



Ricerca di Sistema elettrico

Modello di un impianto ORC alimentato da energia solare: confronto tra accoppiamento con fluido vettore intermedio e generazione diretta di vapore

A. Mariani, S. Dugaria, M. Smaniotto, M. Bortolato, D. Del Col

MODELLO DI UN IMPIANTO ORC ALIMENTATO DA ENERGIA SOLARE: CONFRONTO TRA ACCOPPIAMENTO CON FLUIDO VETTORE INTERMEDIO E GENERAZIONE DIRETTA DI VAPORE

A. Mariani, (ENEA) S. Dugaria, M. Smaniotto, M. Bortolato, D. Del Col (Università degli Studi di Padova, Dipartimento di Ingegneria Industriale)

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia

Obiettivo: Piccoli impianti di cogenerazione da energia solare: produzione di energia termica ed elettrica da radiazione solare, tramite cicli ORC con generazione diretta di vapore o con fluido vettore intermedio

Responsabile del Progetto: Gino Boccardi, ENEA

Indice

INDICE	3
SOMMARIO	4
1 INTRODUZIONE	5
2 RASSEGNA DELLA LETTERATURA SULL'ARGOMENTO	6
2.1 APPLICAZIONI DEI CICLI ORC	6
2.1.1 <i>Evoluzione degli ORC</i>	8
2.1.2 <i>Stato dell'arte</i>	10
2.1.3 <i>Applicazioni per la conversione di energia</i>	13
2.1.4 <i>Scenari futuri</i>	14
2.1.5 <i>Considerazioni finali</i>	15
2.2 I CONCENTRATORI SOLARI COME FONTE TERMICA	16
3 MODELLO ORC	20
3.1 IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO	21
3.2 VALIDAZIONE DEL MODELLO	25
3.3 RISULTATI DELLE SIMULAZIONI PER L'IMPIANTO ORC ALIMENTATO DALL'ACQUA DEI COLLETTORI SOLARI	27
3.4 RISULTATI DELLE SIMULAZIONI PER L'IMPIANTO ORC CON VAPORIZZAZIONE DIRETTA NEL RICEVITORE SOLARE	31
4 CONCLUSIONI	37
5 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	38
6 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	48

Sommario

L'obiettivo della presente trattazione è l'analisi dello stato della tecnica per lo sfruttamento dell'energia solare in accoppiamento a impianti con cicli ORC (Organic Rankine Cycle) a media temperatura. Nel contempo è stato sviluppato un modello numerico che simula il comportamento di un impianto ORC alimentato da fonte solare. Tramite l'utilizzo di questo modello è stata valutata l'efficacia della vaporizzazione diretta in confronto con la presenza di un fluido intermedio fra il ricevitore solare ed il ciclo ORC.

Il primo caso è relativo alla vaporizzazione del fluido organico direttamente all'interno del ricevitore dell'impianto solare. La possibilità di vaporizzare il fluido organico direttamente da energia solare costituisce una soluzione con promettenti prospettive di incremento dell'efficienza globale di conversione. La tipologia di collettori solari a concentrazione considerata presenta ottime efficienze nel campo delle medie temperature.

La seconda possibilità, più convenzionale, prevede l'accoppiamento tra il ricevitore solare e l'impianto ORC attraverso un fluido termovettore intermedio che si riscalda nel passaggio all'interno del corpo del ricevitore e successivamente, attraverso uno scambiatore, cede il calore acquisito al fluido organico portandolo alla completa evaporazione.

Il modello sviluppato consente di simulare il funzionamento di un sistema operante nelle due configurazioni e confrontarne i risultati.

1 Introduzione

Nell'ottica del risparmio energetico e della salvaguardia ambientale esiste la necessità di sviluppare impianti di piccola taglia per la conversione di energia che sfruttino cascami termici di diverse fonti primarie ed anche fonti di energia rinnovabile. Già molto è stato fatto nei precedenti PAR sull'utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione.

Un aspetto fin qui ignorato è la cogenerazione in impianti di piccola taglia. Questa generazione combinata di energia elettrica e calore utilizzabile sul posto permette di sfruttare fonti termiche rinnovabili o fonti di calore che altrimenti andrebbero disperse nell'ambiente.

L'impiego dell'energia solare per il condizionamento estivo costituisce una soluzione tecnica molto interessante dal punto di vista energetico, data la coincidenza della domanda di climatizzazione con la massima disponibilità di energia solare. L'uso di tecnologie che consentano l'uso dell'energia solare combinata ai cascami termici con cogenerazione può essere una soluzione ancora più interessante.

In particolare, in questo lavoro, viene studiato lo sviluppo di piccoli impianti autonomi che sfruttino l'energia solare per cogenerazione utilizzando un ciclo ORC. Il calore di alimentazione può essere fornito o tramite generazione diretta di vapore nel collettore solare oppure utilizzando un fluido vettore intermedio. Un modello di calcolo è stato creato e sviluppato all'interno del PAR. I risultati di questo modello, che simula sia l'impianto con vaporizzazione diretta che quello con fluido intermedio, vengono presentati e confrontati.

2 Rassegna della letteratura sull'argomento

2.1 Applicazioni dei cicli ORC

Il ciclo Rankine organico (ORC) è un ciclo Rankine simile a quello a vapore, con la differenza significativa del fluido di lavoro utilizzato. In questi ORC si utilizzano, in particolare, fluidi con maggior peso molecolare rispetto all'acqua come ad esempio gli idrocarburi, gli HCFC, i polisilossani o altri fluidi frigorigeni. I fluidi organici hanno la caratteristica di avere un peso molecolare elevato e bassa temperatura di ebollizione. A causa dell'instabilità chimica dei fluidi organici la temperatura massima nei cicli ORC è di circa 300 °C. Normalmente, si inserisce uno scambiatore di calore recuperativo a monte del condensatore, per preriscaldare il fluido in ingresso all'evaporatore.

La scelta del fluido di lavoro interessa allo stesso tempo il rendimento termodinamico del sistema e il design di tutti i suoi componenti. Una trattazione completa di questo aspetto è nel lavoro di Costante e Invernizzi. [11].

La grande portata volumetrica necessaria a causa della piccola caduta di entalpia dopo l'espansione consente l'uso di una turbina efficiente e semplice. In particolare, il basso lavoro specifico in espansione consente di limitare il numero di fasi (ad esempio, 2 o 3), e la velocità di rotazione della turbina può essere 10 – 20 volte inferiore rispetto ad una a vapore nelle stesse condizioni operative. A seconda della temperatura di condensazione, la portata volumetrica in uscita della turbina può essere elevata, necessitando così un rigeneratore e condensatore molto grandi; ciò influenza molto i costi. Al contrario, le basse pressioni di vaporizzazione possono ridurre il costo dell'evaporatore e garantire maggiore sicurezza. Il fluido refrigerante è anche sottoposto a una serie di vincoli, che possono essere più o meno severi a seconda dell'applicazione; il fluido in particolare deve essere:

- non tossico, non infiammabile, non corrosivo e conveniente economicamente,
- caratterizzato da un basso Global Warming Potential (GWP) e Ozone Depletion Potential (ODP),
- termicamente stabile e compatibile con tutti i materiali e sigillanti con cui è a contatto fino alla temperatura massima usata,
- essere un buon lubrificante, e avere buone proprietà di scambio termico,
- avere un adeguato valore di isolamento elettrico, se utilizzato per raffreddare il generatore.

Con riferimento alle applicazioni a temperatura elevata, un notevole svantaggio dei fluidi attualmente adottati (idrocarburi, silossani, perfluorocarburi) è la loro stabilità termica a contatto dei materiali di contenimento, che mette come limite a 350 °C la temperatura di picco del ciclo.

Idealmente, un fluido organico che non si decomponga termicamente (a contatto con l'acciaio inox) a temperature di 500 – 600 °C potrebbe aumentare l'efficienza. Finora il fluido con la più alta stabilità termica in condizioni di funzionamento reale è una miscela di pentafluorobenzene ed esafluorobenzene [12]. Il fluido, stato sottoposto a prove fino a temperature a 468 °C per periodi di 532 ore, non ha mostrato alcuna decomposizione. Il fluido è di per sé a bassa tossicità in caso di esposizioni, ma i prodotti della decomposizione dei perfluorocarburi sono chimicamente aggressivi e altamente tossici [13].

Queste considerazioni mostrano che il progetto ottimale è un problema complesso, che conduce a più soluzioni tecniche, con possibilità di utilizzo di componenti diversi, ognuno con i suoi vantaggi e svantaggi.

Uno dei vantaggi dei sistemi ORC è che la tecnologia è applicabile ad ogni sorgente termica con tange di temperatura che vanno da circa 50°C a 500 °C [14]. Sistemi ORC sono quindi tecnicamente utili per l'uso di fonti di energia termica come:

- Serbatoi geotermici (sia di liquidi che di vapore)
- Radiazione solare
- Combustione di biomassa
- Recupero di calore industriale
- Rifiuti solidi urbani e combustione dei gas di scarica
- Recupero di calore da altri motori primi (motori alternativi, turbine a gas, celle a combustibile, ecc.)
- Gradiente termico degli oceani.

Altri vantaggi dei sistemi ORC sono:

- la semplicità dell'impianto
- l'affidabilità e la durata dei dispositivi di espansione in quanto a bassa velocità di rotazione
- la possibilità dell'utilizzo del comune acciaio inossidabile (o di alluminio in alcuni casi) come materiale da costruzione, per via della bassa pressione di picco e parimenti della bassa temperatura e per l'uso di fluidi di lavoro non corrosivi. Questo vantaggio è evidente rispetto, per esempio, alla necessità di materiali speciali richiesti per acqua ad alta temperatura nelle turbine a gas o nei motori Stirling.

Il grafico in figura 1 mostra il rapporto tra la temperatura della sorgente calda e la potenza di un ciclo ORC in confronto ad un ciclo a vapore; il grafico si riferisce a sistemi in commercio, o in fase di sviluppo.

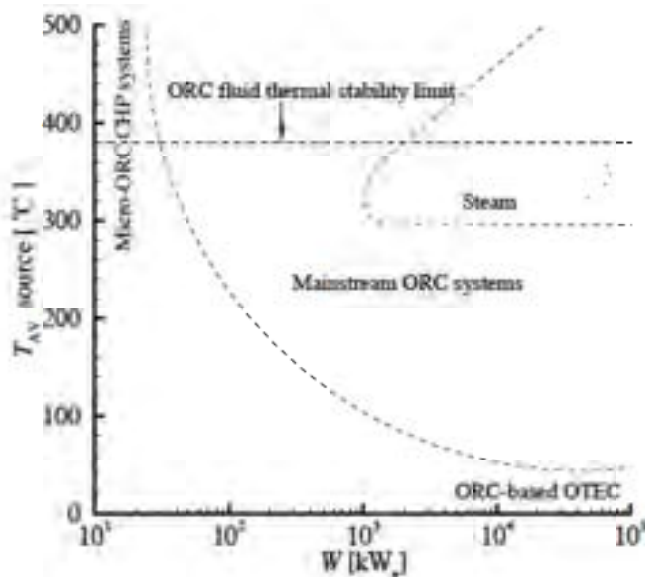


Figura 1 - Campi di applicazione attuali e futuri dei sistemi ORC in confronto con i sistemi a vapore d'acqua. Temperatura media della sorgente di energia in funzione della potenza (Fonte: Gaia [15]).

Escludendo i grandi impianti di produzione ad alta temperatura (quindi centrali a vapore), le tecnologie concorrenti ai cicli ORC sono il motore di Stirling, il Closed Brayton Cycle (CBC) e la turbina a gas (EFGT). Per fonti di energia a bassa temperatura la centrale a ciclo Kalina [16] è un concorrente, anche se questo tipo di centrali sono più complesse e tecnologicamente meno mature.

I motori Stirling convenzionali possono operare con buona efficienza solo se la fonte di energia è ad alta temperatura (indicativamente 700–1100 °C), per un range di potenza da 1 kW_{el} fino a diverse decine di chilowatt. La complessità del sistema e quelle di tenuta per i gas presenti (elio, idrogeno, azoto, aria) hanno finora limitato l'affidabilità di questo sistema. Anche per i motori di Stirling ad alta pressione e moderata temperatura sono stati proposti fluidi organici [22], ma al momento non c'è nessun sviluppo. Alta densità di potenza, efficienza di conversione elevata (il record mondiale è 31.25% [23]) e basso costo sono caratteristiche positive del motore Stirling, soprattutto se è prevista la produzione in grande serie.

Lo sviluppo delle centrali CBC di media capacità è subordinato allo sviluppo di sistemi che impiegano anidride carbonica come fluido [24], proposti inizialmente per impianti nucleari di nuova generazione [25]. L'anidride carbonica è un composto organico, come tale contiene carbonio, pertanto i sistemi basati sulla CO₂ supercritica con condensazione, si possono definire come sistemi ORC supercritici. La CO₂, essendo una molecola semplice, è inadatta per sistemi di bassa potenza. Lo sviluppo di centrali CBC di media capacità (10 – 50 MW_{el}) con CO₂ supercritica è molto studiato in combinazione con le torri solari ad alta temperatura [26], ed è possibile raggiungere efficienze di conversione pari a 50% con temperatura massima del ciclo di 750 °C.

La EFGT è proposta per la combustione di biomassa o la gassificazione [27] e per il solare ad alta temperatura [28]. I prototipi finora presentati hanno mostrato bassa efficienza e problemi di affidabilità.

2.1.1 Evoluzione degli ORC

L'idea di utilizzare un liquido diverso dall'acqua in un ciclo di Rankine è piuttosto vecchia. Già nel 1826, Thomas Howard ha brevettato il concetto di un motore con etere come fluido di lavoro [30]. Tra i fluidi basso-bollenti, furono esaminate e testate nel corso degli anni diverse sostanze inorganiche, con scarsi successi.

Probabilmente il primo fluido di lavoro organico utilizzato commercialmente in motori a ciclo Rankine è nafta. Un brevetto di Franck W. Ofeldt [31] è alla base di diversi motori ORC, adottando un espansore alimentato da un vaporizzatore di nafta. La nafta è stata usata come carburante, fluido di lavoro e lubrificante. La "Gas Engine & Power Company" di New York dichiarò nel 1890 di aver venduto cinquecento motori ORC basati sul brevetto Ofeldt [32]. In Europa nel 1888, Alfred Yarow sviluppò un motore ORC basato su nafta [35]. Uno di questi motori, costruiti dalla società Svizzera Esher Wyss AG (più tardi Sulzer), raggiunse una certa fama perché fu montato sul "Mignon", la barca che Alfred Nobel varò nel 1891 [36]. Nonostante la bassa pressione in caldaia dei primi motori ORC rispetto a quelli a vapore, numerosi furono gli incidenti [37].

Frank Shuman, nel 1907, fu probabilmente il primo che ebbe l'idea di un motore ORC solare: usò un collettore solare piano di circa 110 m² per portare in ebollizione etere (T= 120 °C) per alimentare un motore da 2,6 kW [38]. Romagnoli nel 1923 usò acqua a 55 °C per portare ad ebollizione cloruro di etile e far funzionare un motore di 1,5 kW [11, 39].

Luigi D'Amelio è forse il padre della moderna tecnologia ORC. Nel 1936, il suo lavoro su un impianto solare per l'irrigazione basato su un motore ORC, utilizzando monocloroetano come fluido di lavoro [40] vince un premio di 10.000 Lire. Il premio fu assegnato dal Governatorato dello stato libico dell'Italia e dall'associazione nazionale di controllo della combustione. Tale impianto ORC solare fu utilizzato per pompare l'acqua nelle zone aride dell'Africa del Nord.

Tabella 1: Specifiche del primo impianto solare ORC proposto da D'Amelio nel 1935 [40].

Fluido di lavoro	C ₂ H ₅ Cl
Superficie dei collettori solari	270 m ²
Temperatura di evaporazione	40 °C
Pressione di evaporazione	2.7 bar
Temperatura di condensazione	23 °C
Pressione condensazione	1.3 bar
Rendimento isoentropico turbina	0,65
Potenza meccanica	4 kW
Efficienza di conversione	0,035

Una serie di vasi di 3 cm di profondità pieni d'acqua assorbiva la radiazione solare, riscaldando l'acqua fino a circa 60 °C. L'acqua andava in uno scambiatore a tubi dove il fluido di lavoro evaporava a circa 40 °C. Il vapore poi espandeva in una turbina assiale e generava energia. Il vapore di monocloroetano condensava a 23 °C. Le caratteristiche dell'impianto sono riportate nella tabella 1. L'efficienza di conversione termica stimata era di circa il 3,5%. Nei suoi articoli D'Amelio tratta per la prima volta tutti i principi fondamentali del sistema ORC, il progetto della turbina e la selezione del fluido di lavoro tra diversi fluidi [41, 42]. Nel 1939, queste idee sono state implementate in un prototipo di 2,6 kW per la conversione di energia geotermica che fu realizzato dall'Università di Napoli [43]. L'esperienza maturata con il prototipo portò alla realizzazione di un impianto ORC geotermico pilota da 11 kW sull'isola d'Ischia nel 1940. Un secondo impianto di potenza di 250 kW fu costruito nel 1943 basandosi sulla stessa tecnologia, ma non fu mai messo in funzione [44]. Dopo la seconda guerra mondiale, D'Amelio riprese i suoi studi sul ciclo ORC [45, 46].

Il primo impianto geotermico ORC commerciale fu una centrale elettrica costruita nel 1952 nella Repubblica Democratica del Congo [47]. Aveva una potenza di 200 kW_{el}, utilizzava come fonte di calore acqua

geotermica a 91 °C. Il secondo impianto geotermico ORC fu commissionato nella penisola di Kamchatka nel 1967 [47, 48]. Era un impianto pilota che sfruttava acqua geotermica a 85 °C, progettato per 670 kW_{el} e utilizzante R12 come fluido [49]. Forniva elettricità ad un piccolo villaggio e riscaldava le serre. Bronicki ha iniziato a studiare l'applicazione del principio ORC per piccoli impianti solari negli anni 50 [50] e diede un importante contributo a delineare per la prima volta il rapporto tra il fluido di lavoro e il progetto dell'espansore [5]. Negli anni 60, altri autori studiarono i perfluorocarburi come fluidi di lavoro per mini-turbine ORC [51].

In letteratura si trovano diversi sistemi ORC solari sperimentali. Questi impianti usano collettori termici a bassa temperatura e hanno basse efficienze solare-elettrico (in genere < 5%). Inoltre sono documentati alcuni sistemi ORC per il pompaggio di acqua di irrigazione o di dissalazione durante gli anni 60 [38]. Sempre negli anni 60, Bronicki et al. [52] hanno progettato, costruito e testato diverse piccole unità solari ORC (2–10 kW_{el}) con monoclorobenzene come fluido. Questi sistemi prevedevano una temperatura del fluido in entrata di 150 °C. Alcune di questi impianti hanno funzionato per 12 anni senza riparazioni. Nel 1972, Bronicki et al. [53] hanno costruito un'unità da 0,4 kW_{el} alimentata da un radioisotopo. I risultati di questi studi sono serviti alla prima applicazione commerciale di mini-turbogeneratori ORC [54]. In queste applicazioni il requisito più importante era l'affidabilità, al fine di consentire una durata di esercizio molto lunga senza manutenzione, mentre l'efficienza di conversione non era così importante (5% circa). Le prime unità di questo tipo (3 kW_{el}), utilizzavano monoclorobenzene come fluido, ed erano operative nel 1961. Nel periodo tra il 1961 e il 1988, migliaia di questi mini-turbogeneratori ORC sono stati installati. Le potenze variavano da 0,2 a 6 kW_{el}, il fluido di lavoro era diclorobenzene, o più raramente triclorobenzene, a causa della necessità di elevata stabilità, essendo il fluido di lavoro riscaldato direttamente dai fumi di combustione. Questi sistemi hanno sperimentato il turbogeneratore ad alta velocità ermetico: la turbina ad ingresso radiale e il generatore erano accoppiati direttamente e racchiusi in un singolo contenitore sigillato. L'albero era sostenuto da cuscinetti portanti, con il fluido di lavoro usato come lubrificante e refrigerante, senza aggiunta di additivi. Il generatore era un alternatore senza spazzole: l'uscita trifase dell'alternatore era collegata al raddrizzatore che alimentava il carico di lavoro. I terminali di uscita elettrica raggiungevano l'esterno dell'assemblaggio tramite dei passaggi isolati con ceramica. L'evaporatore in acciaio inox era del tipo "once-through" ed il condensatore era raffreddato ad aria per evitare organi in movimento. Il recuperatore era del tipo "tube-in-shell" [50, 55]. In anni più recenti, i mini-turbogeneratori ORC sono stati sostituiti in queste applicazioni dai pannelli fotovoltaici.

