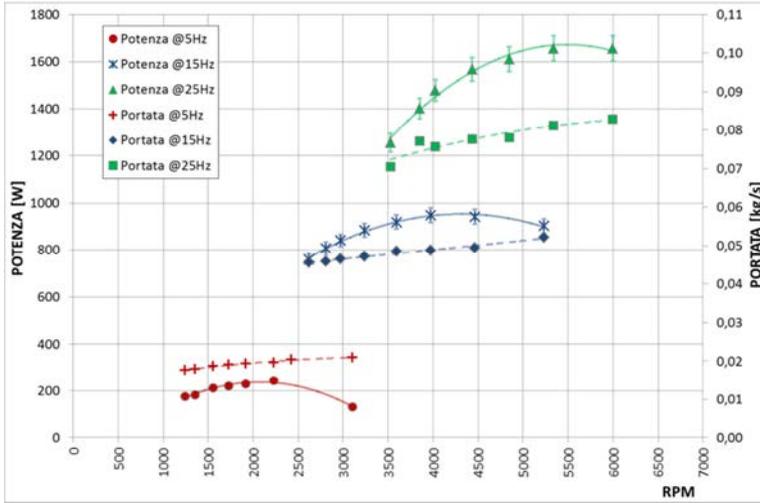


Fig. 53 - Andamento della potenza erogata e della portata in funzione del numero di giri al minuto dello scroll per la prova a 5, 15 e 25 Hz.

In Fig. 55, dove gli valori delle prove sono ordinati in funzione degli Hz, si vede come il rendimento entalpico cali del 50% circa (fenomeno legato essenzialmente alle perdite termiche verso l'esterno) ma quello meccanico-elettrico subisca un notevole incremento passando, in media, da 0,25 a 0,71 (Tab. 24).

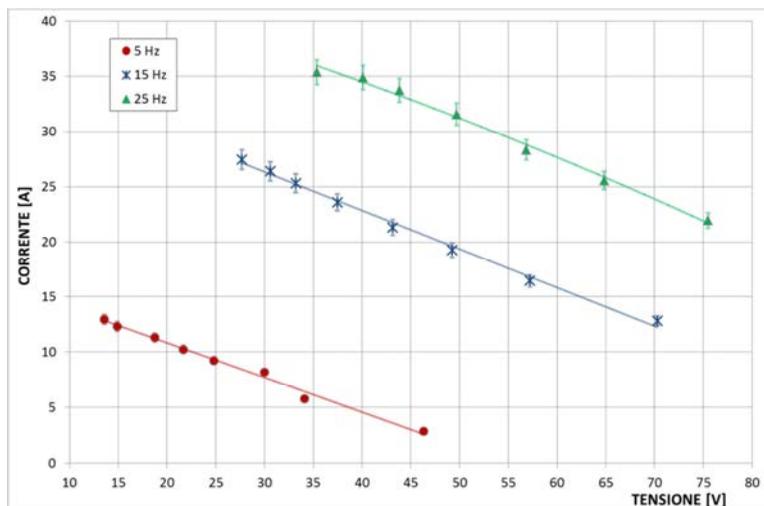


Fig. 54 - Andamento delle correnti in funzione della tensione DC per le prove a 5, 15, 25 Hz.

Tab. 24 - Valori medi delle grandezze caratteristiche per le prove a 5, 15, 25 Hz.

Hz Pompa	Portata [kg/s]	Tensione [V]	Corrente [A]	Potenza el. [kW]	Potenza ter. [kW]	rpm	$\eta_{\text{mec-el}}$	η_{ent}	η_{tot}
5	0,0186	18,7	11,2	0,205	4,257	1558	0,251	0,250	0,048
15	0,0480	43,6	21,6	0,875	10,354	3611	0,567	0,149	0,084
25	0,0779	53,7	29,6	1,525	16,341	4665	0,706	0,132	0,093

Hz Pompa	$T_{\text{scroll_in}}$ [°C]	$T_{\text{scroll_out}}$ [°C]	$T_{\text{cond_in}}$ [°C]	$P_{\text{scroll_in}}$ [bar]	$P_{\text{scroll_out}}$ [bar]	β
5	154,0	105,8	51,4	9,75	3,32	2,93
15	155,3	116,0	50,1	13,58	3,20	4,25
25	157,0	117,8	54,2	17,42	3,31	5,26