La possibilità di raggiungere temperature massime di ciclo superiori a 300 °C usando collettori solari termici a concentrazione è stata studiata negli anni 70: un prototipo è stato testato presso il Sandia National Laboratories nel New Mexico, in combinazione con collettori parabolici per riscaldare olio diatermico, alimentando un turbogeneratore ORC di 32 kW_{el} ed in contemporanea fornire riscaldamento o raffreddamento con chiller ad assorbimento [57]. Dal 1976 al 1984, il Jet Propulsion Laboratory aveva sviluppato una power-unit utilizzando specchi parabolici accoppiati con un ORC. Il ricevitore era progettato per riscaldare toluene a circa 400 °C a 42 bar. Le parti rotanti (turbina monostadio, pompa centrifuga e alternatore) erano montate su un unico albero rotante a 60.000 giri/min. Il toluene lubrificava i cuscinetti. L'efficienza di conversione solare-elettrico era del 18%, con una potenza di 16 kW_{el}, inferiore al valore di progetto [58]. Sistemi ORC sono stati usati anche in combinazione con stagni solari (solar pond), bacini pieni di acqua salata utilizzati per catturare e immagazzinare l'energia solare.

Un impianto sperimentale di 5 MW_{el} Solar Pond Power Plant (SPPP) ha funzionato dal 1983 al 1990 in Israele [59]. Un SPPP da 200 kW_{el} è stato in funzione dal 1986 al 2002 in Texas lavorando a basse temperature [60].

Il primo ORC geotermico sperimentale, chiamato Magmamax, era situato in California [47]. Il progetto iniziale si basava su due impianti ORC interconnessi. Il primo ciclo utilizzava isobutano come fluido, mentre nel secondo ciclo veniva usato il propano. L'impianto fu commissionato nel 1979 per una potenza lorda di 12,5 MW_{el} (e 11 MW_{el} netta). Nonostante i molti problemi operativi di questo impianto, esso ha il merito di aver aperto la strada agli impianti geotermici. Dopo due altri piccoli ORC geotermici sperimentali [60], nel 1984 Bronicki commissionò il primo impianto commerciale ORC per la conversione dell'energia geotermica in Nevada, con una potenza di 700 kW_{el} [60].

In conseguenza della crisi petrolifera degli anni 70, furono installate molte altre unità per impianti geotermici realizzati da diverse società, contestualmente la potenza di questi impianti aumentava gradualmente. I fluidi utilizzati erano principalmente idrocarburi leggeri, clorobenzene e cloro-fluorocarburi (CFC). In questo periodo, alcuni impianti ORC sono stati utilizzati con gas di scarico dei motori e calore di scarto delle industrie. Il più grande di questi impianti fu costruito in Giappone, con una potenza di 15 MW_{el} [61]. Sia a causa dell'aumento dei prezzi dei combustibili tradizionali durante la crisi petrolifera, sia a causa di una crescente coscienza ambientale, negli anni 70 sono iniziati gli studi per l'uso dei motori Rankine per le automobili [62, 63]. Furono pensati, come fluidi, sia composti organici che vapore accoppiati con una turbina o un espansore a pistoni. Un prototipo da 30 kW_{el} fu testato con successo su un camion [12, 64], ma non ha avuto alcuno sviluppo commerciale. Negli anni 80, ci fu una intensa attività di ricerca e sviluppo soprattutto in Germania Orientale, Finlandia, Francia, Giappone, Israele, Italia, URSS. Negli Stati Uniti, ci furono notevoli risultati sia per cinque unità da 600 kW_{el} con recupero di calore industriale [65] che per la generazione di energia elettrica per la stazione spaziale internazionale [66, 67].

Particolarmente rilevanti sono gli studi effettuati in Italia durante gli anni 60 e gli anni 70 dal Politecnico di Milano. Questo lavoro fu molto importante perché mise le basi scientifiche e tecniche sia per la ricerca che per lo sviluppo [6]. Un esempio dell'applicazione di queste teorie fu un progetto presentato da Bado [68], di un'unità da 35 kW_{el}, che usava perfluorocarburo (C₈F₁₆) come fluido ed aveva un'efficienza netta del 19%, temperatura di uscita del circuito di raffreddamento uguale a 40 °C al condensatore e 300 °C ai collettori.

Tale macchina fu successivamente costruita e testata, ed ebbe un rendimento netto del 17% con una temperatura di ingresso alla turbina di circa 270 °C [69, 70]. In questi primi prototipi, le turbine assiali erano accoppiate direttamente ad un generatore asincrono a 3.000 giri/min.

L'impianto solare ORC di Borj Cedria da 12 kW_{el} in Tunisia fu commissionato nel 1983. Il fluido era tetracloroetilene; il rendimento elettrico netto è risultato pari a 11%, con temperatura di evaporazione 84 °C e di condensazione di 20 °C [71].

Una azienda fondata nel 1980, realizzò diversi impianti sperimentali solari e geotermici a ciclo ORC utilizzando diversi fluidi e turbine assiali singole o multi-stadio [6]. In quest'ambito, furono condotti studi sull'uso di silossani come fluidi per sistemi di ORC ad alta temperatura [67, 72].

Il primo turbogeneratore alimentato a biomassa fu commissionato in Svizzera, nel 1998 [15].

La potenza era di 300 kW_{el}, utilizzava silossano MDM come fluido e aveva turbina assiale a 2 stadi. L'impianto fu ordinato dall'esercito svizzero per fornire elettricità e cogenerazione di calore ad una baracca. Lo sviluppo di turbogeneratori ermetici ad alta velocità fu portato avanti in Finlandia con vasti range di potenza, in questi impianti la turbina, il generatore e la pompa condividono lo stesso albero. Una delle prime applicazioni di questi turbogeneratori ORC fu l'uso come carica-batterie di un sommergibile [73]. La configurazione di questo turbogeneratore ermetico era simile ai primi mini-ORC usati per fornire potenza in impianti remoti. Queste esperienze sono state utili per commercializzare questi sistemi a partire dai primi anni 2000 [76].

Molte altre informazioni relative ad impianti ORC operativi prima del 1995 sono raccolti in [7], [77]. Durante gli anni 80, i prezzi dei combustibili fossili erano relativamente bassi: questo ha causato la dismissione di quasi tutti gli impianti con ciclo ORC perché economicamente non attraenti.

2.1.2 Stato dell'arte

Sono brevemente descritte le tecniche più comunemente adottate nei sistemi disponibili in commercio. Il progetto di un componente del sistema dipende fortemente dagli altri, quindi la progettazione segue un processo iterativo [86-88]. Il numero di combinazioni possibili fra le soluzioni tecniche sia a livello di sistema e che di singolo componente è altissimo, e spiega perché in commercio si trovano, anche per soluzioni simili, unità molto differenti. La scelta delle soluzioni disponibili per la progettazione di un sistema e dei suoi componenti dipende dalle specifiche iniziali:

- Il tipo di fonte di energia termica, la sua potenza media e la sua temperatura media
- Il liquido di raffreddamento disponibile/utilizzabile (acqua o aria) e la sua temperatura media

I moduli ORC sono standardizzati fino a potenze dell'ordine di 2 – 3 MW_{el}, mentre per potenze più elevate, come nei grandi impianti geotermici, si realizzano configurazioni ad-hoc.

La progettazione della configurazione del ciclo e la scelta del fluido di lavoro sono strettamente legate, e hanno conseguenze sulla scelta e progetto dell'espansore [6]. Attualmente, le configurazioni a ciclo saturo e surriscaldato (se l'espansore è una turbina, un piccolo grado di surriscaldamento all'ingresso turbina e durante tutta l'espansione è necessaria per evitare che gocce di liquido impattino contro il rotore) sono comuni, mentre la configurazione con ciclo supercritico è stata usata solo in pochi casi [78, 89]. Due e tre livelli di pressione nell'evaporatore sono stati adottati solo nelle grandi centrali geotermiche per ridurre la differenza di temperatura media tra il fluido geotermico e di lavoro [90]. Il ciclo supercritico è ottimo da un punto di vista termodinamico, ma ciò comporta una pompa di alimentazione molto energivora.

In tabella 2, sono riportati i fluidi di lavoro che sono più comunemente impiegati, insieme alle loro principali proprietà. In genere, i fluidi formati da molecole più complesse sono adatti per applicazioni ad alta temperatura e piccola-media potenza (ad es., silossani, toluene), mentre quelli costituiti da molecole più semplici (ad es. fluidi refrigeranti, alcani) sono usati in applicazioni a bassa temperatura e sono adatti anche grandi potenze di uscita.

Tabella 2: Principali proprietà dei fluidi di lavoro più diffusi negli attuali impianti ORC [91].

Nome del fluido	Formula chimica	M [g mol ⁻¹]	TCR [°C]	pCR [bar]	ρCR [kg m ⁻³]	Tboil [°C]	p _{vap} @80°C [bar]
toluene	C ₇ H ₈	92.1	318.6	41.26	278.8	110.6	0.389
ciclo-pentano	C ₅ H ₁₀	70.1	238.5	45.15	272.6	49.2	2.522
iso-pentano	C ₅ H ₁₂	72.1	187.2	33.78	215.7	27.8	4.575
iso-butano	C ₄ H ₁₀	58.1	134.7	36.29	224.6	-11.8	13.438
MDM	C ₈ H ₂₄ Si ₃ O ₂	236.5	290.9	14.15	302.9	152.5	0.091
MM	C ₆ H ₁₈ Si ₂	162.4	245.5	19.39	292.9	100.2	0.537
PP5	C ₁₀ F ₁₈	462.0	291.9	17.88	565.0	140.7	0.133
PP2	C ₇ F ₁₄	350.0	211.9	20.60	574.7	75.8	1.152
R245fa	C ₃ H ₃ F ₅	134.0	154.0	36.51	489.3	15.1	7.893
R134a	C ₂ H ₂ F ₄	102.0	101.1	40.59	545.6	-26.1	26.332

M: massa molare, Tboil: temperatura di ebollizione, p_{vap}@80°C: pressione di vapore a 80 °C, MDM: octametiltrisilossano, MM: esametildisilossano, PP5: perfluorodecalina, PP2: perfluoro-metil cicloesano, R245fa: 1,1,1,3,3-pentafluoropropano, R134a: 1,1,1,2-tetrafluoroetano.

Nelle grandi centrali elettriche uno dei vantaggi è la possibilità di progettare una turbina efficiente per velocità di rotazione che consentono l'accoppiamento diretto ad un generatore sincrono (1.500/3.000 giri/min se la frequenza di rete è 50 Hz, o 3.600/1.800 giri/min se è 60 Hz), selezionando un fluido organico adatto. Se questo fluido non esiste possono essere utilizzati ingranaggi di riduzione. Un'attenzione speciale va riservata alle tenute, soprattutto se il fluido di lavoro viene utilizzato per la lubrificazione, per evitare perdite eccessive. Sull'albero di trasmissione, vi sono dei cuscinetti che sono lubrificati con olio, soprattutto per le turbine e pompe a bassa rotazione, quindi vanno inserite delle tenute meccaniche. L'espansore, il generatore elettrico e la pompa di alimentazione possono ruotare in modo indipendente l'uno dall'altro, ma in alcuni casi per i sistemi con centinaia di chilowatt, possono essere calettati tutti sullo stesso albero [76, 80, 85]. I turbogeneratori ermetici ad alta velocità racchiudono tutti gli organi rotanti in un involucro e utilizzano il fluido di lavoro sia come refrigerante che come lubrificante dei cuscinetti. Inoltre, utilizzando un inverter, può essere variata la velocità di rotazione della turbina per ottimizzare l'efficienza al variare delle condizioni di lavoro.

Gli espansori dei cicli ORC sono dinamici (turbine), mentre quelli volumetrici (a vite, a chiocciola) sono ancora poco commercializzati. Il range di potenza dei cicli ORC commerciali (da circa 100 kW_m a parecchi megawatt), è coperto molto bene dai turbo-espansori. Questi turbo-espansori hanno un rapporto di espansione da 5 a 100 ed intervalli di temperatura ingresso da circa 120 °C a circa 350 °C. Gli espansori volumetrici derivati dai compressori sono usati solo nei sistemi a bassa temperatura e bassa potenza (da 1 a circa 100 kW_m). Gli espansori a vite da 1 MW_{el} sono già usati e sono stati installati in impianti geotermici a bassa temperatura in New Messico [92]. Il rapporto di espansione volumetrica massima degli espansori

volumetrici impedisce il loro utilizzo nei sistemi ad alta temperatura. Questi tipi di espansore sono dotati di minore efficienza isoentropica rispetto ai turbo-espansori, i quali però non sono ancora disponibili per una potenza di pochi chilowatt. Espansori a vite e a chiocciola potranno essere convenienti perché sono derivati dai compressori. Una caratteristica tecnica importante è che questi espansori possono ammettere la presenza di una frazione liquida del fluido di lavoro. V. Lemort et al. [93] forniscono una review sui principali aspetti degli espansori volumetrici per piccoli impianti ORC. Gli espansori ORC sono in generale diversi da quelli per vapore, aria o altri gas, perché le proprietà del vapore si discostano molto dal comportamento di gas ideale. Le turbine assiali sono comunemente usate per sistemi ORC di media e grande potenza (da diverse centinaia di chilowatt fino a diversi megawatt) sia monostadio che multi-stadio (attualmente fino a quattro stadi). L'efficienza isoentropica nominale va dal 80% a quasi il 90%. In caso di sistemi di più piccoli (fino a 200 kW_{el}), l'ingresso radiale del fluido è più comodo perché permette di avere delle alte efficienze con un solo stadio. La velocità di rotazione ottimale è dell'ordine di diverse decine di migliaia di giri/min. Una turbina bistadio con ingresso radiale è stata recentemente implementata in un grande impianto ORC [81]. Sistemi basati sulle turbine multistadio con uscita radiale sono state commercializzate con successo [79]. I primi espansori a chiocciola proposti sul mercato sono ORC ermetici o semiermetici, la potenza di uscita varia da 1 kW_{el} a 10 kW_{el}, il rapporto di espansione volumetrica è al massimo 4-5, mentre la velocità di rotazione è compresa tra 1.500 e 6.000 giri/min [97]. Gli espansori a vite sono in una fase di sviluppo leggermente più avanzata, e la loro potenza raggiunge diverse centinaia di chilowatt. Possono essere sia a vite singola che a doppia vite e il loro rapporto massimo di espansione (5-6) è leggermente superiore a quello delle macchine a chiocciola [93]. La velocità di rotazione può essere alta (10000 - 12000 giri/min) soprattutto nelle macchine più piccole.

Normalmente vengono utilizzati dei cuscinetti convenzionali lubrificati ad olio se il generatore elettrico è esterno al carter della turbina. Se, invece, il fluido di lavoro ha buone proprietà lubrificanti, si tende a progettare dei cuscinetti ad hoc, semplificando così l'unione del generatore con la turbina. Questi cuscinetti sono spesso di tipo inclinato per la loro alta stabilità dinamica. I turbogeneratori ad alta velocità ermetici richiedono, invece, cuscinetti speciali, sia magnetici che lubrificati con il fluido di lavoro pressurizzato [61, 80, 98]. I cuscinetti magnetici sono già utilizzati in alcuni sistemi ORC che sono nella fase iniziale di commercializzazione: come requisito fondamentale serve una bassa temperatura di ingresso alla turbina.

L'evaporatore può essere once-through [6, 76], o shell-and-tube, con normalmente il fluido di lavoro nel lato mantello [99, 100]. L'energia termica può essere trasferita direttamente dalla fonte di calore (di combustione, gas caldo dai rifiuti, serbatoio geotermico, radiazione solare) al fluido di lavoro, o indirettamente attraverso un fluido intermedio. Il riscaldamento indiretto richiede una maggiore potenza di pompaggio, dunque il riscaldamento diretto porta ad una maggiore efficienza di conversione. La scelta tra le due soluzioni dipende da molti aspetti: evitare gli hot-spot che aumentano il rischio di decomposizione del fluido, facilità di controllo, norme di sicurezza e questioni contrattuali. In caso di sistemi a temperatura elevata e se il fluido di lavoro è più costoso rispetto l'olio diatermico, abbassando la temperatura del fluido si diminuisce la frequenza di sostituzione del fluido, abbassando i costi.

L'uso di un rigeneratore dipende dal fluido di lavoro e dalla configurazione del ciclo [87]. In alcuni casi, il vantaggio termodinamico può essere limitato, ma l'adozione del recuperatore può aiutare a ridurre le dimensioni del condensatore, che è spesso un componente costoso. Nei piccoli ORC, il rigeneratore può essere un tubo alettato o uno scambiatore a piastra, quindi un elemento molto compatto. Nei sistemi più grandi, il rigeneratore è più spesso di tipo shell-and-tube. In ogni caso, la scelta del recuperatore comporta una piccola caduta di pressione sul lato del vapore, che influenza la pressione di uscita della turbina e quindi la sua potenza. Questo aspetto è critico se il condensatore funziona a bassa pressione.

Di norma sono preferiti dei condensatori raffreddati ad acqua per la loro alta efficienza. Gli scambiatori di calore compatti sono più comunemente adottati nei sistemi di bassa potenza, mentre gli scambiatori di tipo shell-and-tube sono usati per potenze maggiori. Il raffreddamento ad aria è usato raramente, perché richiede una quantità di fluido maggiore, mentre dei raffreddatori ad aria con un ciclo intermedio acqua/glicole sono la soluzione tecnica più usata.

2.1.3 Applicazioni per la conversione di energia

Le attuali applicazioni di impianti ORC sono elencate qui in ordine di rilevanza in termini di potenza attualmente installata. Si descrivono di seguito le possibili applicazioni.

- **Serbatoi geotermici:** I sistemi ORC vengono abbinati principalmente con serbatoi d'acqua con temperature di 120 °C – 150 °C, anche se esistono esempi di impianti operativi, alimentati da una miscela di vapore e acqua salata, a più alta temperatura [100]. Il liquido geotermico di solito contiene anche una notevole quantità di gas incondensabile, che potrebbe formare composti corrosivi. Nel caso di fluido geotermico bifase, il vapore e l'acqua salata sono separati: il vapore viene utilizzato per far evaporare il fluido organico, mentre l'acqua salata è utilizzata per il preriscaldamento del fluido di lavoro. Il ciclo più comune è quello saturo usando un alcano come un fluido. A volte il sistema include un recuperatore. In caso di un serbatoio geotermico a vapore di grande capacità, per cui si usa un ciclo a vapore come sistema di conversione ad alta temperatura, un impianto ORC per recuperare il calore residuo consente di avere un ciclo combinato più efficiente [101].
- **Combustione di biomassa:** impianti ORC ad alta temperatura con potenze nell'ordine dei megawatt, alimentati con vari tipi di biomassa, sono stati installati in Europa a partire dai primi anni del nuovo millennio con ritmo sempre più frequente, anche grazie a leggi favorevoli. Più di 200 gruppi elettrogeni ORC di questo tipo sono operativi. Molto spesso questi impianti sono integrate in siti di lavorazione del legno, e sono CHP, per cui il calore residuo dell'unità ORC, a temperature inferiori ai 100 °C, viene utilizzato per scopi di processo, o per il teleriscaldamento. Molti di questi sistemi hanno una configurazione con ciclo surriscaldato e recuperatore, riscaldamento indiretto e turbine assiali a due o, in pochi casi, tre stadi. Il rendimento elettrico nominale è nel range 15 – 20%, mentre l'efficienza totale può raggiungere il 90%.
Thonhofer et al. [102] riportano informazioni su impianti di cogenerazione a biomasse, rispettivamente agli impianti di Lienz in Austria che ha una potenza di 1 MW_{el} [103], di Tirano in Italia da 1,1 MW_{el} e Ostrow Wielkopolski in Polonia da 1,5 MW_{el} [104].
- **Gas di scarico dalle turbine a gas o motori a gas:** ci sono diversi esempi di turbogeneratori ORC che utilizzano i cascami termici dei motori a gas [81, 82], e queste installazioni sono in aumento. Nei casi in cui il motore alternativo o la turbina a gas sono alimentati con biogas, l'aggiunta di un sistema ORC di recupero termico è spesso economicamente conveniente per via dei sussidi finanziari concessi all'elettricità generata.
- **Cascami di calore industriale:** le opportunità per il recupero di calore nell'industria di processo e manifatturiera sono innumerevoli. La maggior parte dell'energia termica è dispersa a temperature comprese tra 60 °C e 400°C. Questo enorme potenziale ha attirato l'interesse solo recentemente e sono operativi pochi impianti ORC che recuperano questa energia termica altrimenti sprecata, mentre sono molti gli studi di fattibilità. Primi esempi di recupero di cascami termici industriali arrivano dall'industria del cemento [105]. Nella produzione del cemento, circa 34–40% del calore di processo viene dispersa nell'ambiente: principalmente attraverso i gas di scarico del forno rotante, provenienti dai preriscaldatori del calcare e anche dall'aria. Il primo sistema ORC (1,5 MW_{el}) in una fabbrica di cemento è stato commissionato nel 1998 presso l'impianto di Lengfurt, Germania. Altri esempi sono: un impianto da 4 MW_{el} in India (2007) e uno da 2 MW_{el} in Marocco (2010) [106]. In costruzione o ad inizio lavori sono gli impianti: da 4 MW_{el} ORC in Romania, da 5 MW_{el} in Slovacchia e da 1,9 MW_{el} in Svizzera. La produzione di acciaio è meno standardizzata rispetto a quella del cemento, nonostante ciò lo studio del recupero del calore in questo settore sta avendo un impulso notevole usando il calore residuo dei gas di scarico dei laminatoi e dei forni ad arco elettrico (EAF) [109]. È possibile l'uso di un ciclo intermedio a circa 300°C [110]. Anche l'industria del vetro offre grandi opportunità per il recupero di cascami termici con sistemi ORC riscaldati indirettamente. Un ciclo intermedio può raccogliere energia termica dai gas caldi che escono dal forno. Le temperature di questo gas sono relativamente alte (400°C – 500 °C) [105]. Dal 2012 uno di questi sistemi, da 1,3 MW_{el}, è in funzione presso il sito di produzione vetro di Cuneo, Italia. Altri esempi di recupero di calore industriale sono presso un impianto inceneritore di rifiuti solidi urbani a Roeselare in Belgio da 3 MW_{el} e presso un impianto di produzione di magnesite sinterizzata a Radenthein in Germania da 1 MW_{el}.

2.1.4 Scenari futuri

Il costante miglioramento delle tecnologie applicate ai sistemi ORC, unito agli alti potenziale nel campo delle energie rinnovabili e al recupero di calore dai rifiuti fanno sì che ci sia molta attività di ricerca e sviluppo in questo campo. Al giorno d'oggi, l'applicazione che mostra il più alto potenziale crescita è senza dubbio il recupero del calore. Tutte le applicazioni di sistemi ORC descritti prima stanno avendo una crescita a ritmo veloce, che continuerà nei prossimi anni, dato l'interesse globale verso le energie rinnovabili e, in generale, verso l'utilizzo più efficiente dell'energia, che si sta avendo anche in vari paesi dell'Asia e non solo dell'occidente.

Recupero di cascami termici per mezzo di sistemi ORC sono oggetto di ricerca sia nei motori automobilistici (fino a 1 kW_{el} – $15 \text{ kW}_{\text{el}}$ di potenza) e sia nei più grandi motori alternativi stazionari, ma anche come cicli finali per turbine a gas industriali di medie dimensioni (fino a circa $20 \text{ MW}_{\text{el}}$), specialmente per quelle usate come trasmissione meccanica nelle stazioni di compressione dei gas e per la generazione di energia nell'industria chimica e petrolifera.

A livelli di potenza di qualche chilowatt, l'efficienza di conversione degli impianti ORC a bassa temperatura ($T_{\text{av,source}}$ Inferiore a 130°C) probabilmente non è conveniente da un punto di vista economico, anche se tecnicamente il sistema è fattibile. Attualmente sono in corso ricerche volte allo sviluppo di sistemi di recupero calore da cicli Rankine applicati ai veicoli non pesanti, e la soluzione più promettente sono i turbogeneratori ORC [116– 118]. Se la fonte di energia è ad alta temperatura, nella fascia di potenza sopra le centinaia di chilowatt, sia i cicli a vapore che quelli ORC sono fattibili e solo varie considerazioni di carattere economico e tecnico indirizzano la scelta fra i due sistemi. I sistemi ORC sono stati sviluppati recentemente, per alte temperature, anche per potenze sino ad alcuni megawatt, mentre per potenze superiore i cicli a vapore sono ancora più competitivi. Per medie temperature, $T_{\text{av,source}}$ circa 300°C , ma per grandi potenze (superiori a 100 MW), i sistemi ORC sono stati pensati per il recupero di calore da unità di processo di grandi dimensioni nel settore del petrolio e del gas [109] e anche nel settore dell'industria chimica.

Per quanto riguarda i temi di ricerca più rilevanti, il ciclo supercritico sta ricevendo molta attenzione [86, 87, 119]. In analogia ai cicli Rankine con vapore sono stati considerati cicli con livelli multipli di pressione per aumentare l'efficienza [14, 120]. Tuttavia, la fattibilità di queste soluzioni portano ad un complessità di impianto al momento non accettabile. Anche la ricerca di nuovi fluidi può dare un grande sviluppo, soprattutto perché non ci sono, per ora, fluidi per alta temperatura soddisfacenti. Tuttavia i produttori dei fluidi organici non ritengono necessario un investimento in tal senso. L'uso di miscele è stato affrontato in passato [126] e necessita di ulteriori studi teorici.

Un'idea che recentemente ha suscitato interesse è l'integrazione della selezione del fluido nella procedura di ottimizzazione del ciclo [127]. La fisica di un sistema ORC è ben nota e pertanto può essere oggetto di una accurata simulazione; adesso, con le aumentate potenzialità sia dei computer che dei software, si può simulare l'intero sistema e tutti i componenti rendendo così ottimizzabile la loro progettazione [128], anche in transitorio [88]. Le applicazioni che presentano aspetti critici di controllo sono: il recupero di calore delle automobili [118] e la conversione della radiazione solare concentrata [129].

Si descrivono di seguito le possibili applicazioni.

Recupero del calore dai motori automobilistici: come si evince dalla letteratura [146-150], sta rinascondo l'interesse per il recupero del calore dai motori automobilistici con particolare attenzione il recupero dei cascami termici dai motori dei camion [134]. Al contrario di motori di auto [151], la quantità di energia termica recuperabile è sufficiente per utilizzare un ORC che non sia troppo piccolo. Una sfida non indifferente è la dinamicità del sistema [152-155] Un possibile utilizzo è che l'elettricità generata alimenti piccoli motori elettrici direttamente installati nelle ruote o cariche delle batterie [156].

CHP domestico: i vantaggi della cogenerazione sono stati studiati per una distribuzione capillare degli impianti sul territorio [29]. Le unità domestiche CHP con cicli ORC sono più adatte per la produzione di energia elettrica e generazione di calore per riscaldamento, rispetto a motori Stirling e alle micro-turbine a gas, soprattutto per piccole potenze (1 kW_{el}) [157], ($10 \text{ kW}_{\text{el}}$ – $30 \text{ kW}_{\text{el}}$) [158].

Conversione dell'energia termica degli oceani – OTEC: Un sistema ORC può essere adatto per la conversione dell'energia derivante dalla differenza di temperatura tra le acque superficiali degli oceani e quelle di profondità, differenza stimata in 20–25 °C, nella fascia fra i due tropici. Il concetto OTEC è stato studiato a lungo, anche se non esiste nessuna applicazione commerciale, per via dell'efficienza molto bassa [14]. Recentemente uno studio sperimentale è stato effettuato utilizzando ammoniaca in un ciclo saturo. Sono stati studiati anche degli ORC che utilizzano un refrigerante o un idrocarburo [160, 161]. Una panoramica degli impianti OTEC si trova in [14].

Altre applicazioni: la ricerca si è anche orientata verso alcune applicazioni di nicchia: ad esempio il recupero di calore dalle celle a combustibile ad alta temperatura, a temperature superiori a 400°C, riuscendo ad ottenere alte efficienze elettriche (dal 50% al 60%). Queste applicazioni non hanno raggiunto il successo sul mercato a causa dell'alto costo del chilowatt e degli alti costi della manutenzione a fronte di una scarsa affidabilità, comunque i primi sistemi commercializzati avevano potenze medie da 300 kW_{el} a 3 MW_{el} [169-172].

I turbogeneratori ORC sono sempre più studiati anche come cicli secondari in sistemi combinati. Questa può essere la soluzione ideale per recuperare energia dai gas di scarico delle turbine a gas di piccola e media dimensioni ad alta efficienza, al fine di superare il 50% di efficienza per basse potenze intorno ai 5 MW_{el} [173, 174]. Sistemi simili sono allo studio anche per impianti basati su CBC proposti per la prossima generazione nucleare e applicazioni con CSP [175].

Un'altra applicazione studiata in passato è la conversione dalla radiazione solare nello spazio. Al momento dell'inizio dello sviluppo della Stazione Spaziale Internazionale, sono stati studiati, anche sperimentalmente, gli ORC, insieme al motore Stirling e il ciclo chiuso Brayton a turbina a gas [67, 176, 179]. È possibile che la crescente presenza di dispositivi in orbita intorno alla terra aumenti lo sviluppo dei sistemi ORC solari o nucleari, che hanno il vantaggio di una possibile cogenerazione rispetto ai pannelli fotovoltaici.

2.1.5 Considerazioni finali

La causa principale del recente successo dei sistemi ORC è la loro flessibilità. È una tecnologia che può essere utilizzata per convertire le fonti di energia termica con diversi livelli di temperatura e può avere un vasto range nella potenza prodotta. Queste caratteristiche pongono i sistemi ORC in una posizione primaria tra le tecnologie utili per le fonti di energia rinnovabile e per l'utilizzo più efficiente dell'energia (serbatoi geotermici, combustione di biomasse, radiazione solare concentrata, recupero di cascami termici industriali, recupero di cascami termici da motori alternativi e turbine a gas, gradiente termico oceanico). Sistemi ORC possono essere impiegati in applicazioni cogenerative. La ricerca scientifica ha portato nuove soluzioni tecniche e miglioramenti altamente innovativi. Questo è il caso dello studio di nuovi fluidi e la loro modellazione abbinato allo studio delle dinamiche complesse dei vapori densi e dei fluidi organici supercritici. Altrettanto importante sono state le innovazioni tecniche dei vari componenti del sistema come i turbogeneratori ermetici o la turbina a deflusso radiale. Il progetto di questi sistemi è abbastanza complesso e aspetti fondamentali, come quelli relativi ai cicli termodinamici e alla dinamica dei fluidi, non possono essere studiati senza tenere conto dei vincoli tecnici.

Gli impianti ORC installati sono cresciuti a un ritmo sostenuto a partire dai primi anni del nuovo millennio. L'analisi delle informazioni disponibili mostra che la potenza delle unità ORC si sta allargando verso sistemi a potenza sempre più grande e verso potenze sempre più piccole. Le due applicazioni che hanno contribuito maggiormente alla crescita della tecnologia ORC (geotermia e biomasse) stanno facendo aumentare le potenze in gioco (fino a circa 100 MW_{el}). Gli impianti ORC alimentati a biomassa si stanno ulteriormente diffondendo in Europa, a causa di una politica favorevole.

Il recupero di cascami termici da processi industriali mediante impianti ORC sta crescendo negli ultimi anni, ed è l'applicazione con il più alto potenziale di sviluppo nel prossimo futuro. Recentemente molto impegno è stato messo nella ricerca per lo sviluppo di sistemi ORC per il recupero di calore da motori automobilistici. Sono studiate diverse soluzioni, soprattutto sugli espansori. Molto promettenti sono le turbine ad alta velocità, offrendo un elevato grado di affidabilità, data la loro semplicità. I primi modelli di mini-turbogeneratori ORC per recupero di calore dai gas di scarico dei motori dei camion probabilmente saranno

commercializzati nei prossimi anni. Questa fase di sviluppo potrebbe portare ad una produzione standardizzata, che si potrà applicare in molti altri campi di utilizzo.

2.2 I concentratori solari come fonte termica

Si presenta adesso una breve panoramica sullo sfruttamento dell'energia solare termica e in particolare sulle possibili applicazioni a media temperatura attraverso collettori solari parabolici.

La maggior parte della ricerca attuale è concentrata sui sistemi ORC solari a medio-bassa temperatura, allo scopo di utilizzare collettori solari poco costosi e la cogenerazione per riscaldamento e/o raffreddamento. In passato si sono avuti risultati promettenti con sistemi ad alta temperatura e quindi a più alta efficienza [58, 70]. L'utilizzo di sistemi ORC ibridi solari ed a biomasse di piccola capacità per l'elettificazione delle zone remote è stata prevista fin dai primi studi su questa tecnologia [40, 50], e questo campo di ricerca è ancora oggetto di ricerca [125, 168].

La richiesta di energia termica a media temperatura è molto comune in ambito industriale nei settori alimentare, tessile e chimico. Alcuni tipici esempi applicativi di calore di processo a media temperatura in ambito industriale sono operazioni di lavaggio e pigmentazione di vestiti, distillazione, trattamento o sbiancamento di superfici, essiccazione, pastorizzazione e sterilizzazione di prodotti alimentari. In questo tipo di utenze la richiesta di energia è generalmente costante nell'arco dell'intero anno, per cui l'integrazione di sistemi solari risulta semplificata. L'utilizzo di sistemi solari per soddisfare la domanda di queste utenze termiche permette di ridurre le emissioni di gas responsabili dell'effetto serra rispetto all'utilizzo di soluzioni concorrenti che prevedono la combustione da fonte fossile o di gas naturale. In quest'ottica, i collettori solari tradizionali piani o a tubi evacuati non consentono di raggiungere tali temperature oppure non hanno efficienze soddisfacenti nel range della media temperatura, pertanto l'attenzione deve essere rivolta a sistemi solari a concentrazione.

La geometria dei concentratori solari più adatta alla produzione di energia termica è quella a fuoco lineare e comprende due tipologie di sistemi: i sistemi a specchi parabolici (PTCs – Parabolic Trough Collectors) e i sistemi lineari Fresnel, che si basano sull'utilizzo di eliostati lineari. Tali sistemi utilizzano ricevitori di dimensioni tipicamente molto inferiori rispetto ai comuni collettori solari piani. Questo aspetto, insieme con una progettazione volta a massimizzare l'efficienza dello scambio termico al loro interno, può portare ad avere prestazioni eccellenti nell'intervallo di temperatura in esame. Si ipotizza di poter raggiungere prestazioni molto buone, soprattutto per sistemi a concentrazione installati nelle regioni a clima arido o semi-arido situati nella "cintura del Sole" delimitata dai paralleli 40° nord e 40° sud.

La progettazione di impianti basati su motori ORC che usano l'energia solare concentrata (CSP) è legata alla scelta della temperatura massima dell'impianto [111]. Alte temperature consentono efficienze più alte, ma comportano un collettore solare più costoso. Di contro temperature massime più basse consentono soluzioni tecniche più economiche, ma portano ad efficienze più basse che fanno aumentare la superficie del campo solare per raggiungere una determinata potenza di uscita. Il progetto STORES, negli Stati Uniti, ha studiato un nuovo progetto di impianti solari termici: sistemi standard modulari di piccola potenza adatti alla conversione di energia distribuita, invece di grandi centrali possono essere molto convenienti dal punto di vista economico. Turbogeneratori ORC sono la migliore scelta in questo contesto per via delle loro prestazioni e della loro affidabilità [112, 113].

L'efficienza del ciclo è del 21% ,con temperature di ingresso in turbina di 204 °C e di condensazione di 15 °C; l'efficienza media annuale di conversione solare è del 12% [114].

Più recentemente Fernandez-Garcia et al. [178] hanno condotto una revisione completa sullo stato dell'arte dei collettori a concentrazione (soprattutto PTCs) e sui loro diversi impieghi nel secolo passato. Questo lavoro mette in luce l'esistenza di alcune applicazioni per l'uso di impianti solari termici a concentrazione. Il primo prevede l'integrazione dei sistemi a concentrazione lineare con cicli Rankine organici (ORC) all'interno di appositi campi solari. In questo modo la vaporizzazione di fluidi alto bollenti, come R245fa, a temperature di circa 200°C all'interno dei ricevitori permette la produzione di energia elettrica o meccanica. D'altra parte il secondo prevede la loro applicazione per la produzione di calore di processo a media temperatura, o per rifornire utenze termiche con alti consumi ma a bassa temperatura. L'attuale mercato per questo tipo di applicazione è molto più ridotto, ma presenta enormi margini di sviluppo.

L'utilizzo di concentratori solari per la produzione di calore a media temperatura presenta applicazioni alternative alla produzione di calore per processi industriali. Un primo esempio è la produzione di acqua calda sanitaria e del calore per il riscaldamento di grandi edifici come complessi industriali o commerciali, aeroporti, stazioni ferroviarie, ospedali, carceri o complessi scolastici. La produzione di acqua calda sanitaria, il cui livello di temperatura è tipicamente inferiore a 100°C, raggiungibili dai collettori piani, può essere ottenuto mediante l'uso di collettori PTC qualora la domanda risulti essere particolarmente rilevante (es. grandi condomini, bagni pubblici). Con questi dispositivi è possibile ottenere acqua pressurizzata a più alta temperatura, che può essere quindi miscelata con acqua più fredda. È stato stimato che l'impiego di un impianto a concentratori solari lineari può risultare conveniente rispetto ad uno a collettori solari piani se la domanda di acqua calda è continua nell'arco della settimana e supera i 1900 litri al giorno. In queste situazioni, le contenute dissipazioni di calore che caratterizzano un sistema a concentrazione portano ad avere un rendimento più alto rispetto ad un sistema a collettori piani.

Un'altra applicazione interessante è la produzione di calore a media temperatura per il raffrescamento degli edifici attraverso impianti di solar cooling. La richiesta energetica legata al raffrescamento di edifici negli ultimi anni è aumentata notevolmente in molti paesi industrializzati, causando seri problemi ai sistemi di distribuzione dell'energia elettrica nella stagione calda. I sistemi solari a concentrazione si prestano molto bene a soddisfare parte di questa domanda, dal momento che la massima disponibilità di radiazione solare coincide con il picco di richiesta di raffrescamento. Inoltre, nei Paesi compresi nella "cintura del sole" a più bassa latitudine, è possibile pensare di far fronte anche alla domanda di freddo per la refrigerazione lungo tutto l'arco dell'anno (ad esempio per l'industria farmaceutica o alimentare). La capacità dei sistemi solari a concentrazione di produrre efficacemente calore a temperature di 140°C-160°C, rende possibile l'adozione di sistemi ad assorbimento a doppio effetto operanti con acqua e bromuro di litio che permettono il raggiungimento di valori del parametro COP superiori alla maggior parte dei sistemi attualmente impiegati.

Tabella 3 – Caratteristiche principali dei collettori PTC commerciali di piccole e medie dimensioni [178].

Produttore (nazionalità)	IST (US)	IST (US)	Solitem (DE & TR)	NEP Solar & CSIRO (AU)
Modello	PT1(ground)	RMT(roof)	PTC 1800	Polytrough 1200
Massima temperatura operativa	288	205	220	220
Fluido termovettore	Acqua pressurizzata	Acqua pressurizzata	(dato non disponibile)	Acqua pressurizzata
Tipologia di ricevitore	Tubolare con rivestimento vetrato	Tubolare con rivestimento vetrato	Tubolare con rivestimento vetrato	Tubolare
Dimensioni ricevitore	51 mm (& 75 mm) x 6 m	25.4 mm (& 51 mm) x 3.7 m	38 mm (& 65 mm) x 5.1 m	25.4 mm x 24 m
Ara di apertura del concentratore	14.03 m ²	4.22 m ²	9.16 m ²	28.8 m ²
Coefficiente di concentrazione geometrico	14.36	14.39	15.08	15.04

La tipologia di concentratori a fuoco lineare più diffusa per le applicazioni a media temperatura è quella a specchi parabolici (PTC). Questi collettori presentano specchi con altezze comprese fra 1 m e 3 m con lunghezze totali che variano tra 2 m e 10 m. Il rapporto di concentrazione geometrico è tra 15 e 20. Tali concentratori sono generalmente orientati in direzione nord-sud ed il sistema di inseguimento è a singolo

asse. Dall'analisi di Fernandez-Garcia et al. [178] emerge che i collettori PTC esistenti in ambito commerciale e sperimentale presentano soluzioni per la ricezione della radiazione solare concentrata a configurazione tubolare lineare con convezione forzata. Questi ricevitori sono composti da tubi con un diametro mediamente compreso fra 12 mm e 50 mm, tipicamente dotati di una copertura esterna in vetro. In qualche caso, tra la copertura in vetro ed il tubo interno è realizzato il vuoto per limitare le dissipazioni termiche, tabella 3 e 4.

Nel 2013 Jaramillo et al. [179] hanno progettato e testato cinque prototipi PTC per applicazioni modulari nella produzione di acqua calda e vapore a temperature fra 70°C e 110°C. La superficie parabolica di captazione, realizzata in alluminio anodizzato (riflessività 92%), è di 2,6 m² con un coefficiente di concentrazione vicino a 14. La struttura portante è di alluminio ed è sprovvista di dispositivi di inseguimento della radiazione diretta. Sono stati realizzati tre prototipi con diverso un angolo di bordo. I ricevitori utilizzati sono ancora tubi in rame a sezione circolare con diametro esterno di 25.4 mm ricoperti da una vernice (Zynolite Hi-Temp Paint) con coefficiente di assorbimento pari al 90%. Per mantenere contenuti i costi di produzione (circa 170 US\$/m²) e di trasporto non è stata utilizzata alcuna copertura vetrata del ricevitore. I rendimenti medi raggiunti dai collettori sono rispettivamente del 25% e del 45% con picchi pari al 35% al 67%.