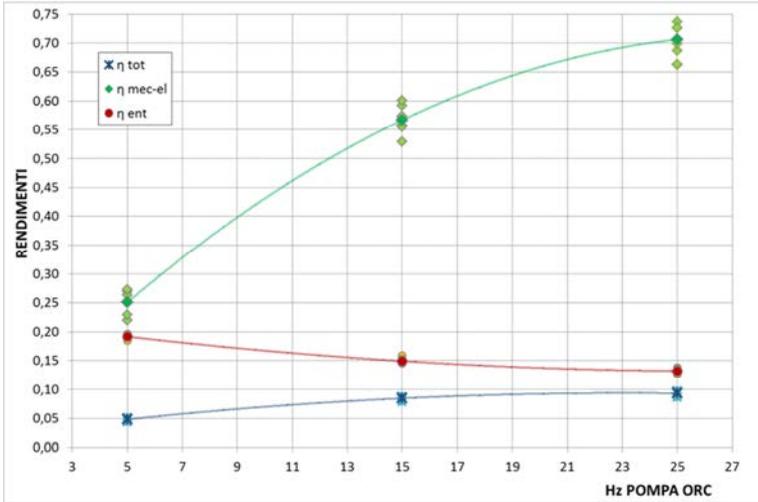


Fig. 55 - Curve di rendimento per le prove con la pompa alimentata a 5, 15 e 25 Hz.

Questo fenomeno indica come il trasferimento dell'energia posseduta dal fluido alle parti meccaniche e la conversione in energia elettrica siano fortemente legati al regime di funzionamento dell'impianto che risulta ottimizzato spingendosi verso portate più elevate (0,0779 kg/s).

La quantità di fluido elaborata dall'espansore non cresce con la stessa proporzione con cui aumentano gli Hz della pompa ma si verifica un innalzamento della pressione all'ingresso dello *scroll* e di conseguenza, con una pressione di scarico abbastanza costante, aumenta il rapporto di espansione (fino a 5,3). Con queste condizioni al contorno, la macchina dimostra un comportamento relativamente migliore ed il rendimento totale raggiunge valori intorno a 0,093.

Un altro punto di osservazione interessante è quello che si può ottenere monitorando il ciclo termodinamico in relazione al carico resistivo applicato alla macchina. Se si mostrano le curve di rendimento totale in funzione di esso (Fig. 56), si nota come il massimo si ottenga, in tutte le prove e per diversi rpm, quando la resistenza complessiva è compresa tra 2 e 3 Ω .

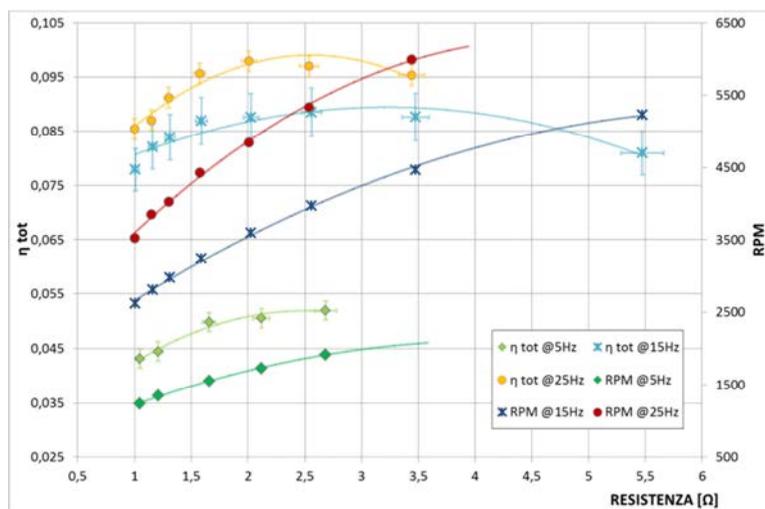


Fig. 56 - Curve di rendimento totale e rpm dell'espansore in funzione del carico resistivo applicato.

5.2.1 - Test con alimentazione della pompa a 30 Hz

Le misure riportate nel paragrafo precedente mostrano, nei *range* investigati, degli andamenti asintotici e monotoni per quanto riguarda le efficienze. Nell'ottica di individuare nell'intorno del campo di indagine principale la presenza di valori di massimo relativo, è stata condotta anche una breve

prova alimentando la pompa del circuito ORC a 30 Hz. La temperatura massima è stata mantenuta sempre vicina a 150°C ed il carico resistivo è stato fissato al valore minimo disponibile (1 Ω con tutte le resistenze in parallelo attivate) per evitare l'insorgere di fenomeni di vibrazione rilevanti. A queste condizioni, le grandezze di interesse si sono stabilizzate sui valori di Tab. 25.