Tabella 4 – Caratteristiche principali dei collettori PTC sperimentali di piccole e medie dimensioni [178].

Istituzione (nazionalità)	SJJ, DLR; Soliterm and Alanod (DE)	AEE INTEC, Knopf design, Botton Energy Solution (AT)	IIE (ME)
Modello	PTC 1000	Parasol	IEE
Massima temperatura operativa	200 °C	200 °C	400 °C
Fluido termovettore	Acqua pressurizzata	Acqua pressurizzata	(dato non disponibile)
Tipologia di ricevitore	Tubolare	Tubolare	Tubolare
Dimensioni ricevitore	(dato non disponibile) x 2 m	12 mm x 4 m	27 mm x 6.7 m
Area di apertura del concentratore	2 m ²	2 m ²	15.46 m ²
Coefficiente di concentrazione geometrico	(dato non disponibile)	13.26	27.12

L'impiego di geometrie piane per la ricezione della radiazione concentrata proveniente dal sistema ottico è stata recentemente studiata per collettori a concentrazione ibridi in grado di fornire energia elettrica attraverso celle fotovoltaiche e energia termica dal fluido utilizzato per il loro raffreddamento. Nel 2005 Rossel et al. [180] sono stati fra i primi ad impiegare una geometria non circolare per realizzare un ricevitore lineare in un prototipo di collettore ibrido a concentrazione. Il loro impianto è dotato di un sistema ad inseguimento solare a due assi. Il ricevitore ibrido da loro presentato è composto da una serie di celle fotovoltaiche montate su di una superficie assorbente in alluminio a contatto con un condotto rettangolare isolato in cui scorre acqua per il raffreddamento delle celle. Il concentratore utilizzato è di tipo Fresnel con area di apertura pari a 4.86 m² con una superficie riflettente pari a 3.60 m². Il fattore di concentrazione geometrica è pari a 13.6 mentre la radiazione diretta che investe il sistema ottico è concentrata circa 11 volte. Il prototipo realizzato è stato oggetto di prove sperimentali in cui oltre alle prestazioni elettriche della sezione fotovoltaica sono state monitorate la portata e le temperature del circuito di raffreddamento che hanno permesso di determinare il flusso termico estratto e l'efficienza termica dell'intero collettore. Dai test effettuati è emerso che il collettore è in grado di raggiungere un valore massimo di efficienza termica di 65.8 % (fattore di concentrazione pari 11 e portata d'acqua pari a 75 L h⁻¹ m⁻²) e temperature massime di circa 60°C.

Nel 2011 Li et al. [181] hanno testato due collettori parabolici ibridi sperimentali con area di apertura di 2 m² e 10 m² con fattori di concentrazione della radiazione di 10 e 20 rispettivamente. Il ricevitore si compone di una lastra piana in cui sono adagiati diverse soluzioni di moduli fotovoltaici. Questa lastra è collegata ad un tubo circolare isolato in cui vi scorre dell'acqua con una portata di circa 40 L h⁻¹, come suggerito nel lavoro di Rossel et al. [180] Le efficienze termiche raggiunte da questi prototipi non sono mai superiori al 50% e le temperature massime dell'acqua in uscita sono inferiori ai 50°C.

Nel 2013 Siva Reddy et al. [182] nella loro revisione sullo stato dell'arte delle tecnologie per la produzione di energia elettrica attraverso centrali solari termiche, riportano che i ricevitori utilizzati negli impianti solari a concentrazione per applicazioni a media temperatura sono tutti del tipo a tubi evacuati. Oltretutto, questo tipo di impianti presenta sistemi di inseguimento monoassiale.

Si possono citare alcune soluzioni alternative all'uso di ricevitori lineari a tubolari a convezione forzata a media temperatura come ad esempio prototipi di ricevitori a tubi di calore (heat pipe). Zhang et al. [183] hanno indagato le prestazioni di un collettore PTC a circolazione naturale per la produzione indiretta di vapore attraverso un ricevitore di 2 m a tubi di calore ad U in acciaio dal diametro nominale di 100 mm e 130 mm. I tubi del ricevitore sono verniciati di nero e protetti da un doppio rivestimento vetrato. Dalla loro analisi è emerso che le perdite termiche al ricevitore sono il parametro che più influenza le prestazioni del collettore evidenziando che per questa soluzione le perdite per convezione e irraggiamento non possono essere trascurate. Il rendimento termico del ricevitore ha raggiunto efficienze massime del 80% mostrando però una forte dipendenza dalle condizioni ambientali. È da notare che l'uso di un ricevitore come quello proposto non permette la generazione diretta di vapore e quindi prevede l'introduzione di un successivo scambiatore in cui si avrà la vera e propria generazione del vapore da indirizzare verso le utenze.

Per incrementare le prestazioni termiche ottimizzando l'uniformità delle temperature del ricevitore Munoz e Abanades [184] hanno proposto uno studio teorico sull'utilizzo di superfici internamente alettate da impiegare in ricevitori termici solari. L'implementazione di un modello CFD ha evidenziato un potenziale miglioramento delle prestazioni termiche del ricevitore a spese di un aumento nelle perdite di carico. In particolare, lo studio di tubi con alettature interne elicoidali ha mostrato un miglioramento nell'uniformità del profilo di temperatura e una diminuzione degli stress termici sui materiali. Inoltre, la diminuzione nella temperatura superficiale porta ad una riduzione delle perdite termiche ed ad un aumento del rendimento dell'intero collettore.

3 Modello ORC

Nella presente ricerca è stato sviluppato un modello che consente di prevedere le prestazioni di un impianto ORC alimentato da fonte solare. Questo modello è stato sviluppato in collaborazione con il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova.

Il modello si riferisce ad unità ORC impiegabili per applicazioni con ridotte potenze nominali e con sorgenti termiche caratterizzate da temperature massime fino ai 150°C. L'impiego di sistemi di generazione di piccola potenza attraverso unità a ciclo Rankine con fluido di lavoro organico è di particolare interesse per la conversione di energia a medio-bassa temperatura in energia elettrica. La combinazione del sistema solare termico all'impianto ORC può avvenire concettualmente secondo due modalità: accoppiamento con vaporizzazione diretta del fluido di lavoro nel ricevitore solare e accoppiamento indiretto, mediante un fluido termovettore intermedio. Nel primo caso, l'evaporazione del fluido di lavoro del ciclo ORC avviene direttamente nel ricevitore solare sotto l'azione della radiazione solare. Nel caso di accoppiamento indiretto, i due impianti necessitano di uno scambiatore aggiuntivo che permetta la cessione di calore da parte del fluido termovettore circolante all'interno del circuito solare al fluido organico di lavoro per farlo evaporare. La scelta della configurazione e dei componenti inseriti nel modello qui sviluppato, fa riferimento ad applicazioni nel campo delle potenze elettriche inferiori ai 15 kW_{el} con collettori solari a media temperatura. Il modello fisico dell'impianto ORC è ispirato ai modelli di macchine disponibili in commercio, le quali, seppur progettate per potenze nominali superiori, rappresentano l'attuale stato dell'arte [208]. In base a questa scelta, l'unità ORC modellata è realizzata mediante la combinazione di quattro componenti: una pompa, un evaporatore (scambiatore o ricevitore solare), un espansore accoppiato al generatore elettrico e infine un condensatore come rappresentato in figura 2.

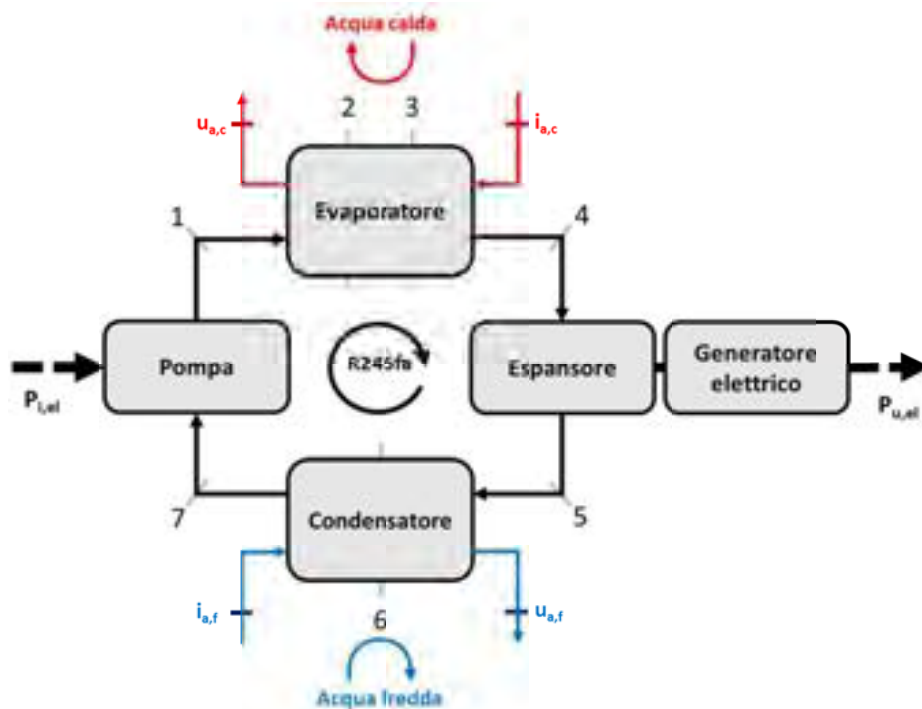


Figura 2. Rappresentazione schematica dei componenti nel modello ORC.

Con riferimento allo schema di figura 2, in cui vengono evidenziati i vari componenti dell'impianto, è possibile descrivere l'evoluzione del fluido organico all'interno dell'impianto oggetto della simulazione. Il fluido di lavoro pressurizzato dalla pompa (trasformazione 7-1) entra in condizioni di liquido sottoraffreddato (stato 1) nell'evaporatore. In questo dispositivo viene inizialmente riscaldato fino alle condizioni di saturazione (stato 2), fatto evaporare (stato 3) ed eventualmente surriscaldare (stato 4) per poi essere inviato all'organo di espansione. L'espansione (trasformazione 4-5) del fluido di lavoro genera la

rotazione dell'albero dell'espansore il quale trascina l'elemento rotore del generatore elettrico con la produzione di energia elettrica. Il vapore espanso (stato 5) viene quindi inviato al condensatore in cui, dopo essere stato raffreddato fino alle condizioni di saturazione (stato 6), subisce la sua completa condensazione (trasformazione 6-7). In fluido di lavoro in condizioni di liquido saturo (stato 7) viene inviato nuovamente alla pompa.

Il modello prevede che il flusso termico necessario al riscaldamento, evaporazione e surriscaldamento del fluido organico all'interno dell'evaporatore possa essere reso disponibile direttamente per accoppiamento con la sorgente esterna, come avviene in un ricevitore solare termico sotto l'azione della radiazione solare, oppure possa essere fornito indirettamente attraverso il deflusso di un fluido vettore all'interno dello scambiatore, precedentemente riscaldato in un collettore solare a media temperatura. Il raffreddamento del vapore in uscita dall'espansore e la sua condensazione avvengono invece a spese di una portata di acqua.

Un esempio del ciclo termodinamico compiuto dal fluido organico all'interno dell'impianto ORC è riportato nel diagramma entropico di figura 3 (con riferimento agli stati riportati nello schema di figura 2).

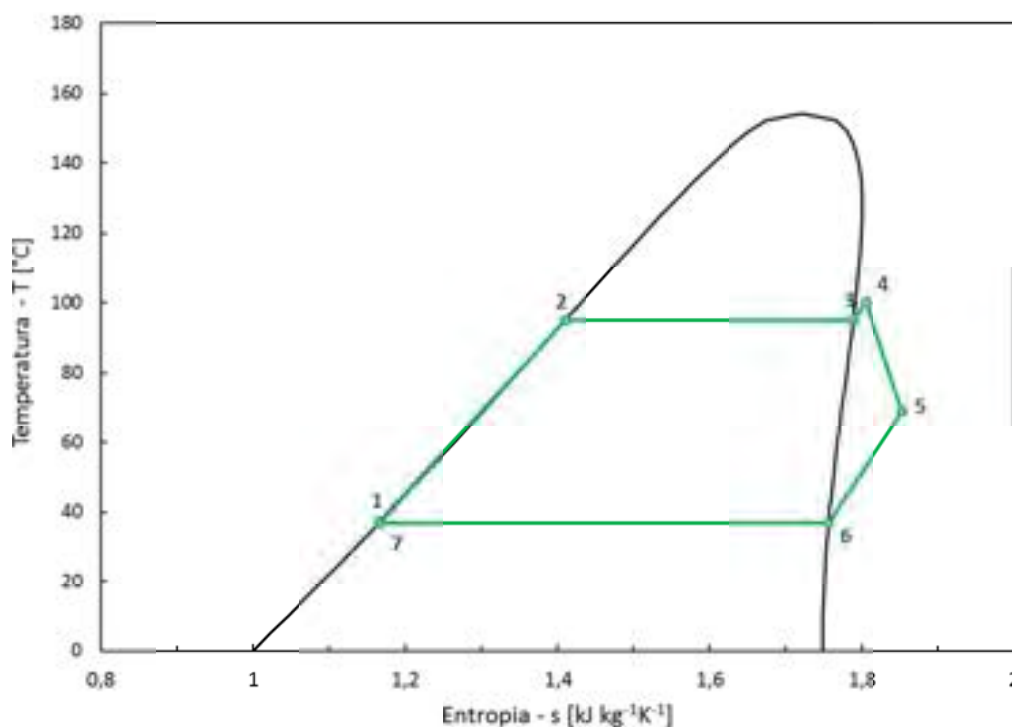


Figura 3. Rappresentazione del ciclo ORC con surriscaldamento per R245fa nel diagramma entropico.

3.1 Implementazione del modello

Il modello numerico dell'impianto ORC alimentato da un fluido vettore (acqua) è in grado di simulare il funzionamento di un semplice impianto ORC in condizioni stazionarie. Il codice del modello, implementato in linguaggio di programmazione Matlab® [210], si compone di quattro blocchi fra loro interconnessi. Ciascun blocco di codice rappresenta un elemento dell'impianto.

Il primo blocco di codice rappresenta la pompa. Per semplicità, si è considerato che la pressurizzazione del fluido di lavoro avvenga con un rendimento isoentropico di compressione costante. Questa ipotesi semplificativa è largamente adottata in numerosi modelli di impianti ORC presentati in recenti pubblicazioni scientifiche [211 - 213]. L'evaporatore è stato modellato come uno scambiatore a piastre i cui parametri geometrici, quali ad esempio spessori, distanza e dimensioni delle piastre e geometria delle corrugazioni, sono tipici di modelli commerciali disponibili sul mercato [214]. Lo scambio termico è configurato con deflussi in controcorrente. Una volta fissata la geometria della singola piastra, l'area totale

di scambio dello scambiatore è determinata dal numero di piastre presenti. Dal punto di vista numerico lo scambiatore è diviso in due sezioni. Nella prima sezione avviene il preriscaldamento del liquido organico pressurizzato dalla pompa. In questa sezione entrambi i flussi coinvolti, acqua calda in raffreddamento e fluido organico in riscaldamento, evolvono con deflusso monofase. Il coefficiente di scambio termico convettivo è stato pertanto calcolato con la formulazione per il numero di Nusselt proposta da Martin [215] e riportata qui di seguito:

$$Nu = 0,122 \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \left(\xi \cdot Re^2 \sin(2\varphi) \right)^{0,374} \quad (1)$$

in cui Pr è il numero di Prandtl, Re il numero di Reynolds, i simboli μ e μ_w identificano rispettivamente le viscosità del fluido valutate alla temperatura del fluido e a quella di parete, ξ è il fattore di attrito valutato secondo quanto indicato da Martin [215] e φ corrisponde all'angolo di inclinazione della corrugazione delle piastra. Nella seconda sezione dell'evaporatore a piastre avviene la completa evaporazione e il surriscaldamento del fluido organico a spese del raffreddamento dell'acqua calda in ingresso. In questa sezione il coefficiente di scambio termico convettivo nel processo di evaporazione e surriscaldamento del fluido organico è stato valutato attraverso le correlazioni di Amalfi et al. [216] in funzione del numero di Boiling Bd , riportate nella seguenti equazioni:

$$\begin{aligned} Bd < 4 \quad Nu &= 982 \cdot \varphi^{*1,101} We_m^{0,315} Bo^{0,320} \rho^{*-0,224} \\ Bd \geq 4 \quad Nu &= 18,495 \cdot \varphi^{*0,248} Re_v^{0,135} Re_{lo}^{0,351} Bd^{0,235} Bo^{0,198} \rho^{*-0,223} \end{aligned} \quad (2)$$

Nelle precedenti equazioni φ^* è il rapporto tra il valore dell'angolo di corrugazione della piastra e il massimo valore ammesso (pari 70°), We_m è il numero di Weber omogeneo, ρ^* è il rapporto di densità fra liquido e vapore, Re_v e Re_{lo} sono rispettivamente i numeri di Reynolds calcolati in caso di deflusso di solo vapore e solo liquido e Bo è il numero di Bond. Per maggiori dettagli sulle precedenti correlazioni si faccia riferimento alle pubblicazioni di Amalfi et al. [216-217]. Per quanto riguarda il deflusso dell'acqua nella sezione di evaporazione e surriscaldamento, essendo questo un raffreddamento di un liquido, si utilizza ancora la correlazione di Martin [215]. Nel caso di accoppiamento diretto fra unità ORC e collettore solare, il modello dell'evaporatore è in grado di determinare direttamente le condizioni di vaporizzazione del fluido organico per una temperatura imposta, partendo dalle condizioni del fluido sottoraffreddato in uscita dalla pompa e dall'intensità del flusso termico reso disponibile dalla sorgente termica esterna (radiazione solare). Diviene quindi immediato valutare lo stato del vapore in ingresso all'espansore.

Nonostante il campo di utilizzo tipico degli espansori a vite preveda oggi potenze elettriche e portate maggiori rispetto al caso allo studio (potenze fra 20 kW_{el} e 1 MW_{el} e portate tra 25 L s^{-1} e 1100 L s^{-1}), si è deciso comunque di fare riferimento all'efficienza di questo tipo di espansore per il presente studio. Questa scelta è giustificata dal fatto che attualmente gli espansori a vite mostrano una maggiore maturità tecnologica rispetto agli espansori scroll di grandi dimensioni, che risultano essere la principale tecnologia concorrente nel campo di potenze considerato [218]. Quindi, risulta verosimile considerare che i livelli di efficienza degli espansori a vite possano rappresentare un riferimento anche per altre tecnologie in competizione.

Il modello di espansore qui implementato considera che l'espansione del vapore surriscaldato in uscita dall'evaporatore devii rispetto ad un processo isoentropico ideale. Il rendimento isoentropico di espansione viene valutato come riportato nel lavoro di Ng et al. [219]. In questa pubblicazione si considera che i fenomeni di sovra-espansione e sotto-espansione, devino il processo d'espansione isentropico verso un processo definito "pseudo-politropico" caratterizzato da un indice k valutato con la seguente relazione:

$$k = \frac{r_v^{1-n} - n}{1-n} \quad (3)$$

in cui n è chiamato indice di espansione pseudo-politropico e viene calcolato secondo dalla correlazione:

$$n = \left(\frac{a_1}{\log r_v} + \frac{a_2}{\log r_v^2} + \frac{a_3}{\log r_v^3} + \dots \right) \log r_p \quad (4)$$

I termini a_1, a_2, a_3 sono valori scalari definiti da Ng et al. [219] sulla base di test sperimentali. Questa correlazione ha origine dal confronto dei valori di potenza d'espansione ricavati da prove sperimentali con i valori ottenibili con espansioni isoentropiche reali. Per questo motivo il rendimento isoentropico così calcolato tiene conto anche del rendimento volumetrico della macchina. Il lavoro specifico d'espansione pseudo-politropica W_p risulta essere funzione dei valori di pressione p e densità ρ del fluido a monte dell'espansore, del rapporto di espansione volumetrico nominale r_v e di quello delle pressioni di lavoro r_p e dell'indice k definito nell'equazione 3.

$$W_p = \frac{p}{\rho} \left(k - \frac{r_v}{r_p} \right) \quad (5)$$

In figura 4 si riporta l'andamento del rendimento isoentropico di espansione in funzione del rapporto di pressione all'espansore per un valore fisso del rapporto di espansione volumetrico nominale.