Tab. 25 - Valori delle grandezze caratteristiche per la prova con la pompa a 30 Hz con carico resistivo sull'espansore di 1 Ω .

rpm	3591
Portata [kg/s]	0,0893
Tensione [V]	36,4
Corrente [A]	37,0
Potenza el. [kW]	1,348
η_{ent}	0,122
η_{mec-el}	0,663
η_{tot}	0,076
β	5,60

Confrontando questi dati con i precedenti ottenuti con velocità della pompa a differenti Hz ma con lo stesso carico resistivo applicato, si è ottenuto il grafico di Fig. 57 dove sono riportate le varie efficienze.

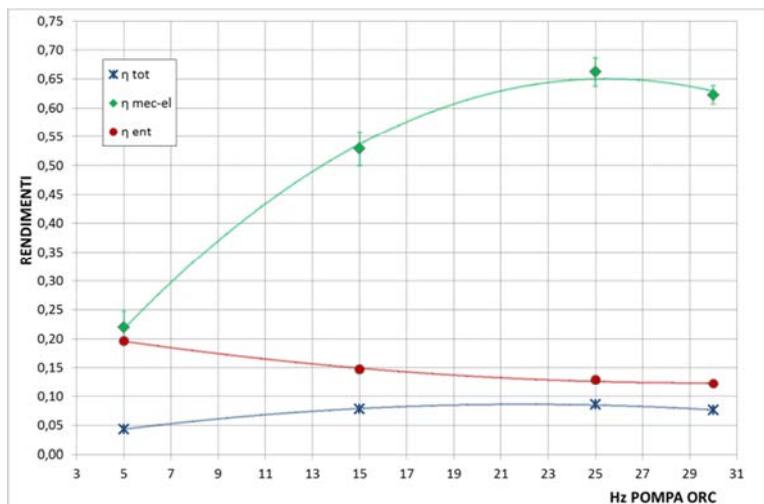


Fig. 57 - Curve di rendimento per le prove con la pompa alimentata a 5, 15, 25 e 30 Hz e con il carico di 1Ω applicato all'espansore.

Si nota un'inversione nella curva del rendimento meccanico-elettrico che tende a scendere fermandosi a 0,663; lo stesso comportamento si rileva per il rendimento totale che perde circa 1 punto percentuale. Sulla base dell'influenza della variazione del carico variabile analizzata precedentemente, si può affermare che nell'intorno dei 25 Hz per alimentazione della pompa, il banco si porta al regime di miglior rendimento.

5.3 - Test a temperatura massima ridotta

L'impianto ORC è stato pensato per sfruttare l'energia proveniente da fonti rinnovabili che ha la caratteristica di essere fornita in quantità e forma variabile. Per questo sono state condotte alcune prove per verificare il comportamento

delle prestazioni del ciclo termodinamico di riferimento al variare delle condizioni della sorgente superiore.

Una di queste ha previsto l'imposizione della temperatura massima dell'acqua proveniente dalla caldaia a 142°C. Di seguito la pompa del circuito principale è stata alimentata a 15 Hz e si è proceduto con una prova simile a quella descritta nel par. 5.1.

In Tab. 26 vengono riportati i dati significativi medi del test confrontati con quelli della prova a 15 Hz, con la sorgente superiore a 160,2°C. Si rileva che un aumento pari a 20°C delle temperatura massima del ciclo termodinamico (13%) comporta una crescita della potenza elettrica dell'8%, ottenuta con un pari guadagno di tensione e corrente DC. A temperature più alte, se da un lato il rendimento meccanico elettrico diminuisce, dall'altro quello entalpico cresce maggiormente: ne risulta che il rendimento totale sale del 10%.

Tab. 26 - Confronto tra dati medi caratteristici delle prove con temperature massime di ciclo termodinamico pari a 135 e 155°C (alimentazione della pompa a 15 Hz).

	Tensione [V]	Corrente [A]	Potenza el. [kW]	Potenza ter. [kW]	rpm	$\eta_{\text{mec-el}}$	η_{ent}	η_{tot}
	41,7	20,8	0,806	10,582	3348	0,605	0,126	0,076
	43,6	21,6	0,875	10,354	3611	0,567	0,149	0,084
Variazione %	+4	+4	+8	-2	+7	-7	+16	+10

	$T_{\text{scroll_in}}$ [°C]	$T_{\text{scroll_out}}$ [°C]	$T_{\text{cond_in}}$ [°C]	$P_{\text{scroll_in}}$ [bar]	$P_{\text{scroll_out}}$ [bar]	β	Portata [kg/s]
	135,0	99,0	55,3	13,94	3,63	3,84	0.0517
	155,3	116,0	50,2	13,58	3,20	4.25	0.0480
Variazione %	+13	+15	-10	-3	-13	+10	-8

Dagli andamenti visibili nel diagramma di Fig. 58 si evidenzia come il massimo di potenza e rendimento totale si misurano per diversi giri al minuto dell'espansore (3680 e 3971 rpm) ma sempre intorno allo stesso valore del carico resistivo pari a $2,6 \Omega$.

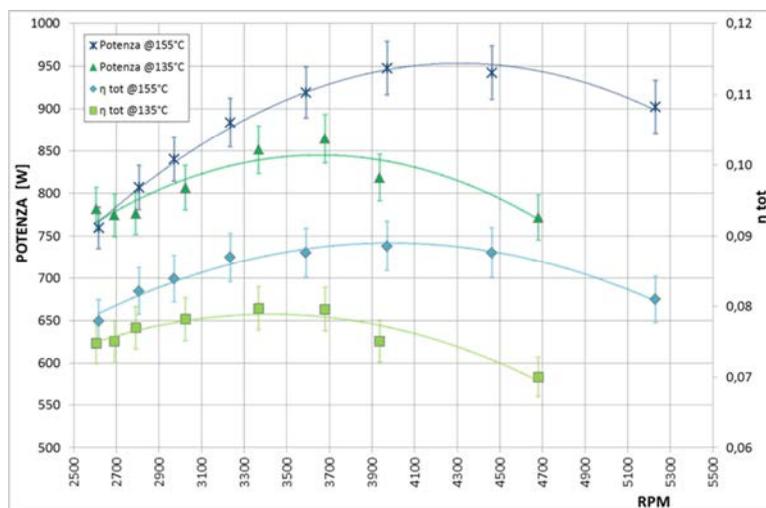


Fig. 58 - Andamento della potenza erogata e del rendimento totale in funzione del numero di giri al minuto dello scroll per le prove a 15 Hz, con temperature massima pari a 135 e 155°C.

Conclusioni

La modellazione dei cicli Rankine a fluido organico e, soprattutto, la successiva realizzazione del banco prova con l'indagine sperimentale condotta, hanno permesso di valutare positivamente l'impiego di questa tecnologia per impianti di piccola taglia, che ancora non hanno visto uno sviluppo a livello industriale.

Il mercato di riferimento è essenzialmente quello residenziale per cui si ha come *target* una potenza elettrica di circa 3 kW con la possibilità di recupero dell'energia di condensazione a vari livelli di temperatura in modo da ottenere cogenerazione ed eventualmente trigenerazione (potenze termiche dell'ordine di qualche decina di kilowatt). Il vantaggio principale dell'ORC (per quanto riguarda la configurazione studiata ma si può estendere la considerazione più in generale) è quello di poter soddisfare il fabbisogno richiesto con temperature massime al di sotto dei 180°C, valore che permette l'accoppiamento con fonti di calore di basso pregio (ad esempio biomasse) oppure con piccoli sistemi di conversione dell'energia solare a concentrazione.

Un altro requisito importante che deve essere soddisfatto da un sistema micro-ORC è la compattezza e l'economicità, necessarie perché questo possa effettivamente richiamare

l'attenzione del mercato ed essere oggetto di un massiccio processo di industrializzazione.

La progettazione del banco ha tenuto conto di questi aspetti e l'indagine è partita proprio utilizzando dei componenti già disponibili nel mercato. In particolare, come già riportato nel par. 3.1, l'espansore viene prodotto come compressore per il circuito di condizionamento di un'automobile e quindi è stato utilizzato, all'interno dell'ORC, invertendo il flusso che lo attraversa.

I risultati ottenuti dalle prove sperimentali hanno messo in evidenza un funzionamento soddisfacente della macchina e si ipotizza che ci siano margini di miglioramento a seguito di un'opportuna ottimizzazione degli organi meccanici ed elettrici che la compongono. Nella configurazione attuale il rendimento meccanico-elettrico, definito come rapporto tra la potenza elettrica misurata in corrente continua e quella disponibile ceduta dal fluido, è risultato essere variabile tra il 22% e il 73,6%, con la pompa di alimento messa in rotazione rispettivamente a 5 e 25 Hz. Tali valori influiscono pesantemente sul rendimento complessivo del sistema che passa, nelle stesse condizioni, dal 4,3% al 9,8%. In Tab. 27 si riportano le grandezze principali della prova in cui si è misurata l'efficienza maggiore.