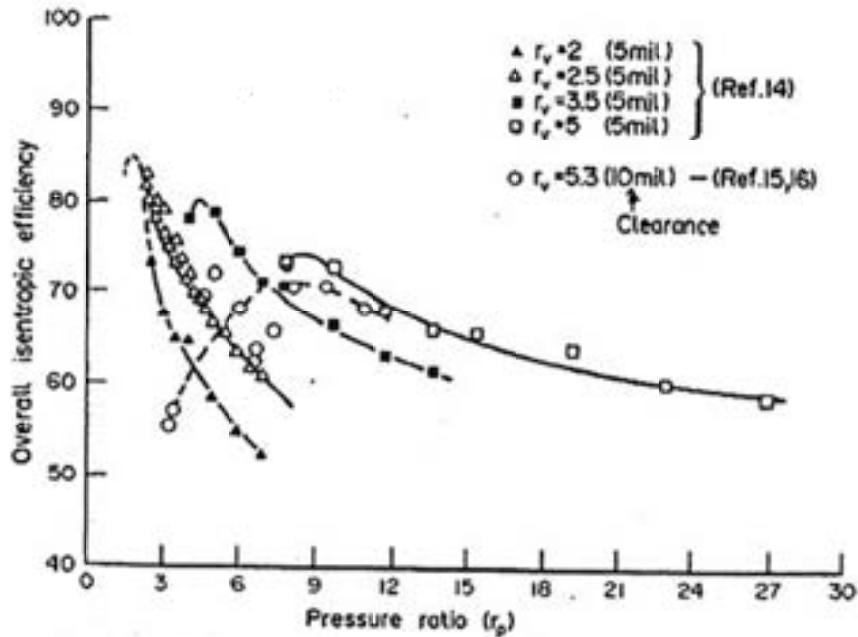


Figura 4. Rendimento isoentropico totale di espansione al variare del rapporto di pressione per diversi valori del rapporto volumetrico nominale (Fonte: Ng et al. [219]).

Il condensatore è stato anch'esso modellato come scambiatore di calore a piastre in controcorrente. In questo modello vengono simulati i processi di raffreddamento e condensazione del vapore del fluido organico con cessione di calore ad un flusso di acqua fredda che si riscalderà di conseguenza. Una volta definiti i parametri geometrici dello scambiatore, rimangono da determinare i coefficienti di scambio termico convettivi tra i fluidi e le superfici di scambio delle piastre. L'acqua subisce un riscaldamento senza cambiamento di fase, per cui è possibile utilizzare ancora una volta le correlazioni di Martin [215]. Se la

temperatura di parete delle piastre del condensatore è al di sotto delle condizioni di saturazione del vapore surriscaldato in ingresso al condensatore, esso inizierà a condensare fin dall'ingresso del condensatore e contemporaneamente subirà un raffreddamento. In tali condizioni è possibile valutare il coefficiente di scambio convettivo attraverso le correlazioni riportate nella pubblicazione di Longo et al. [220]. In questo lavoro, si assume che le forze di gravità siano dominanti rispetto alle forze di inerzia per valori del numero di Reynolds equivalente inferiori a 1600. In queste condizioni, gli autori hanno adattato la correlazione di Nusselt [221] per valutare il coefficiente medio di scambio termico in condensazione h_{cond} riferito all'area proiettata della piastra, attraverso un fattore di ingrandimento α valutato come il rapporto tra l'area di scambio effettiva della piastra e quella proiettata, secondo la seguente relazione:

$$h_{cond} = \alpha \cdot h_{Nu} = \alpha \cdot 0.943 \left(\frac{\lambda_L^3 \rho_L^2 g \cdot h_{LG}}{\mu_L \Delta T \cdot L} \right)^{1/4} \quad (6)$$

in cui λ_L , ρ_L , e μ_L sono rispettivamente la conducibilità termica, la densità e la viscosità dinamica del condensato, h_{LG} è l'entalpia specifica di condensazione, g è l'accelerazione di gravità, ΔT la differenza di temperatura di saturazione e quella di parete e L è la lunghezza verticale della piastra. Per i casi invece in cui siano le forze inerziali a dominare rispetto a quelle di gravità, ovvero, secondo gli autori per valori del numero di Reynolds equivalente superiori a 1600, il coefficiente di scambio termico in condensazione $h_{cond,sat}$ è valutato attraverso una correlazione basata su conducibilità termica del liquido λ_L , diametro idraulico dello scambiatore d_h , sul numero di Reynolds equivalente Re_{eq} sul numero di Prandtl del liquido Pr_L :

$$h_{cond,sat} = 1,875 \cdot \alpha \cdot \left(\frac{\lambda_L}{d_h} \right) Re_{eq}^{0,445} Pr_L^{1/3} \quad (7)$$

Come riportato in Longo et al. [220], la precedente correlazione per condensazione di vapore saturo è applicabile anche per condensazione di vapore surriscaldato se combinata con il modello sviluppato da Webb [222] nel seguente modo:

$$h_{cond,sh} = h_{cond,sat} + F \left(h_{s-ph} + c_{p,G} \cdot \frac{q_{lat}}{h_{LG}} \right) \quad (8)$$

Nella relazione precedente h_{s-ph} è il coefficiente di scambio termico locale per deflusso monofase fra il vapore surriscaldato e l'interfaccia del condensato, $c_{p,G}$ è il calore specifico del vapore surriscaldato e q_{lat} è il flusso termico locale dovuto solo al cambiamento di fase. Il fattore F introdotto da Longo et al. [220] corrisponde al rapporto tra il grado di surriscaldamento e la differenza tra la temperatura di saturazione T_{sat} e quella di parete T_w :

$$F = \frac{T_{sh} - T_{sat}}{T_{sat} - T_w} \quad (9)$$

Nel modello implementato, il deflusso del fluido di lavoro da un componente all'altro dell'impianto è assunto adiabatico con perdite di carico trascurabili. Tutte le proprietà termofisiche dell'acqua e del fluido organico di lavoro vengono valutate con il database di Refprop 9.0 [223].

Il codice così sviluppato necessita di alcuni parametri che devono essere impostati a priori affinché il modello funzioni correttamente. Questi parametri sono:

- Rendimento isoentropico della pompa;

- Geometria della piastra dell'evaporatore (area di scambio, spessore delle piastre, distanza delle piastre);
- Numero di piastre all'evaporatore;
- Grado di surriscaldamento in uscita all'evaporatore;
- Rapporto volumetrico nominale dell'espansore;
- Rendimento elettrico e meccanico del gruppo espansore-generatore elettrico
- Geometria della piastra del condensatore;
- Numero di piastre al condensatore.

Oltre ai parametri precedentemente elencati è necessario fornire al modello una mappa di regolazione della portata del fluido organico in funzione dell'input termico disponibile. Con poche modifiche è possibile simulare anche il caso in cui il vapore venga prodotto direttamente da sorgente solare. Nel caso di accoppiamento diretto fra unità ORC e collettore solare, il modello dell'evaporatore è in grado di determinare direttamente le condizioni di vaporizzazione del fluido organico per una temperatura imposta, partendo dalle condizioni del fluido sottoraffreddato in uscita dalla pompa e dall'intensità del flusso termico reso disponibile dalla sorgente termica esterna (radiazione solare). Diviene quindi immediato valutare lo stato del vapore immesso all'espansore. Nel caso di accoppiamento con fluido intermedio (acqua calda), i valori della portata del fluido organico sono stati mappati in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua calda e della sua portata volumetrica, mentre nel caso di vaporizzazione diretta la mappatura viene data in funzione del valore del flusso termico disponibile alla sorgente termica per diverse temperature di vaporizzazione del fluido di lavoro.

Una volta specificate le condizioni della sorgente termica in input, ovvero portata e temperatura di ingresso dell'acqua calda nel caso di accoppiamento indiretto, e flusso termico disponibile e temperatura di vaporizzazione nella configurazione con vaporizzazione diretta, insieme alle condizioni del pozzo termico (portata e temperatura di ingresso dell'acqua fredda) è possibile ottenere in output:

- Potenza elettrica disponibile al generatore
- Profili termici del fluido organico di lavoro e dei flussi di acqua di alimentazione e raffreddamento;
- Rendimento termico dell'impianto;
- Perdite exergetiche nei vari componenti di impianto;
- Rendimento exergetico dell'impianto;

3.2 Validazione del modello

Il modello numerico sviluppato per il caso di accoppiamento con fluido intermedio descritto precedentemente è utilizzato per simulare il funzionamento di una macchina disponibile sul mercato (ElectraTherm® 4400+ Power Generator [209]). Questa macchina impiega scambiatori a piastre sia come evaporatore che come condensatore. Il fluido organico di lavoro è R245fa ed è ricircolato da una pompa multistadio. L'espansore è di tipo a viti accoppiate il cui design è protetto da brevetto internazionale. L'espansore è accoppiato con un generatore elettrico ad induzione per cui non è necessario l'uso di un variatore di giri fra i due elementi.

In base ai dati pubblicati nei datasheet della macchina, questa unità ORC è in grado di generare una potenza variabile tra 12 kW e 65 kW per un flusso termico di input compreso fra 400 e 680 kW fornito da una portata volumetrica di acqua calda di alimento variabile tra $3,2 \text{ L s}^{-1}$ e $12,6 \text{ L s}^{-1}$ ad una temperatura compresa tra 77°C e 116°C , (portata volumetrica e temperatura dell'acqua di raffreddamento rispettivamente pari a $13,9 \text{ L s}^{-1}$ e 21°C). In figura 5, è riportato l'andamento della potenza generata dall'unità ElectraTherm® 4400+ Power Generator al variare delle condizioni dell'acqua calda fornita come input termico. Il funzionamento dell'impianto ElectraTherm® 4400+ Power Generator è stato simulato attraverso il modello per alcune condizioni di funzionamento di interesse. Nelle simulazioni la temperatura massima dell'acqua calda in ingresso è stata variata tra 82°C e 116°C nel campo di portata compreso fra 5 L s^{-1} e $12,6 \text{ L s}^{-1}$.

Non disponendo di informazioni specifiche sull'espansore di questa macchina, viene utilizzato il modello di Ng et al. [220]. Tale modello di espansore viene implementato nel codice e applicato alle condizioni di

funzionamento simulate: esso definisce l'andamento del rendimento isoentropico in funzione del rapporto di pressione come illustrato nella figura 6.

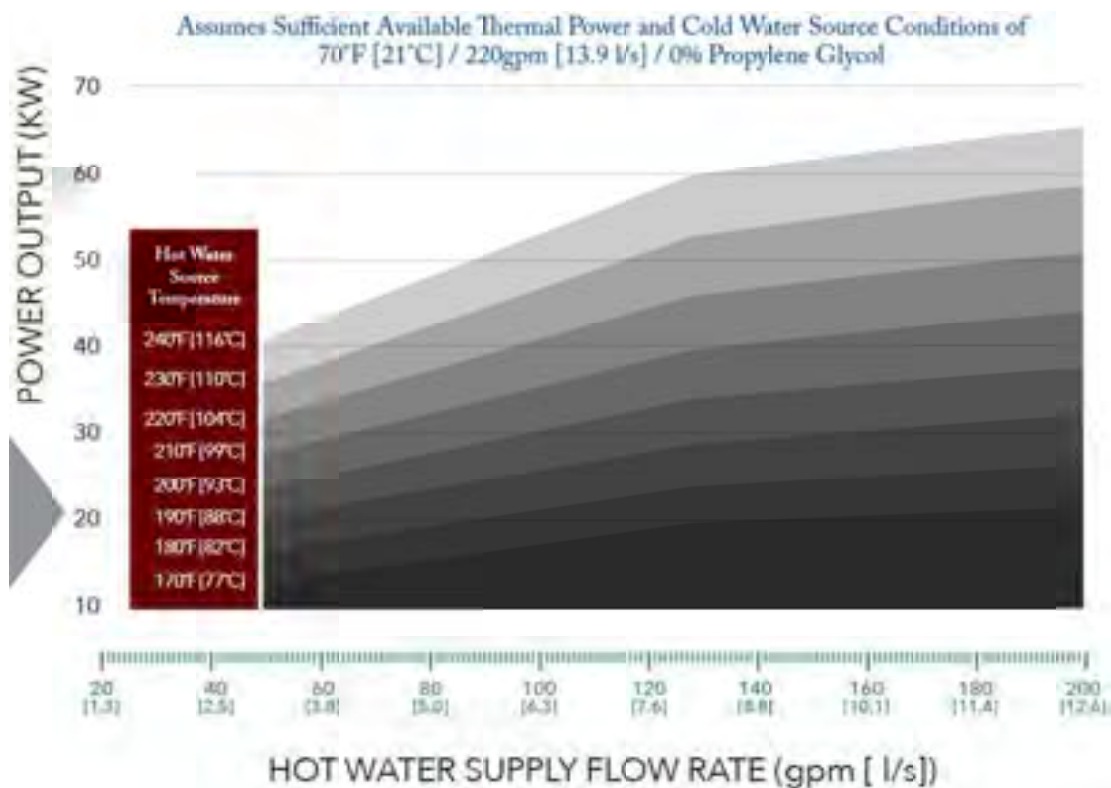


Figura 5. Curve caratteristiche di funzionamento della macchina ORC ElectraTherm® 4400+ Power Generator (Fonte ElectraTherm® [209]).

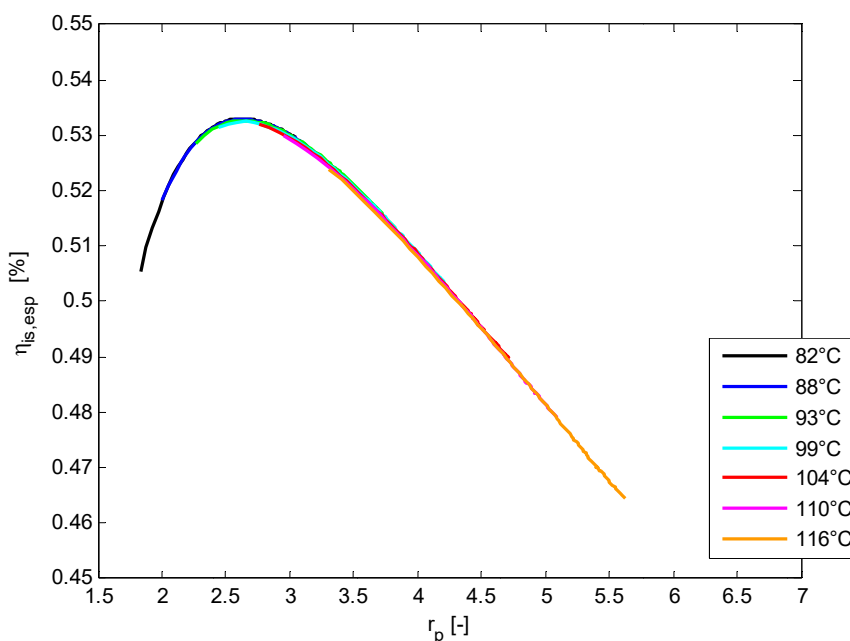


Figura 6. Andamento del rendimento isoentropico in funzione del rapporto di pressione ai capi dell'espansore per diverse temperature in ingresso

I risultati delle simulazioni del funzionamento di quest'unità ORC sono riportati in figura 7 in termini di potenza elettrica generata. Come si può vedere, le curve simulate seguono bene la tendenza delle curve

riportate nei datasheet. Da un confronto fra i valori di potenza simulati e quelli ottenuti dalle curve caratteristiche disponibili si evidenzia una tendenza a sottostimare il valore originale da parte del modello per tutto il campo di funzionamento. Il valore medio dell'errore relativo percentuale commesso dal modello è inferiore al 12%. L'andamento dell'errore relativo è molto sensibile alla variazione di temperatura: il minimo errore relativo percentuale è commesso per la minima temperatura dell'acqua calda (82°C) ed è inferiore al 2,5%. L'errore relativo percentuale raggiunge il suo massimo, pari a 22%, per la massima temperatura dell'acqua calda (116°C). L'errore relativo invece risulta essere poco influenzato dai valori di portata. Infatti al variare della portata le oscillazioni del valore dell'errore relativo sono contenute entro il 6% per ciascun valore di temperatura studiato. La presenza di questa differenza tra valori a catalogo e valori simulati è da imputarsi probabilmente alle ipotesi adottate nel modello, in particolar modo alla mancanza di dati sull'espansore della macchina reale e sulla logica di regolazione della portata del fluido di lavoro.

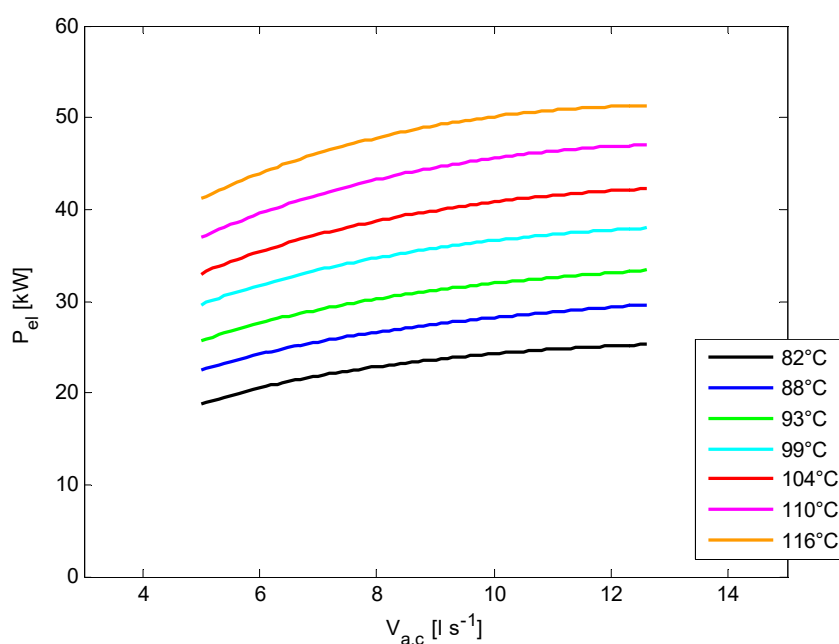


Figura 7. Curve caratteristiche risultanti dalle simulazioni dell'unità ORC commerciale (ElectraTherm® 4400+ Power Generator [209]).

3.3 Risultati delle simulazioni per l'impianto ORC alimentato dall'acqua dei collettori solari

Il modello numerico implementato è stato utilizzato per simulare il funzionamento di un impianto ORC di piccola taglia con vaporizzazione indiretta del fluido R245fa. La sorgente termica considerata mette a disposizione un portata volumetrica di acqua calda variabile fra 1,5 L s⁻¹ e 3,6 L s⁻¹ ad una temperatura di ingresso compresa tra 82°C e 116°C. Il calore al condensatore è ceduto ad una portata di acqua pari a 4 L s⁻¹ la cui temperatura di ingresso è costante e pari a 21°C. In figura 8 sono riportati i profili di temperatura dei flussi di acqua calda e fredda e del fluido organico di lavoro R245fa risultanti dalle simulazioni (temperatura in funzione del flusso entalpico). Questo tipo di grafico permette di rappresentare le evoluzioni dei tre fluidi coinvolti in un unico diagramma.

Al variare delle condizioni di ingresso dell'acqua calda, la logica di regolazione della macchina implementata interviene modificando il valore della portata di R245fa per migliorare l'accoppiamento termico fra i fluidi, adattando il ciclo termodinamico del fluido di lavoro alle nuove condizioni di lavoro. La portata del fluido di lavoro varia proporzionalmente alle variazioni di portata e temperatura dell'acqua calda. La regolazione della portata del fluido di lavoro al variare delle condizioni dell'acqua calda in ingresso alla macchina è stata implementata nel codice del modello secondo la mappa riportata in figura 9.

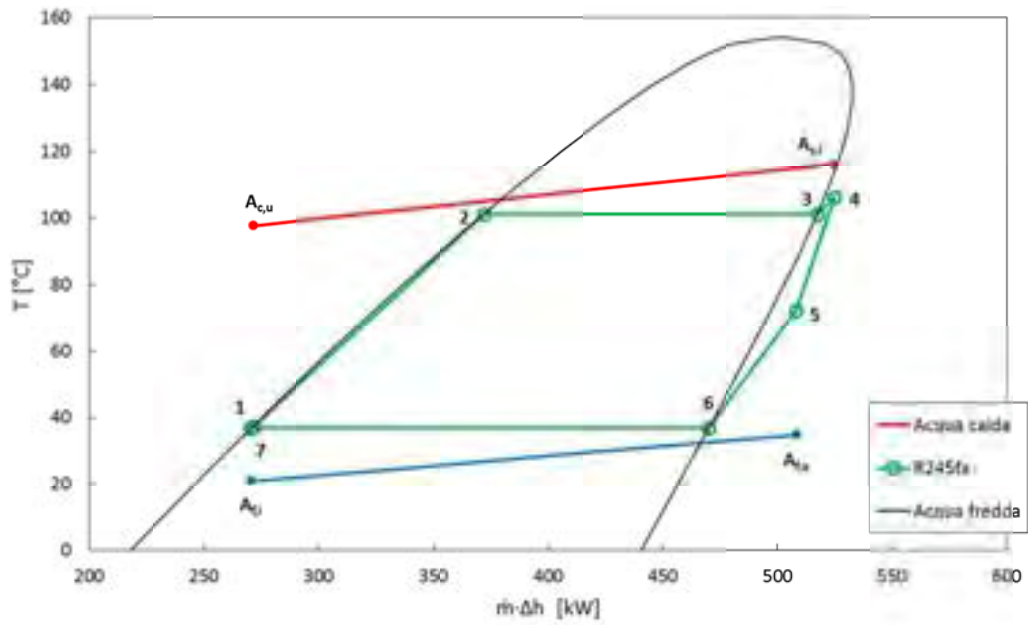


Figura 8. Rappresentazione degli accoppiamenti termodinamici fra i flussi di acqua calda (rosso) e fredda (blu) con il fluido organico di lavoro R245fa (verde) nel diagramma temperatura – flusso entalpico per una data condizione di lavoro.

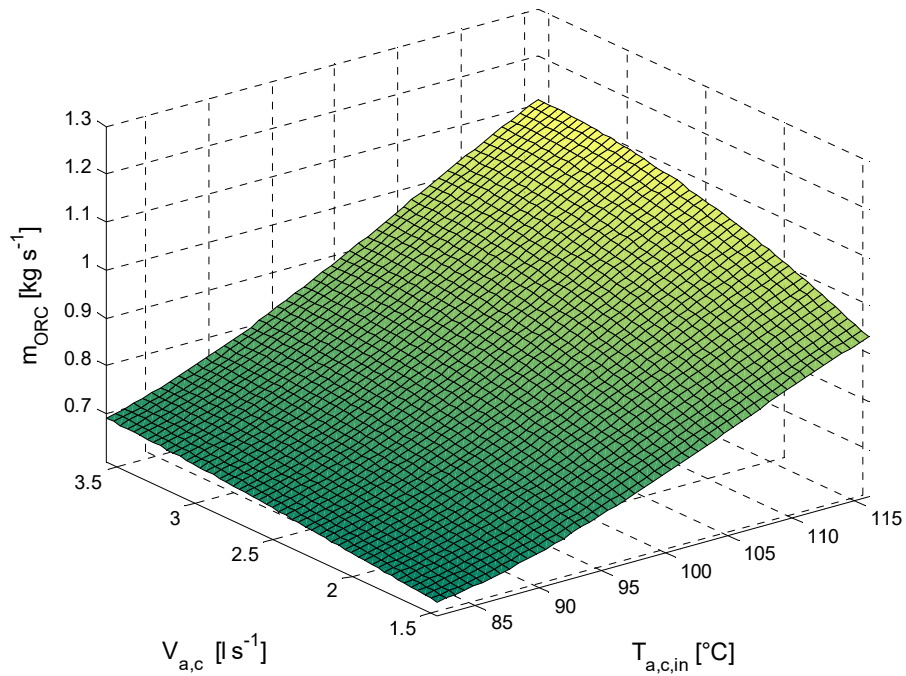


Figura 9. Mappa di regolazione della portata del fluido organico R245fa al variare della portata e della temperatura di ingresso dell'acqua calda.

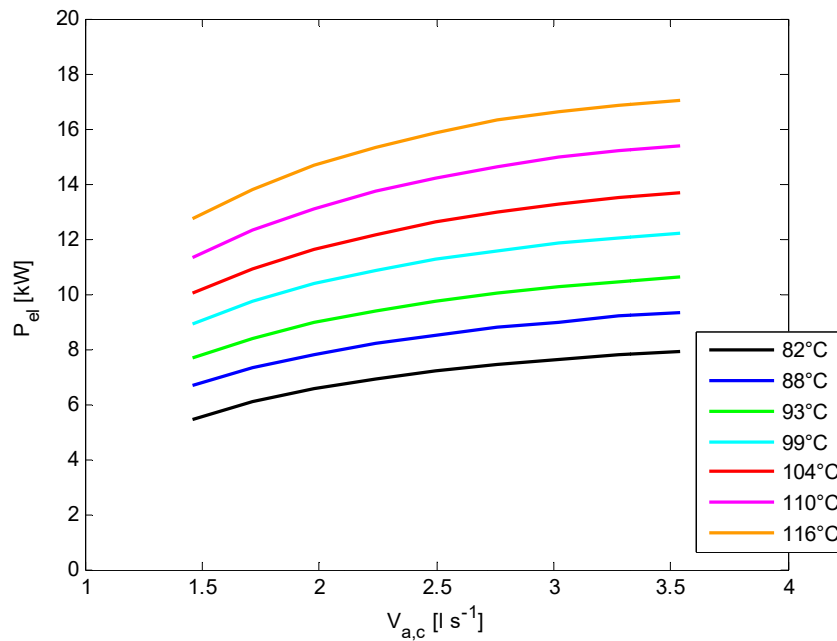


Figura 10. Andamento della potenza elettrica disponibile al generatore in funzione della portata di acqua calda per diversi valori di temperatura di ingresso dell'acqua calda.

Gli effetti della regolazione sono visibili nei grafici di figura 10 in cui si riportano i risultati delle simulazioni in termini di output elettrico in funzione della portata dell'acqua calda per diversi valori di temperatura dell'acqua calda in ingresso alla macchina. I valori di potenza elettrica disponibile ai capi del generatore variano con andamento crescente con temperatura e portata dell'acqua calda in un intervallo compreso fra 5,5 kW_{el} e 17 kW_{el}.

Nel campo delle temperature e delle portate considerato i valori del rapporto di pressione all'espansore sono compresi fra 2,3 e 6,2 con andamento crescente all'aumentare della temperatura massima della sorgente termica e della portata di R245fa.

Un primo parametro di valutazione delle prestazioni dell'impianto ORC è il rendimento di conversione del flusso termico $\dot{Q}_{in}$ reso disponibile dall'acqua calda in potenza elettrica P_{el} disponibile ai capi del generatore:

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{in}} \quad (10)$$

In figura 11 sono riportati gli andamenti del rendimento di conversione dell'unità ORC al variare della portata dell'acqua di alimento. È possibile osservare come i valori di rendimento siano compresi fra il 3,8% e il 6% per la totalità delle condizioni simulate. Il rendimento di conversione presenta un andamento asintotico crescente con la portata dell'acqua calda. Il valore a cui tendono i rendimenti all'aumentare della portata di acqua calda dipende dalla temperatura di ingresso della acqua calda perché varia il rapporto delle pressioni all'espansore. L'andamento del rendimento con la portata d'acqua (a parità di temperatura in ingresso) è spiegato ancora dall'aumento del rapporto di pressione che è da imputare principalmente al miglioramento delle capacità di scambio termico tra acqua calda e R245fa. A parità di portata dell'acqua calda, l'aumento nei valori di rendimento per temperature crescenti è giustificato in primis dall'aumento della pressione di vaporizzazione. Infatti, come mostrato nella mappa di regolazione di figura 9, per diverse temperature dell'acqua calda si hanno differenti valori della portata di ORC anche a parità di portata di acqua calda. I modesti valori di rendimento, espresso secondo il primo principio della termodinamica, sono legati in primo luogo alle basse temperatura della sorgente termica. Infatti, andando a valutare il limite massimo teorico del rendimento di conversione di un ciclo termico fra le temperature di ingresso dell'acqua calda e dell'acqua fredda, valutabile attraverso l'espressione del rendimento di Carnot, si ottengono valori

pari a 7,8% e 24,4% rispettivamente alle temperature dell'acqua calda in ingresso pari a 82°C e 116°C (temperatura dell'acqua fredda pari a 285 K, cioè 21°C).

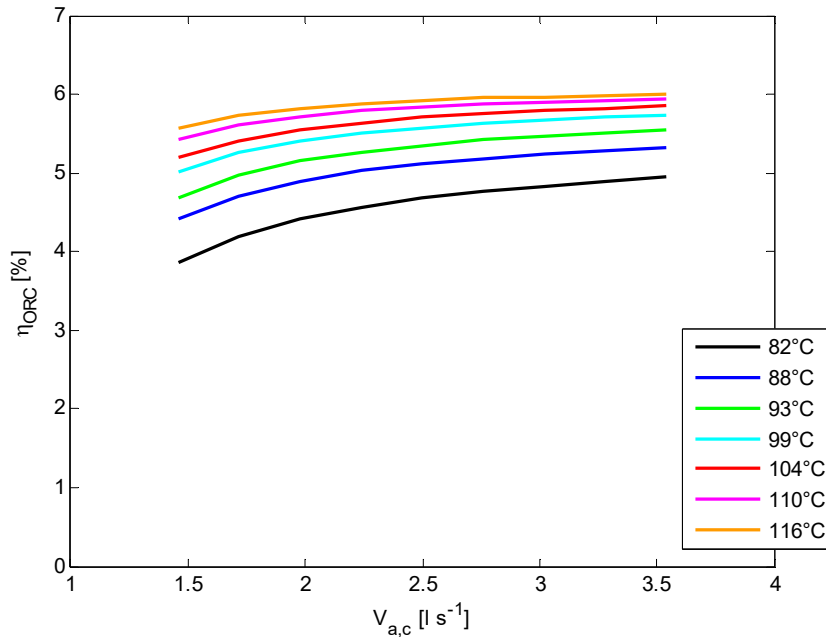


Figura 11. Rendimento di conversione dell'impianto ORC in funzione della portata di acqua calda per diversi valori di temperatura di ingresso dell'acqua calda.

Dal confronto fra i valori ottenuti dalle simulazioni e i valori massimi teorici secondo il rendimento di Carnot si evince come, nonostante gli andamenti del rendimento di primo principio ottenuti, la macchina abbia un funzionamento più efficiente dal punto di vista termodinamico alle basse temperature ad alti valori di portata. Questo aspetto è quantitativamente valutabile attraverso il rendimento exergetico di conversione, che in questo caso specifico assume la forma:

$$\eta_{ex} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{a,c} \left((h_{a,c,i} - h_{a,c,u}) - T_{amb,ref} (s_{a,c,i} - s_{a,c,u}) \right)} \quad (11)$$

in cui P_{el} è la potenza elettrica disponibile ai morsetti del generatore, $\dot{m}_{a,c}$ è la portata dell'acqua calda, $h_{a,c,i}$ e $h_{a,c,u}$ sono rispettivamente le entalpie specifiche dell'acqua calda in ingresso e in uscita, $s_{a,c,i}$ e $s_{a,c,u}$ sono rispettivamente le entropie specifiche dell'acqua calda in ingresso e in uscita e $T_{amb,ref}$ è una la temperatura dell'ambiente di riferimento (assunta pari a 285 K).

L'andamento del rendimento exergetico dell'impianto al variare della portata in ingresso per diversi livelli di temperatura dell'acqua calda è riportato nel grafico di figura 12. Il rendimento exergetico massimo, pari a 28%, è ottenuto per un flusso termico in ingresso pari a circa 170 kW. I valori di rendimento exergetico più alti sono stati ottenuti per bassi valori di temperatura dell'acqua calda. Si può però notare che i valori di rendimento exergetico sono poco influenzati dalle condizioni operative e sono tutti compresi all'interno di un intervallo dell'ordine del $\pm 5\%$. È utile notare che, al variare della portata di acqua in ingresso varia la potenza termica fornita alla macchina e di conseguenza la temperatura di condensazione poiché tutti i risultati delle figure 10, 11 e 12 sono ottenuti a parità di portata dell'acqua di raffreddamento. Attraverso un'analisi exergetica condotta su ciascun componente è possibile identificare quali siano le maggiori fonti di distruzione d'exergia. Dai risultati simulati con il modello numerico si evince che la maggiore distruzione di exergia avviene nell'evaporatore o nell'espansore a seconda delle condizioni operative. Pertanto il miglioramento delle prestazioni dell'evaporatore e dell'espansore inciderà maggiormente sull'efficienza della macchina rispetto a quello degli altri componenti. Per basse temperature e basse portate dell'acqua

calda, l'evaporatore risulta essere il componente con maggiore distruzione d'exergia. Al crescere di temperatura e portata il peso delle irreversibilità all'evaporatore diminuisce e la distruzione dell'exergia all'espansore risulta essere preponderante. I valori del rendimento exergetico dell'evaporatore aumentano da 76% a 83% al crescere di portata e temperatura di ingresso dell'acqua calda. Il motivo di questo andamento è principalmente legato al miglioramento delle condizioni di scambio termico all'evaporatore al crescere della portata e della temperatura dell'acqua calda, per cui i profili termici dei fluidi coinvolti risultano meglio accoppiati. Congiuntamente il rendimento exergetico dell'espansore a vite diminuisce da 55% a 50%. Il rendimento exergetico della pompa rimane praticamente invariato intorno al valore di 76%. Anche il condensatore presenta valori di rendimento exergetico stabili con variazioni contenute fra 39% e 42%, crescenti con la portata del fluido di lavoro.

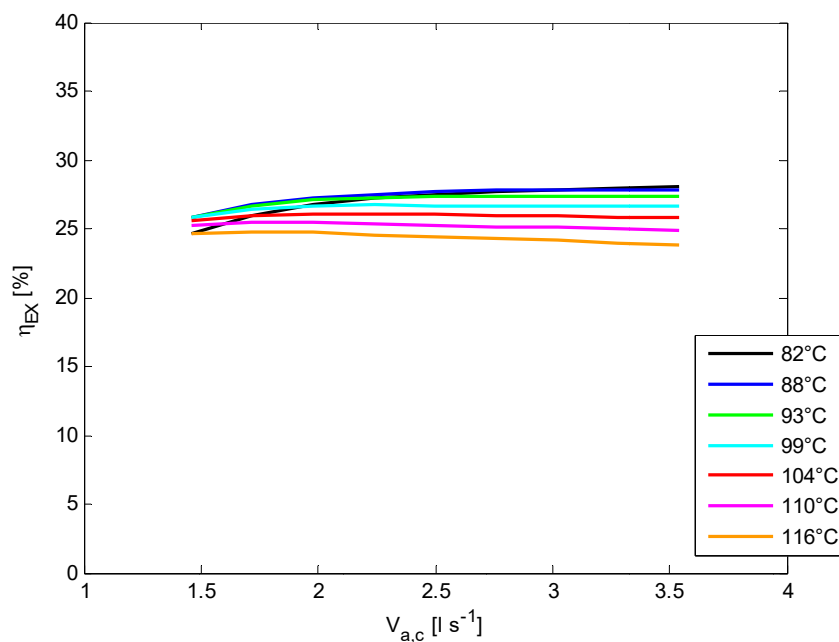


Figura 12. Rendimento exergetico dell'impianto ORC in funzione della portata di acqua calda per diversi valori di temperatura di ingresso dell'acqua calda.

3.4 Risultati delle simulazioni per l'impianto ORC con vaporizzazione diretta nel ricevitore solare

Con il fine di assicurare un equo confronto fra le prestazioni dell'impianto in accoppiamento indiretto con fluido intermedio e quello in vaporizzazione diretta nei collettori solari, la temperatura di vaporizzazione del fluido R245fa è stata assunta pari alla temperatura di ingresso dell'acqua calda.

L'adozione di queste assunzioni equivale a comparare l'azione di una medesima sorgente solare termica sull'unità ORC, una volta accoppiata in maniera indiretta attraverso uno scambiatore di calore oppure accoppiata con vaporizzazione del fluido di lavoro. Nel caso di impianto ORC ad alimentazione solare, si può pensare che il collettore solare venga accoppiato indirettamente alla macchina ORC fornendo ad essa la portata di acqua calda in ingresso all'evaporatore, oppure che questo fornisca direttamente il flusso termico necessario all'evaporazione del fluido organico. Allo scopo di garantire le condizioni sopracitate è stato necessario intervenire opportunamente sulla mappa di regolazione della portata del fluido organico andando a ridefinire il campo di variazione della portata del fluido di lavoro R245fa in funzione della temperatura di vaporizzazione e del flusso termico disponibile. La nuova mappa di regolazione della portata del fluido R245fa è riportata in figura 13. I restanti parametri di simulazione, quali ad esempio aree di scambio e sezioni di passaggio al condensatore e caratteristiche dell'espansore, sono rimasti immutati.

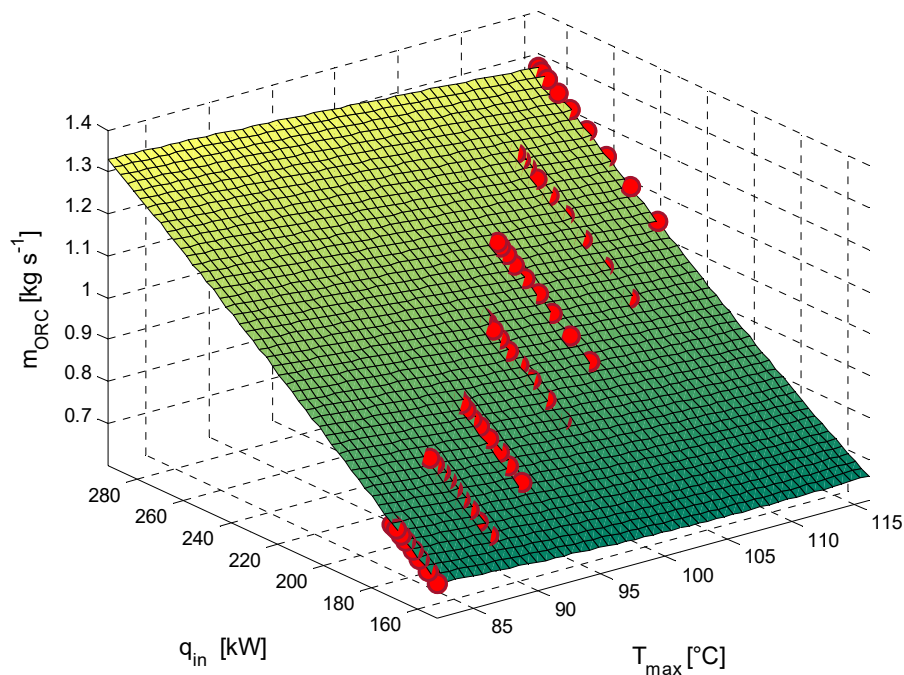


Figura 13. Mappa di regolazione della portata del fluido organico R245fa al variare della flusso termico e della temperatura di vaporizzazione di R245fa.

Nel caso di vaporizzazione diretta del fluido di lavoro nel ricevitore solare, avendo assunto che questa avvenga alla massima temperatura della sorgente termica disponibile, non è possibile surriscaldare il vapore in ingresso all'espansore oltre le sue condizioni di saturazione, per cui il ciclo termodinamico compiuto dal fluido R245fa viene a modificarsi, rispetto all'esempio riportato in figura 3, come riportato nella figura 14.

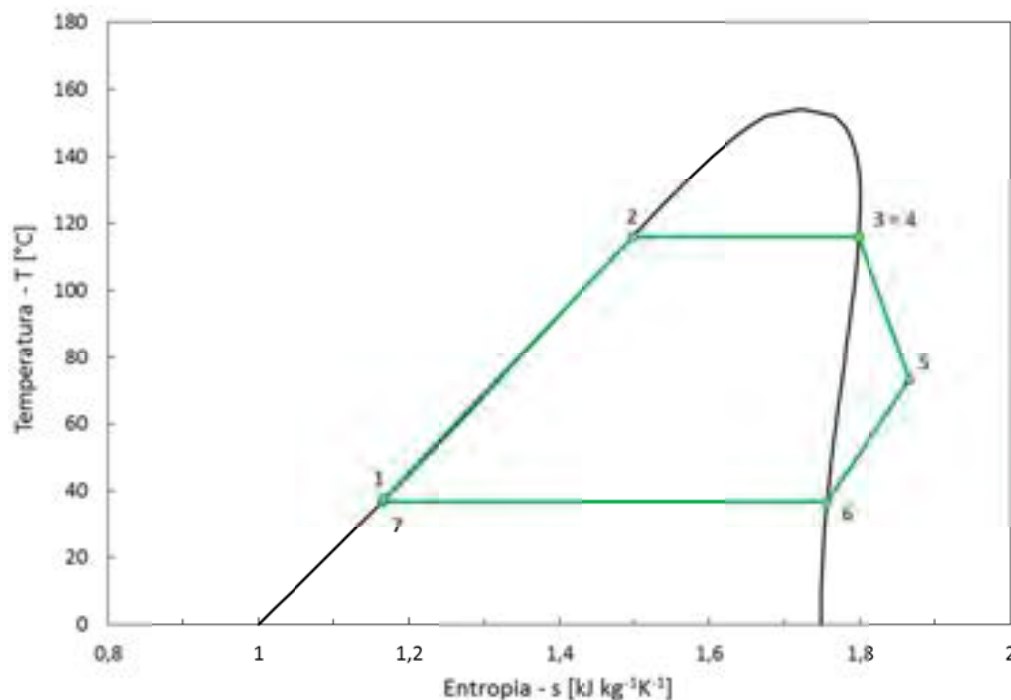


Figura 14. Rappresentazione del ciclo ORC per R245fa nel diagramma T-s per il caso di vaporizzazione diretta.