Tab. 27 - Valori delle grandezze caratteristiche per la prova a rendimento totale più elevato.

Hz pompa	25
rpm	4845
Portata [kg/s]	0,0781
Tensione [V]	56,8
Corrente [A]	28,3
Carico resistivo [Ω]	2
Potenza el. [kW]	1,611
Potenza ter. [kW]	16,440
Potenza dis. [kW]	13,329
η_{ent}	0,135
η_{mec-el}	0,726
η_{tot}	0,098
β	5,17
P_{scroll_in} [bar]	17,16
P_{scroll_out} [bar]	3,32
T_{max} [°C]	157,5
T_{scroll_out}	118,0
T_{cond} [°C]	55,2
T_{rig} [°C]	93,1

Si sottolinea come, durante la conduzione del banco prova, non sia stato possibile gestire i parametri del circuito di dissipazione ed innalzare la temperatura di condensazione del fluido. Dato, però, il livello termico in uscita all'espansore (118°C) si prevedono le condizioni idonee per integrare un processo di cogenerazione sottoposto che può essere favorito sia limitando la potenza elettrica utile (quando non richiesta), sia riducendo il recupero di calore al rigeneratore.

Per quanto riguarda la potenza massima ottenuta, si riporta che le prove principali sono state eseguite al di sotto dei 1,7 kW in modo da poter acquisire i dati all'interno di intervalli temporali sufficientemente lunghi in condizioni di sicurezza. Spostandosi verso prestazioni più elevate sono sorti, infatti, fenomeni di vibrazione relativamente intensi che avrebbero potuto sollecitare le connessioni fino a rottura (con conseguente perdita della carica di R245fa). Per brevi periodi, sono state comunque raggiunte potenze elettriche intorno a 2,5 kW con una temperatura e pressione in ingresso allo *scroll* pari rispettivamente a 169°C e 20,23 bar, dimostrando la potenzialità dell'impianto nel soddisfare il *target* prefissato.

L'espansore ha evidenziato le prestazioni migliori all'aumentare della pressione in ingresso (maggiore di 17 bar) riuscendo di conseguenza a smaltire un β crescente superiore a 5. Tali limiti non sono tanto dovuti al funzionamento della macchina, quanto al mantenimento in sicurezza del circuito e delle connessioni. Il regime di rotazione ottimale non è un valore unico ma dipende contemporaneamente dalla portata e dal carico elettrico imposti, rispettivamente, dalla pompa e dal carico elettrico. Nelle condizioni migliori la macchina ha mantenuto un regime di rotazione ottimale inferiore a quello di design (4845 rpm) ma non si esclude che aumentando la portata fornita dalla pompa, ci si sposti verso velocità maggiori.

In generale è stato notato anche un buon adattamento ai carichi parziali soprattutto per quanto riguarda i tempi di risposta alla variazione delle condizioni al contorno: i regimi transitori risultano avere una durata dell'ordine di qualche minuto. Un discorso analogo può essere fatto per l'avviamento dell'impianto.

E' importante mettere in evidenza come i valori del rendimento complessivo dell'ORC siano stati ottenuti in totale assenza di coibentazione dell'impianto e che le perdite termiche hanno avuto, quindi, un impatto importante sul calcolo delle prestazioni. Inoltre, il ciclo termodinamico ha previsto nella maggior parte dei casi, in ingresso alla pompa, un livello di sottoraffreddamento sovradimensionato in relazione a quello teoricamente richiesto (5°C in meno alla temperatura di condensazione), dovuto all'impossibilità di regolare il carico di dissipazione. Anche questo fenomeno, da compensare con un incremento di potenza termica da fornire al fluido per raggiungere le condizioni desiderate in prossimità dello *scroll*, ha influito negativamente sul rendimento del ciclo termodinamico.

Infine, i componenti di natura elettronica (come il convertitore AC/DC), posti ai capi dei *pin* trifase dell'espansore per facilitarne la gestione e le misure, hanno dato, a loro volta, un contributo negativo sulla potenza elettrica realmente estraibile dalla macchina.

Partendo da queste considerazioni, si può concludere che ci sono degli ottimi margini di miglioramento nello sviluppo di

un impianto ORC per applicazioni di micro-generazione e l'indagine condotta apre numerosi spunti per nuove attività di ricerca, a partire dall'ottimizzazione della macchina responsabile della generazione di energia elettrica.

Appendice

Considerazioni sugli errori di misura

I dati emersi dalle prove sperimentali sono stati elaborati considerando gli errori commessi nella catena di misura e la loro propagazione per il calcolo delle grandezze derivate. Nel primo caso, come detto nel par. 3.6 si è sommato il contributo fornito dall'accuratezza del sensore e dall'acquisitore responsabile della lettura. In relazione al primo punto stabile della prova con la pompa alimentata a 15 Hz, ad esempio, sono già stati riportati i valori di riferimento in Tab. 19 (percentuale sul valore misurato).

Con lo stesso approccio si sono ricavati gli errori percentuali in tutti i punti significativi ottenuti dopo l'elaborazione delle misure negli intervalli stazionari, per le prove con la pompa alimentata a 5 e 25 Hz. Si rileva che, essendo gran parte degli errori funzione del fondo scala dello strumento, il loro peso incide maggiormente sulle misure di valori ridotti: ad esempio in Tab. 28, si mostra il confronto per una lettura di portata in massa. Gli errori assoluti sono paragonabili ma, a 5 Hz l'errore relativo ha un peso pari a quasi 4 volte quello che si ottiene a 25 Hz.

Tab. 28 - Errori assoluti e percentuali per una lettura della portata in massa relativa ad una prova a 5 e 25 Hz.

	5 Hz	25 Hz
Valore misurato [kg/s]	0,0177	0,0705
Errore assoluto [kg/s]	0,0010	0,0011
Errore relativo %	5,89	1,50

Per quanto riguarda le grandezze derivate, riprendendo la teoria della propagazione degli errori, può scrivere per una generica di esse y , nel caso semplice di dipendenza da una sola variabile x :

$$y = f(x) .$$

Si supponga poi di misurare un valore x_0 e di aver determinato l'errore assoluto associato Δx . E' noto quindi che i valori estremi della misura statisticamente probabili saranno $(x_0 - \Delta x)$ e $(x_0 + \Delta x)$. La funzione in corrispondenza del valore estremo può essere espressa come:

$$f(x_0 + \Delta x) = f(x_0) + \Delta f$$

E quindi la sua variazione è ricavabile come:

$$\Delta f = f(x_0 + \Delta x) - f(x_0) .$$

Il valore della funzione nel punto estremo dell'intervallo può essere approssimato con uno sviluppo in serie di Taylor

al primo ordine. Tale semplificazione parte dal presupposto che Δx sia sufficientemente piccolo rispetto a x_0 , tanto da poter trattare la funzione come una retta tangente in x_0 senza introdurre errori eccessivi. Si ottiene quindi:

$$f(x_0 + \Delta x) = f(x_0) + \left. \frac{df}{dx} \right|_{x=x_0} \Delta x$$

e sostituendo:

$$\Delta f = \left. \frac{df}{dx} \right|_{x=x_0} \Delta x .$$

Nel caso in cui la grandezza derivata sia funzione di k grandezze x_j , si ricorre al concetto di differenziale di una funzione di più variabili. Date quindi delle variazioni infinitesime delle grandezze dx_j , la variazione della grandezza derivata è data dal differenziale di $f(x)$ esprimibile come:

$$\Delta f = \sum_{j=1}^k \left. \frac{\partial f}{\partial x_j} \right|_{x_j=x_{j_0}} \Delta x_j .$$

Si prenda ad esempio la definizione di rendimento totale. Esso è funzione della potenza elettrica, del salto di entalpia del fluido attraverso gli scambiatori di calore e della portata in massa:

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{P_{\text{el}}}{m_{245\text{fa}} \cdot (h_{\text{scroll_in}} - h_{\text{eco_in}})} \cdot$$

A loro volta, alcuni di questi parametri sono esprimibili come funzioni delle grandezze misurate. Infatti:

- Potenza = f(Tensione, Corrente);
- $h_{\text{scroll}_i} = f(T_{\text{scroll_in}}, P_{\text{scroll_in}})$;
- $h_{\text{eco}_i} = f(T_{\text{eco_in}}, P_{\text{eco_in}})$.