Sulla base delle assunzioni fatte è possibile confrontare le prestazioni delle due modalità di accoppiamento della sorgente termica in termini di potenza elettrica generata, rendimento termico e rendimento exergetico. Le condizioni di lavoro portano ad una variazione delle condizioni termodinamiche del ciclo del fluido organico. In particolare, il campo di variazione del rapporto di pressione ai capi dell'espansore è traslato verso valori maggiori (tra 4,5 e 8,4) rispetto a quelli ottenuti dalle simulazioni con accoppiamento indiretto tramite fluido intermedio. Questo incremento nei valori del rapporto di pressione fa sì che l'espansore a vite lavori con rendimenti isoentropici inferiori, compresi tra 50% e 40%. Questa riduzione è dovuta al fatto che si è assunto di lavorare a parità di rapporto volumetrico nominale ovvero con la medesima macchina simulata nel caso del fluido intermedio.

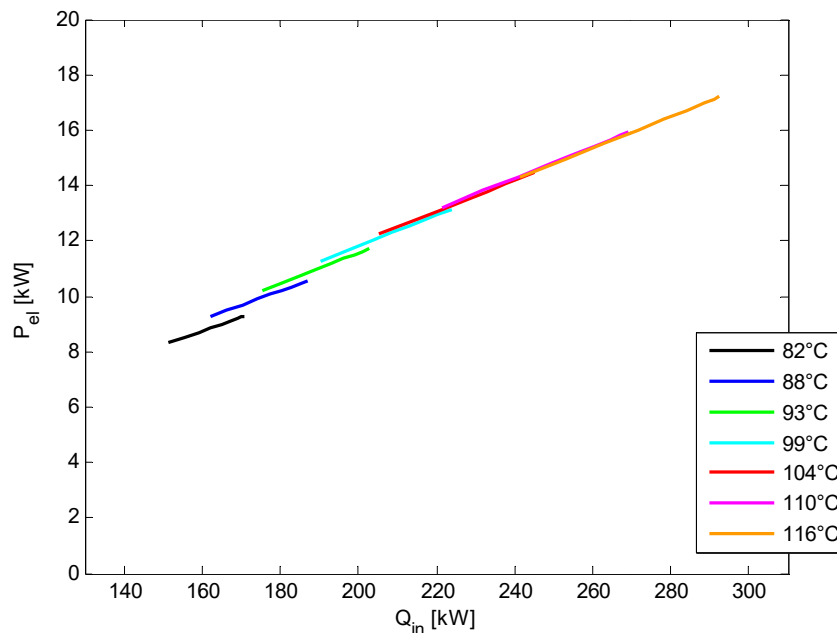


Figura 15. Andamento della potenza elettrica disponibile al generatore in funzione del flusso termico disponibile alla sorgente termica per diversi valori della temperatura di vaporizzazione del fluido R245fa.

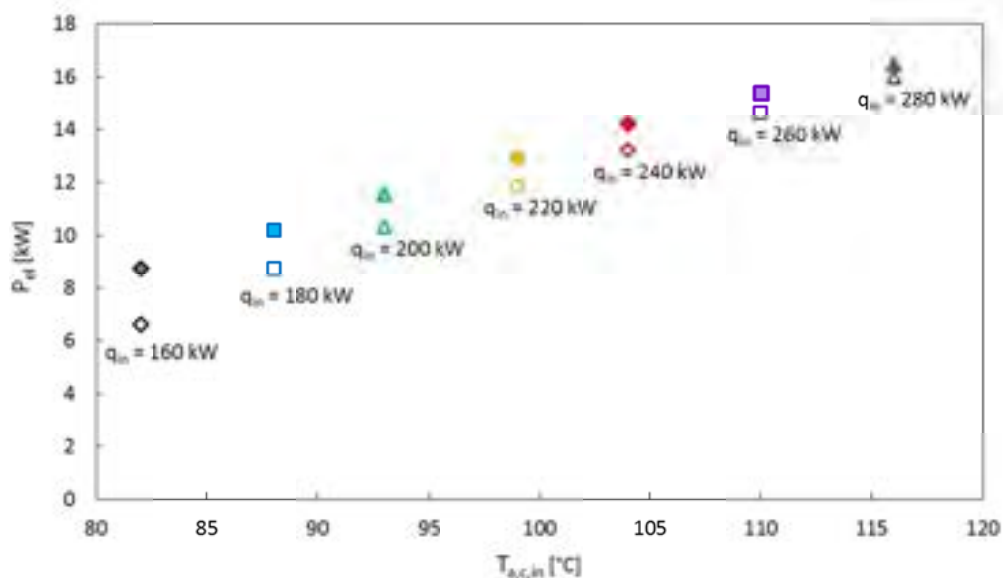


Figura 16. Confronto tra i valori di potenza elettrica generata in vaporizzazione diretta (simboli pieni) e accoppiamento con fluido intermedio (simboli vuoti) al variare della temperatura massima (del fluido organico o dell'acqua di alimentazione). I punti sono confrontati alla stessa portata termica in ingresso.

In figura 15 è riportato l'andamento della potenza elettrica disponibile al generatore in funzione del flusso termico fornito dalla sorgente per diversi valori della temperatura di vaporizzazione del fluido R245fa. Questo andamento è molto simile a quello ottenuto con l'accoppiamento attraverso un fluido intermedio presentato nel paragrafo precedente, ma il campo di variazione della potenza elettrica generata è leggermente più contenuto rispetto al caso di accoppiamento con fluido intermedio. Mentre il valore massimo rimane pari a 17 kW_{el} , il valore minimo sale da $5,5 \text{ kW}_{el}$ a $8,3 \text{ kW}_{el}$, il che indica un'efficienza termica del ciclo superiore alle minime temperature rispetto al caso di alimentazione con acqua. La figura 16 riporta il confronto fra i valori di potenza elettrica generata in vaporizzazione diretta e in vaporizzazione con fluido intermedio al variare della temperatura massima per le medesime condizioni di flusso termico in ingresso. È da notare che a parità di flusso termico in ingresso il ciclo termodinamico compiuto dal fluido organico differisce per le due configurazioni.

In figura 17 è riportato l'andamento del rendimento di conversione secondo il primo principio della termodinamica in funzione del flusso termico in ingresso. I valori di rendimento di conversione ottenuti in queste condizioni non scendono mai al di sotto di 5,4% e sono superiori rispetto al caso di accoppiamento con fluido intermedio. Come mostrato in figura 18, l'aumento delle prestazioni è accentuato a bassi valori di potenza termica e per basse temperature di vaporizzazione. Alle alte temperature e alti flussi termici il miglioramento delle prestazioni in vaporizzazione diretta è meno accentuato in termini di rendimento di conversione, e i valori ottenuti sono paragonabili a quelli ottenuti dalle simulazioni con vaporizzazione indiretta. Per ciascun valore di temperatura sono confrontate due condizioni operative con lo stesso flusso termico in alimentazione. Ciò consente di avere circa lo stesso flusso termico al condensatore e quindi la stessa temperatura di condensazione.

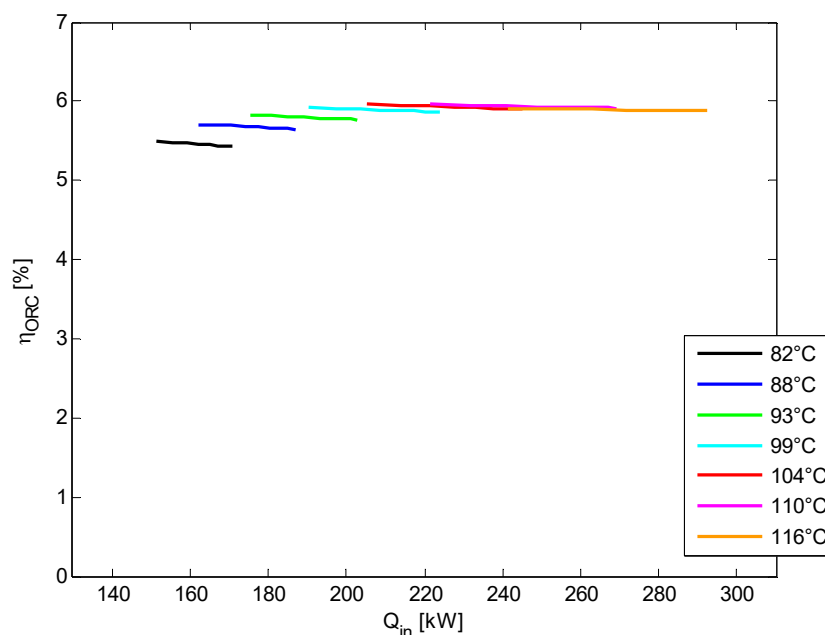


Figura 17. Rendimento di conversione dell'impianto ORC in funzione del flusso termico disponibile

Dal punto di vista exergetico il sistema che opera con vaporizzazione diretta del fluido di lavoro risulta particolarmente efficiente se paragonato alla configurazione con fluido intermedio. L'andamento del rendimento exergetico dell'unità ORC con vaporizzazione diretta, riportato in figura 19, differisce da quello ottenuto con fluido intermedio, sia come andamento che come valori ottenuti. In questo caso, il rendimento exergetico risulta maggiormente dipendente dalla temperatura massima del ciclo e meno dal flusso termico reso disponibile dalla sorgente termica.

È bene specificare che in vaporizzazione diretta la definizione del rendimento energetico viene espressa dalla seguente relazione:

$$\eta_{ex} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{R245fa} \left(\left(h_{R245fa,1} - h_{R245fa,3} \right) - T_{amb,ref} \left(s_{R245fa,1} - s_{R245fa,3} \right) \right)} \quad (12)$$

in cui P_{el} la potenza estratta al generatore elettrico, $\dot{m}_{R245fa,c}$ è la portata del fluido di lavoro R245fa, $h_{R24fa,i}$ e $h_{R24fa,u}$ sono rispettivamente le entalpie specifiche di R245fa in ingresso e in uscita, $s_{R24fa,i}$ e $s_{R24fa,u}$ sono rispettivamente le entropie specifiche di R245fa in ingresso e in uscita e $T_{amb,ref}$ è una la temperatura dell'ambiente di riferimento (assunta pari a 21°C). È dimostrabile che questa relazione è del tutto analoga all'espressione del rendimento exergetico espresso nell'equazione 11 per il caso di vaporizzazione con fluido intermedio ma chiaramente in questo caso non si hanno le perdite allo scambiatore evaporatore.

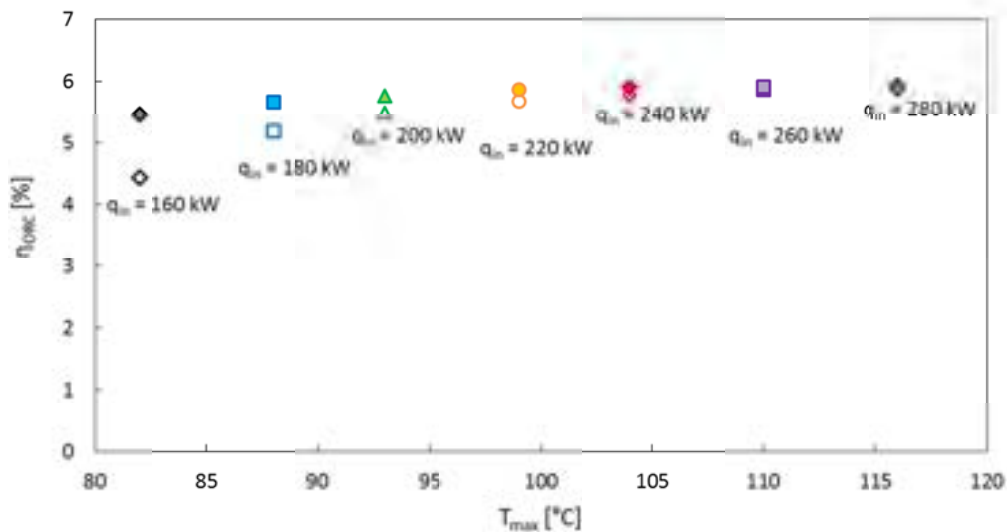


Figura 18. Confronto tra i valori di rendimento di conversione dell'impianto ORC in vaporizzazione diretta (simboli pieni) e accoppiamento con fluido intermedio (simboli vuoti) al variare della temperatura massima per uguale flusso termico in ingresso.

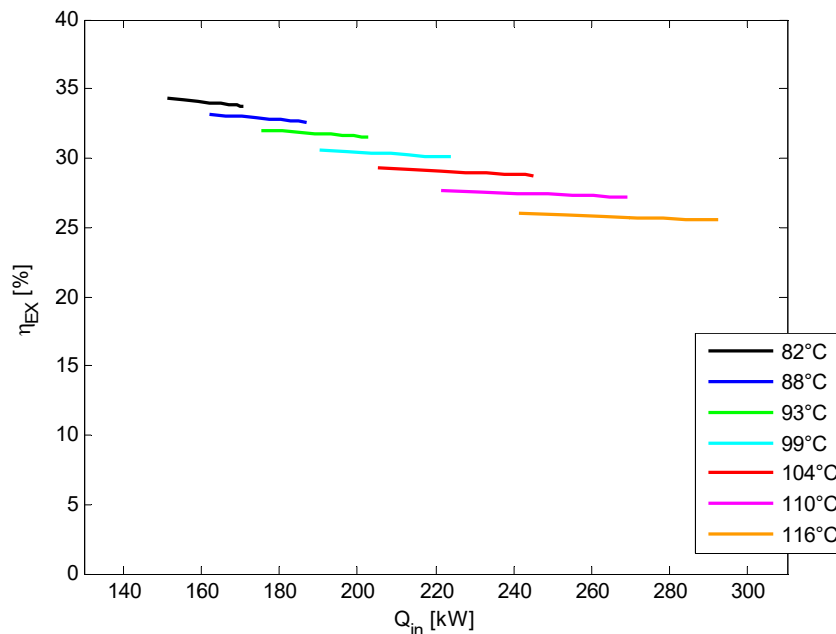


Figura 19. Rendimento exergetico dell'impianto ORC in funzione del flusso termico disponibile alla sorgente per diversi valori della temperatura di vaporizzazione del fluido R245fa.

La figura 20 riporta il confronto tra i risultati delle simulazioni in termini rendimento di exergetico dell'impianto ORC nel caso di vaporizzazione diretta e indiretta del fluido organico al variare della temperatura massima per condizioni di flusso termico in ingresso. I valori di rendimento exergetico ottenuti dalle simulazioni sono compresi fra 34% e 26% contro un intervallo fra 28% e 25% nel caso di accoppiamento con fluido intermedio. Questo incremento è dovuto al fatto che vaporizzando direttamente si evitano le perdite exergetiche legate al trasferimento di calore dall'acqua calda al fluido di lavoro.

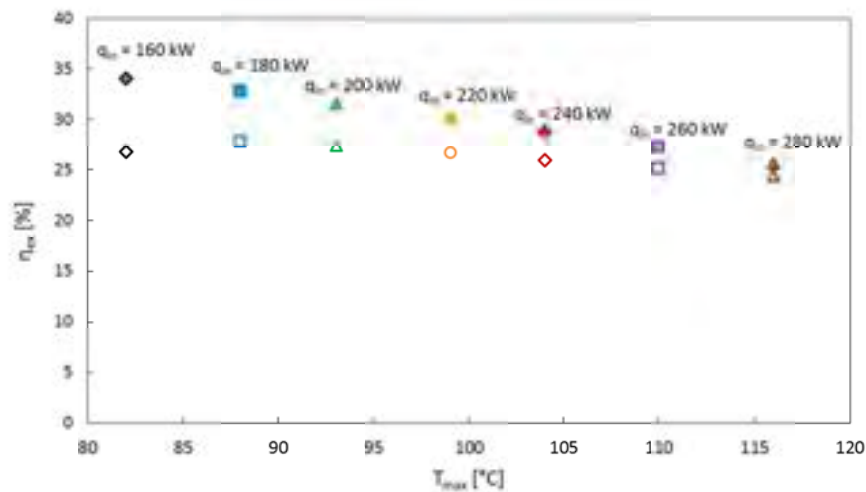


Figura 20. Confronto tra i valori di rendimento exergetico dell'impianto ORC in vaporizzazione diretta (simboli pieni) e accoppiamento con fluido intermedio (simboli vuoti) al variare della temperatura massima per il medesimo flusso termico in ingresso.

4 Conclusioni

Dall'analisi dell'attuale stato della tecnica per lo sfruttamento dell'energia solare in accoppiamento con impianti ORC (Organic Rankine Cycle) è stato possibile identificare le più efficaci configurazioni di impianto ORC impiegabili per applicazioni a media temperatura e ridotte potenze nominali.

Un modello numerico è stato implementato in linguaggio di programmazione Matlab® per simulare le prestazioni di una unità ORC con potenze elettriche massime nell'ordine dei 15 kW_{el} in accoppiamento con un collettore solare a concentrazione operante a media temperature. Questo modello ha dimostrato di riprodurre bene il funzionamento di una macchina disponibile sul mercato con un errore relativo medio percentuale sul valore di potenza elettrica generata inferiore al 12%. Il modello sviluppato è stato quindi impiegato per simulare un ciclo ORC che utilizzi la fonte solare e in particolare per valutare l'efficacia della configurazione con vaporizzazione diretta del fluido R245fa nel ricevitore solare. Tale configurazione è stata confrontata con il sistema indiretto in presenza di un fluido intermedio (acqua) fra il ricevitore solare e il ciclo ORC. Tale confronto è stato eseguito a parità di condizioni di condensazione e sotto l'azione della medesima sorgente solare termica, in grado di fornire un flusso termico variabile tra i 150 kW_{th} e i 290 kW_{th} ad una temperatura massima compresa tra 82°C e 116°C.

Dal confronto fra le due configurazioni emerge che la vaporizzazione diretta presenta un'efficienza termica del ciclo superiore alle basse temperature e bassi flussi termici in ingresso rispetto al caso di alimentazione con acqua. Alle alte temperature e alti flussi termici il miglioramento delle prestazioni in vaporizzazione diretta è meno accentuato in termini di rendimento di conversione, e i valori ottenuti sono paragonabili a quelli ottenuti dalle simulazioni del sistema con vaporizzazione indiretta. Questa tendenza è apprezzabile anche in termini di potenza elettrica generata. La variazione della potenza elettrica generata risulta più contenuta rispetto al caso di accoppiamento con fluido intermedio così come la variazione del rendimento di conversione del ciclo.

Dal punto di vista exergetico la vaporizzazione diretta del fluido di lavoro risulta particolarmente efficiente se paragonata alla configurazione indiretta. I valori di rendimento exergetico ottenuti dalle simulazioni sono compresi fra 34% e 26% contro un intervallo 28% - 25% nel caso di accoppiamento con fluido intermedio. Questo incremento è dovuto al fatto che vaporizzando direttamente si evitano le perdite exergetiche legate al trasferimento di calore dall'acqua calda al fluido di lavoro. Questi risultati indicano come la vaporizzazione diretta di un fluido organico basso bollente possa costituire una configurazione più efficiente per un impianto ORC di piccola potenza alimentato da fonte solare rispetto alla configurazione convenzionale con accoppiamento tramite fluido intermedio seppure risulti meno flessibile della seconda configurazione.