Applicando la teoria della propagazione degli errori, partendo da un valore di rendimento totale η_{tot_0} , per ricavare l'errore assoluto si procede con:

$$\begin{aligned} \Delta\eta_{\text{TOT}} = & \left| \frac{\partial\eta_{\text{TOT}}}{\partial(\text{Tensione})} \right|_{\eta_{\text{TOT}}=\eta_{\text{TOT}_0}} \cdot \Delta(\text{Tensione}) + \\ & + \left| \frac{\partial\eta_{\text{TOT}}}{\partial(\text{Corrente})} \right|_{\eta_{\text{TOT}}=\eta_{\text{TOT}_0}} \cdot \Delta(\text{Corrente}) + \\ & + \left| \frac{\partial\eta_{\text{TOT}}}{\partial(m_{\text{R245fa}})} \right|_{\eta_{\text{TOT}}=\eta_{\text{TOT}_0}} \cdot \Delta(m_{\text{R245fa}}) + \\ & + \left| \frac{\partial\eta_{\text{TOT}}}{\partial(T_{\text{scroll_in}})} \right|_{\eta_{\text{TOT}}=\eta_{\text{TOT}_0}} \cdot \Delta(T_{\text{scroll_in}}) + \\ & + \left| \frac{\partial\eta_{\text{TOT}}}{\partial(p_{\text{scroll_in}})} \right|_{\eta_{\text{TOT}}=\eta_{\text{TOT}_0}} \cdot \Delta(p_{\text{scroll_in}}) + \\ & + \left| \frac{\partial\eta_{\text{TOT}}}{\partial(T_{\text{eco_in}})} \right|_{\eta_{\text{TOT}}=\eta_{\text{TOT}_0}} \cdot \Delta(T_{\text{eco_in}}) + \\ & + \left| \frac{\partial\eta_{\text{TOT}}}{\partial(p_{\text{eco_in}})} \right|_{\eta_{\text{TOT}}=\eta_{\text{TOT}_0}} \cdot \Delta(p_{\text{eco_in}}). \end{aligned}$$

L'influenza della pressione e della temperatura sui valori di entalpia è stata calcolata direttamente all'interno del software EES attraverso un apposito *tool* (*Uncertainty Propagation*).

Il procedimento è stato applicato anche per tutti i valori significativi delle prove per quanto riguarda le altre grandezze derivate di interesse come il rendimento entalpico, quello meccanico-elettrico, la potenza elettrica ed il rapporto tra le pressioni a monte e a valle dell'espansore. I risultati relativi al primo punto stabile della prova a 15 Hz sono riportati in Tab. 29.

Tab. 29 - Errori relativi ed assoluti delle grandezze derivate per un punto significativo della prova a 15 Hz.

Grandezza derivata	Errore Relativo %	Valore finale
η_{tot}	3,96	0,078±0,0031
η_{ent}	1,86	0,147±0,0027
η_{mec-el}	4,56	0,53±0,024
β	1,51	4,62±0,069
Potenza el. [kW]	3,21	0,760±0,024

Si nota come si riesca a rimanere al di sotto del 5% per quanto riguarda gli errori relativi. Su di essi incide molto l'accuratezza del sensore di portata massica ma soprattutto il misuratore di corrente che rappresenta il componente più debole della catena di misura. Gli altri sensori hanno una influenza trascurabile.

Le considerazioni ed i calcoli relativi agli errori hanno permesso di compilare in maniera esaustiva i diagrammi relativi alle prove sperimentali riportati nel cap. 5 con

l'aggiunta delle barre di errore specifiche per ogni punto significativo di ogni singolo test. Dove gli stessi indicatori sono assenti, l'ordine di grandezza dell'errore non permetteva una visualizzazione apprezzabile.

Bibliografia

- [1] “European Technology Platform on smart grids. Strategic deployment document for Europe’s electricity networks of the future” 2008. <http://www.smartgrids.eu/>
- [2] A. Frascella, “ICT nelle Smart Grids: Interoperabilità e Paradigma dell’Utente Attivo”. ENEA 2011, seminario R2B.
- [3] Bertrand F. Tchanche et al., “Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011; 15: 3963–3979.
- [4] A.I. Papadopoulos et al., “On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles”, *Applied Thermal Engineering* 2010; 30 7: 60–9.
- [5] O. Badr et al. , “Selecting a working fluid for a Rankinecycle engine”, *Applied Energy* 1985; 21: 1–42.
- [6] O. Badr et al., “Thermodynamic and thermophysical properties of organic working fluids for Rankine-cycle engines”. *Applied Energy* 1985; 19: 1–40.
- [7] M.J Lee et al., “Thermophysical capability of ozone-safe working fluids for an organic rankine cycle system”. *Heat Recovery Systems and CHP* 1993; 13: 409–18.
- [8] J.C. Bruno et al., “Modelling and optimisation of solar organic rankine cycle engines for reverse osmosis desalination”. *Applied Thermal Engineering* 2008; 28: 2212–26.

- [9] G. Angelino et al., "Multicomponent working fluids for organic rankine cycles (ORCs)". *Energy* 1998; 23: 449–63.
- [10] V. Maizza, A. Maizza, "Unconventional working fluids in organic Rankine cycles for waste energy recovery systems". *Applied Thermal Engineering* 2001; 21: 381–90.
- [11] A. Borsukiewicz-Gozdur, W. Nowak, "Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle". *Energy* 2007; 32: 344–52.
- [12] E. Sauret, A.S. Rowlands (2011), "Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems". *Energy* 2011; 36 7; 4460–67.
- [13] J. Larjola, "Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)". *International Journal of Production Economics* 1995; 41 (1–3): 227–35.
- [14] J. Bao, L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle". *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013; 24: 325–342.
- [15] D. Wang et al., "Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation". *Energy* 2013; 50: 343–52.
- [16] G. Qiu, "Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC", *Renewable Energy* 2012; 48: 565–570.

- [17] T. Yamamoto et al., "Design and testing of the organic Rankine cycle". *Energy* 2001; 26 (3): 239–51.
- [18] V.M. Nguyen et al., "Development of a prototype lowtemperature Rankine cycle electricity generation system". *Applied Thermal Engineering* 2001; 21(2): 169–81.
- [19] W. Yagoub et al., "Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building". *Applied Thermal Engineering* 2006; 26 (14–15): 1604–10.
- [20] N Inoue et al., "Development of electric power generation unit driven by waste heat: study on working fluids and expansion turbines". *ASME* 2007.
- [21] S.H. Kang, "Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid". *Energy* 2012; 41 (1): 514–24.
- [22] G. Pei et al, "Construction and dynamic test of a small-scale organic Rankine cycle". *Energy* 2011; 36 (5): 3215–23.
- [23] J. Li et al., "Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures". *Energy* 2012; 38 (1): 85–95.
- [24] R. Zanelli, D. Favrat, "Experimental investigation of a hermetic scroll expander generator". The 12th international compressor engineering conference, Purdue, USA 1994.
- [25] J.A. Mathias et al., "Experimental testing of gerotor and scroll expanders used in, and energetic and exergetic

- modeling of, an organic Rankine cycle”. *Journal of Energy Resources Technology* 2009; 131: 12201.
- [26] R.B. Peterson et al., “Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2008; 222 (3): 271–82.
- [27] H. Wang et al., “Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2009; 223 (7): 863
- [28] T. Saitoh et al., “Solar Rankine cycle system using scroll expander”. *Journal of Environment and Engineering* 2007; 2 (4): 708–19.
- [29] D. Manolakos et al., “Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination”. *Desalination* 2007; 203 (1–3): 366–74.
- [30] V. Lemort et al., “Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle”. *Applied Thermal Engineering* 2009; 29(14-15): 3094-102.
- [31] V. Lemort et al., “Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 2012; 226 (1): 126–36.
- [32] J. Brasz et al., “Development of a twin screw expessor as a throttle valve replacement for water-cooled chillers”.

- International Compressor Engineering Conference, Purdue University 2000.
- [33] M. Mohd et al., "Efficiency of compact organic Rankine cycle system with rotary-vane-type expander for low-temperature waste heat recovery". *International Journal of Environmental Science and Engineering* 2010; 2 (1): 11–6.
- [34] G. Qiu et al., "Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications". *Fuel* 2012; 96: 374–382.
- [35] H. Wang et. Al., "Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part a-Journal of Power and Energy* 2009; 223: 863–872.
- [36] G. Pei et al., "A high-speed micro turbine for organic Rankine cycle". *World Society of Sustainable Energy Technologies* 2009.
- [37] J. Mikielwicz et al., "ORC Micro-power plant for combined heat and electric power generation. Power Plant Arrangement". *First International Seminar on ORC Power Systems, Delft 2011, Netherlands.*
- [38] G. Qiu et al., "Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications". *Fuel* 2012; 96: 374–382.
- [39] C. Soffientini, "HFC-245fa: an overview of properties and applications". *Honeywell Material Safety Data Sheet.*
- [40] *Catalogo Marzocchi Pompe Spa, "Pompe ad ingranaggi", 2013.*