5 Riferimenti bibliografici

1. Yiping Dai, Jiangfeng Wang, Lin Gao. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 576-582;
2. E.H. Wang, H.G. Zhang, B.Y. Fan, M.G. Ouyang, Y. Zhao, Q.H. Mu, Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery, *Energy* 2011, 36:3406-3418;
3. Ulli Drescher, Dieter Br  ngemann, Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, *Applied Thermal Engineering* 2007, 27: 223–228
4. T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang, A review of organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy* 1997, Vol. 22, No. 7:661-667;
5. H. Tabor and L. Bronicki. Establishing criteria for fluids for small vapor turbine. *SAETechnical Paper*, (640823), 1964.
6. G. Angelino, M. Gaia, and E. Macchi. A review of Italian activity in the field of organic Rankine cycles. In *VDI Berichte - Proceedings of the International VDI Seminar*, volume 539, pages 465–482, D  usseldorf, 10–12 September 1984. VDI Verlag.
7. A. W. Adam. *Encyclopedia of Energy Technology and the Environment*, chapter Organic Rankine Engines, pages 2157–2161. John Wiley & Sons, 1995.
8. E. Macchi. Design criteria for turbines operating with fluids having a low speed of sound. In *Lecture Series 100 on Closed Cycle Gas Turbines*, Von Karman Institute for Fluid-Dynamics, May 1977.
9. A. Verneau. Supersonic turbines for organic fluid Rankine cycles from 3 to 1300 kW. In *Lecture series 1987-07 Small High Pressure Ratio Turbines*. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, June 1987
10. Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, S  bastien Declaye, Pierre Dewallef, and Vincent Lemort. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22:168 – 186, 2013
11. Costante M. Invernizzi. *Closed Power Cycles - Thermodynamic Fundamentals and Applications*. Number 11 in Lecture Notes in Energy. Springer-Verlag, 2013
12. L.R. Di Nanno, F.A. Di Bella, and M.D. Koplow. An RC-1 organic Rankine bottoming cycle for an adiabatic Diesel engine. Technical Report DOE/NASA/0302-1, NASA, Lewis Research Center, 1983
13. S.H. Fergason, A. Guardone, and B.M. Argrow. Construction and validation of a dense gas shock tube. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 17(3):326–333, 2003
14. P. Bombarda, C. Invernizzi, and M. Gaia. Performance analysis of OTEC plants with multilevel organic Rankine cycle and solar hybridization. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(4), 2013
15. M. Gaia. 30 years of ORC development. 2011. Keynote lecture at the ORC2011 - 1st International Seminar on ORC Power Systems - Delft (NL), September 22-23. Available online: www.kcorc.org/en/literature/orc2011-proceedings
16. I. A. Kalina. Combined cycle system with novel bottoming cycle. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106:737–742, 1984
17. P. Bombarda, C. Invernizzi, and C. Pietra. Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Applied Thermal Engineering*, 30:212– 219, 2010
18. K.W. Stone, E. Leingang, B. Liden, E. Ellis, T. Sattar, T. Mancini, and H. Nelving. SES/Boeing dish Stirling system operation. In *Proceedings of the ASME International Solar Energy Conference, Washington (US-DC), April 21-25*, pages 105–110, 2001
19. W. Reinalter, S. Ulmer, P. Heller, T. Rauch, J. M. Gineste, A. Ferriere, and F. Nepveu. Detailed performance analysis of a 10 kW dish Stirling system. *Journal of Solar Energy Engineering*, 130(011013), 2007
20. H. Carlsen and J. Fentz. Development of a 9 kW Stirling engine. In *Proceedings of the International Gas Research Conference, Vancouver (CA), November, 2004*
21. G. Conroy, A. Duffy, and L.M. Ayompe. Validated dynamic energy model for a Stirling engine μ -CHP unit using field trial data from a domestic dwelling. *Energy and Buildings*, 62:18–26, 2013

22. G. Angelino and C. Invernizzi. Real gas effects in Stirling engines. In *Proceedings of the 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference & Exhibit (IECEC), Las Vegas(US-NV), July 24-28*, pages 69–75, 2000
23. Unknown. Global monitor: Sandia, Stirling energy systems set new world record. *Power*, 152(4), 2008
24. G. Angelino. Carbon dioxide condensation cycles for power production. *Journal of Engineering for Power*, 10:287–295, July 1968
25. V. Dostal, P. Hejzlar, and M. J. Driscoll. High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors. *Nuclear Technology*, 154(3):265–282, 2006
26. B.D. Iverson, T.M. Conboy, J.J. Pasch, and A.M. Krizenga. Supercritical CO₂ Brayton cycles for solar-thermal energy. *Applied Energy*, 111:957–970, 2013
27. S. Bram, J. De Ruyck, and A. Novak-Zdravkovic. Status of external firing of biomass in gas turbines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 219(2):137–145, 2005
28. P. Heller, M. Pfander, T. Denk, F. Tellez, A. Valverde, J. Fernandez, and A. Ring. Test and evaluation of a solar powered gas turbine system. *Solar Energy*, 80(10):1225–1230, 2006
29. M. Pehnt, B. Praetorius, K. Schumacher, C. Fischer, L. Schneider, M. Cames, and J.-P. Voß. *Micro Cogeneration: Towards Decentralized Energy Systems*. Springer, 2006
30. E. Galloway and L. Hebert. *History and progress of the steam engine: with a practical investigation of its structure and application*. Printed for Thomas Kelly, R. Clay printer, 1836
31. Frank W. Ofeldt. Engine. 1898. Patent US611792 A
32. K. Durant. *The Naphta Launch*. Monographs. Adirondack Museum, 1976
33. P. Towne. The naphta engine. *Gas Engine Magazine*, October/November 1991
34. Frank Shuman. The direct acting solar engine - the prime mover of the immediate future. Technical report, The Sun Power Company, 1907. Review Publishing & Printing Company, Philadelphia (US-PA)
35. G. Tissandier and H. de Parville. Moteurs a vapeurs volatiles. *La Nature*, (790):113–114, July 21 1888
36. EsherWyss AG. Motorboote und motoryachten. Reprinted by Brian Hillsdon and Jim White in 1982, 1912. Catalogue
37. Unknown. Naphta launch ablaze. *The New York Times*, 26 July 1904
38. J.T. Pytilinski. Solar energy installations for pumping irrigation water. *Solar Energy*, 21(4):255 – 262, 1978
39. L.C. Spencer. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. a history of solar-powered devices up to 1950. *Solar Energy*, 43(4):191 – 196, 1989
40. L. D’Amelio. *Impiego di vapori ad alto peso molecolare in piccole turbine e utilizzazione del calore solare per energia motrice*. Industria Napoletana Arti Grafiche, 1935
41. L. D’Amelio. La turbina a vapore ed i cicli binari con fluidi diversi dall’acqua fra le isoterme inferiori. *L’Elettrotecnica*, XXIII(9):250–257, 1936.
42. L. D’Amelio. La turbina a vapore ed i cicli binari con fluidi diversi dall’acqua fra le isoterme inferiori. *L’Elettrotecnica*, XXIII(10):286–292, 1936
43. L. D’Amelio. *I combustibili nazionali ed il loro impiego*, chapter Le acque termali come fonti di energia, pages 293–307. Reale accademia delle scienze di Torino, 1939
44. M. Dornig. *Trattato generale delle macchine termiche ed idrauliche: Macchine a vapore*, chapter 2, page 246. Libreria editrice politecnica C. Tamburini, 1959
45. L. D’Amelio. A steam engine using a mixture of vapours from non-miscible fluids as a solar engine with flat plate collectors. In E. F. Carpenter, editor, *Proceedings of the 1955 International Conference on the Use of Solar Energy - the Scientific Basis. Tucson (US-AZ), Oct. 31 - Nov. 1*. Association for Applied Solar Energy, Arizona University Press, 1958
46. L. D’Amelio. Thermal machines for the conversion of solar energy into mechanical power (presented at the United Nations conference on new sources of energy, Rome, 1961, 12 p.). *Solar Energy*, 7(2):82, 1963
47. R. Dipippo. *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*. Butterworth Heinemann, 2nd edition, 2008

48. O. Povarov, V. Saakyan, A. Nikolski, V. Luzin, G. Tomarov, and M. Sapozhnikov. Experience of creation and operation of geothermal power plants at Mutnovsky geothermal field, Kamchatka, Russia. In *Proceedings of the International Geothermal Conference*, number S01P52, pages 1–56, 2003
49. G. V. Tomarov, A. A. Nikolsky, V. N. Semenov, and A. A. Shipkov. Recent geothermal power projects in Russia. In *Proceedings of the World Geothermal Congress*, pages 1–7, 2010
50. H. Tabor and L. Bronicki. Small turbine for solar energy power package. *Solar Energy*, 7(2):82, 1963. Presented at the 1961 United Nations Conference on New Sources of Energy, Rome
51. S. K. Ray and G. Moss. Fluorochemicals as working fluids for small Rankine cycle power units. *Advanced Energy Conversion*, 6:89–102, 1966
52. L.C. Spencer. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part II. research since 1950 – “conventional engines” up to 100 kW. *Solar Energy*, 43(4):197 – 210, 1989
53. L. Bronicki. The Ormat Rankine power unit. In *Proceedings of IECEC*, pages 327–334, San Diego, USA, September 1972
54. Anon. Turbo-generator provides 2,000 watts remote power. *World Oil*, 175(7):67–69, 1972
55. L. Bronicki. Ten years of research, development and operation of Rankine cycle power units in Israel. In *Proceedings of IECEC*, Boulder, Colorado, USA, 1968
56. Daryl Prigmore and Robert Barber. Cooling with the sun’s heat design considerations and test data for a Rankine cycle prototype. *Solar Energy*, 17(3):185 – 192, 1975
57. J.P. Abbin. Solar total energy test facility project test summary report: Rankine cycle energy conversion subsystem. Technical Report SAND-78-0396, Sandia Labs., Albuquerque (USNM), 1978
58. Leonard D. Jaffe. Review of test results on parabolic dish solar thermal power modules with dish-mounted Rankine engines and for production of process steam. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 110(4):275–281, 1988
59. A. Einav. Solar energy research and development achievements in Israel and their practical significance. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 126(3):921–928, 2004
60. L. Y. Bronicki. Organic Rankine cycles in geothermal power plants: 25 years of Ormat experience. In *GRC transactions*, volume 31, pages 499–502. Geothermal Resources Council, May 2007
61. J. Larjola. ORC power plant based on high speed technology. In *Proceedings of Conference on High Speed Technology*, number ENTE D-15, pages 63–77, Lappeenranta, Finland, 1988
62. Ove. B. Platell. Progress of Saab Scania’s steam power project. *SAE Technical paper*, 760344, February 1976
63. S. Luchter and R.A. Renner. Assessment of the technology of Rankine engines for automobiles. Technical Report ERDA-77-54, US Energy Research and Development Administration, 1977
64. Francis A. DiBella, Luco R. DiNanno, and Michael D. Koplow. Laboratory and on-highway testing of Diesel organic Rankine compound long-haul vehicle engine. *SAE Technical paper*, 830122, 1983
65. Anil Prasad. Field testing of a 600 kW organic Rankine cycle waste recovery system: Results to date. *Energy Technology: Proceedings of the Energy Technology Conference*, 1:482–494, 1980
66. J. E. Boretz. Supercritical organic Rankine engines (SCORE). In *21st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC)*, volume 3, pages 2050–2054, Washington, DC, August 1986. ACS
67. G. Angelino and C. Invernizzi. Cyclic Methylsiloxanes as Working Fluids for Space Power Cycles. *J. Sol. Energ. - Trans. ASME*, 115(3):130–137, 1993
68. G. Bado, G. Tomei, G. Angelino, M. Gaia, and E. Macchi. The Ansaldo 35 kW solar power system. In *Sun II, Proceedings of the Silver Jubilee Congress, Atlanta - GA, Vol. 2*, pages 1090–1094. Pergamon Press, May 28–June 1 1979
69. G. Angelino, M. Gaia, E. Macchi, A. Barutti, C. Maccio, and G. Tomei. Test results of a medium temperature solar engine. *International Journal of Ambient Energy*, 3(3):115–126, 1982
70. A. Barutti, W.G. Pedrick, G. Angelino, M. Gaia, and E. Macchi. Ansaldo solar thermal and photovoltaic plants located at Ballajura, Western Australia. In *Proceedings of the 8th Solar World Congress 1983, Biennial Congress of the International Solar Energy Society, Perth(AU)*, volume 3, pages 1572–1576, 1984

71. M. Gaia, G. Angelino, E. Macchi, D. DeHerring, and J.P. Fabry. Experimental results of the ORC engine developed for the Borj Cedria solar plant. In *Proceedings of the 8th SolarWorld Congress 1983, Biennial Congress of the International Solar Energy Society, Perth, Australia*, volume 3, pages 1460–1464, 1984
72. G. Angelino, C. Invernizzi, and E. Macchi. *Organic Working Fluid Optimization for Space Power Cycles*, chapter 16, pages 297–326. Springer New York, 1991
73. T. Jokinen, J. Larjola, and I. Mikhaltsev. Power unit for research submersible. In *ElecShip98, International conference on electric ship*, pages 114–118, Istanbul, Turkey, 1998
74. L. Bronicki. Experience with high speed organic Rankine cycle turbomachinery. In *Proceedings of Conference on High Speed Technology*, number ENTE D-15, pages 44–61, Lappeenranta, Finland, 1988
75. J. Larjola. ORC-plant with high-speed gas lubricated turbogenerator. In *VDI Berichte -Proceedings of the International VDI Seminar*, volume 539, pages 697–705, Düsseldorf, 10–12 September 1984. VDI Verlag
76. J. van Buijtenen, J. Larjola, T. Turunen-Saaresti, J. Honkatukia, H. Esa, J. Backman, and A. Reunanen. Design and validation of a new high expansion ratio radial turbine for ORC application. 2003. 5th European conference on turbomachinery - Prague (CZ), March 18–21
77. H.M. Curran. Use of organic working fluids in Rankine engines. *Journal of energy*, 5(4):218–223, 1981
78. C. Spadacini, L. Centemeri, L. G. Xodo, M. Astolfi, M. C. Romano, and E. Macchi. A new configuration for organic Rankine cycle power systems. 2011. ORC2011 - 1st International Seminar on ORC Power Systems - Delft (NL), September 22–23. Available online: www.kcorc.org/en/literature/orc2011-proceedings
79. C. Spadacini, D. Rizzi, C. Saccolotto, S. Salgarollo, and L. Centemeri. The radial outflow turbine technology. 2013. ASME ORC2013 - 2nd International Seminar on ORC Power Systems - Rotterdam (NL), October 7–8. Available online: www.kcorc.org/en/literature/asmeorc2013-proceedings
80. L. Hawkins, Z. Lei, E. Blumber, P. Mirmobin, and R. Erdlac. Heat-to-electricity with high speed magnetic bearing/generator system. In *Geothermal Resources Council Annual Meeting*, volume 36, pages 1073–1078, 2012
81. P. Del Turco, A. Asti, A.S. Del Greco, A. Bacci, G. Landi, and G. Seghi. The ORC waste heat recovery cycle: Reducing the CO₂ footprint by means of overall cycle efficiency improvement. In *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, Vancouver (CA), June 6–10*, pages 547–556, 2011
82. A. Burrato. ORC waste heat recovery: Development and applications. 2013. ASME ORC2013 - 2nd International Seminar on ORC Power Systems - Rotterdam (NL), October 7–8. Available online: www.kcorc.org/en/literature/asme-orc2013-proceedings
83. L. Bronicki. Short review of the long history of ORC power systems. 2013. Keynote lecture at the ASME ORC2013 - 2nd International Seminar on ORC Power Systems - Rotterdam (NL), October 7–8. Available online: www.kcorc.org/en/literature/asme-orc2013-proceedings
84. L. Bronicki. Organic Rankine cycles in geothermal power plants 25 years of Ormat experience. *Transactions - Geothermal Resources Council*, 31:499–502, 2007
85. J. van Buijtenen, Q. Eppinga, and S. Ganassin. Development and operation of a high temperature high speed organic Rankine cycle system. 2013. ASME ORC2013 - 2nd International Seminar on ORC Power Systems - Rotterdam (NL), October 7–8. Available online: www.kcorc.org/en/literature/asme-orc2013-proceedings
86. M. Astolfi, M.C. Romano, P. Bombarda, and E. Macchi. Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources -Part A: Thermodynamic optimization. *Energy*, 66:423–434, 2014
87. M. Astolfi, M.C. Romano, P. Bombarda, and E. Macchi. Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources -Part B: Techno-economic optimization. *Energy*, 66:435–446, 2014
88. L. Pierobon, E. Casati, F. Casella, F. Haglind, and P. Colonna. Design methodology for flexible energy conversion systems accounting for dynamic performance. *Energy*, 68:667–679, 2014
89. M. Astolfi, R. Bini, E. Macchi, M. Paci, C. Pietra, N. Rossi, and A. Tizzanini. Testing of a new supercritical ORC technology for efficient power generation from geothermal low temperature resources. 2013.

- ASME ORC2013 - 2nd International Seminar on ORC Power Systems- Rotterdam (NL), October 7-8. Available online: www.kcorc.org/en/literature/asmeorc2013-proceedings
90. L.Y. Bronicki. Organic Rankine cycles in geothermal power plants 25 years of Ormat experience. *Transactions - Geothermal Resources Council*, 31:499–502, 2007
 91. P. Colonna, T. P. van der Stelt, and A. Guardone. FluidProp (Version 3.0): A program for the estimation of thermophysical properties of fluids, 2012. A program since 2004
 92. T. Biederman and J. Brasz. Geothermal ORC systems using large screw expanders. 2014. 22nd International Compressor Engineering Conference, West Lafayette (US-IN), July 14-17
 93. V. Lemort, L. Guillaume, A. Legros, S. Declaye, and S. Quoilin. A comparison of piston, screw and scroll expanders for small scale Rankine cycle systems. In *Proceedings of the 3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies, Naples (IT), April 5 – 17, 2013*
 94. P. Colonna and S. Rebay. Numerical simulation of dense gas flows on unstructured grids with an implicit high resolution upwind Euler solver. *Int. J. Numer. Meth. Fl.*, 46(7):735–765, 2004
 95. P. Colonna, J. Harinck, S. Rebay, and A. Guardone. Real-gas effects in organic Rankine cycle turbine nozzles. *J. Propul. Power*, 24(2):282–294, March–April 2008
 96. J. Harinck, P. Colonna, A. Guardone, and S. Rebay. Influence of thermodynamic models in 2D flow simulations of turboexpanders. *J. Turbomach.*, 132(1):011001–17, January 2010
 97. P. Song, M. Wei, L. Shi, S.N. Danish, and C. Ma. A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems. *Applied Thermal Engineering*, 2014. Article in Press
 98. J. van Buijtenen. The Tri-O-Gen organic Rankine cycle: development and perspectives. *Power Engineer: Journal of the Institution of Diesel and Gas Turbine Engineers*, 13(1), 2009
 99. R. Bini and E. Manciana. Organic Rankine cycle turbogenerators for combined heat and power production from biomass. In *3rd Munich Discussion Meeting Energy Conversion from Biomass Fuels Current Trends and Future Systems*, Munich, Germany, 22-23 October 1996
 100. L. Bronicki. Advanced power cycles for enhancing geothermal sustainability, 1,000 MW deployed worldwide. In *Power and Energy Society General Meeting - Conversion and Delivery of Electrical Energy in the 21st Century, 2008 IEEE*, 2008
 101. Z. Krieger and Kaplan U. Apparatus and method for producing power using geothermal fluid, January 2000
 102. P. Thonhofer I. Obernberger and E. Reisenhofer. Description and evaluation of the new 1000 kW_{el} organic Rankine cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz. *Euroheat & Power*, 10:1–17, 2002
 103. R. Bini, A. Duvia, A. Schwarz, M. Gaia, P. Bertuzzi, and W. Righini. Operational results of the first biomass CHP plant in Italy based on organic Rankine cycle turbogenerator and overview of a number of plants in operation in Europe since 1998. In *Second World Biomass Conference*, pages 1716–1721, Rome, May 2004
 104. A. Duvia, A. Guercio, and C. Rossi. Technical and economic aspects of biomass fuelled CHP plants based on ORC turbogenerators feeding existing district heating networks. In *17th European Biomass Conference*, pages 2030–2037, Hamburg, Germany, 2009
 105. R. Vescovo. ORC recovering industrial heat - power generation from waste energy streams. *Cogeneration and On-Site Power Production*, March-April 2009
 106. N.A. Madloul, R. Saidur, M.S. Hossain, and N.A. Rahim. A critical review on energy use and savings in the cement industries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(4):2042–2060, 2011
 107. Tahsin Engin and Vedat Ari. Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems - a case study. *Energy Conversion and Management*, 46(4):551 – 562, 2005
 108. S. Karellas, A.-D. Leontaritis, G. Panousis, E. Bellos, and E. Kakaras. Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry. *Energy*, 58(0):147 –156, 2013
 109. F. Campana, M. Bianchi, L. Branchini, A. De Pascale, A. Peretto, M. Baresi, A. Fermi, N. Rossetti, and R. Vescovo. ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: Energy and GHG savings. *Energy Conversion and Management*, 76:244–252, 2013

110. C. Born and R. Granderath. Analysis of potential and specific problems of heat recovery in the EAF. *Steel Times International*, 35(5):45–48+51, 2011
111. H. Tabor. Use of solar energy for production of mechanical power and electricity by means of piston engines and turbines. *Solar Energy*, 6(3):89 – 93, 1962
112. H. Price and V. Hassani. Modular trough power plant cycle and system analysis. Technical Report NREL/TP-550-31240, US National Renewable Energy Laboratory, 2002
113. E. Prabhu. Solar trough organic Rankine electricity system (STORES) stage 1: Power plant optimization and economics. Technical Report NREL/SR-550-39433, US National Renewable Energy Laboratory, 2006
114. S. Canada, D.A. Brosseau, and H. Price. Design and construction of the APS 1-MW parabolic trough power plant. In *Proceedings of the ASME International Solar Energy Conference 2006*, volume 2006, Denver, CO, 2006
115. Elsevier B.V. Scopus: abstract and citation database of peer-reviewed literature, scientific journals, books and conference proceedings (available online: www.scopus.com), 2014
116. R. Saidur, M. Rezaei, W.K. Muzammil, M.H. Hassan, S. Paria, and M. Hasanuzzaman. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(8):5649 – 5659, 2012
117. Alberto A. Boretti. Transient operation of internal combustion engines with Rankine waste heat recovery systems. *Applied Thermal Engineering*, 48(0):18 – 23, 2012
118. T.A. Horst, W. Tegethoff, P. Eilts, and J. Koehler. Prediction of dynamic Rankine cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicles' energy management. *Energy Conversion and Management*, 78:438–451, 2014
119. Daniel Maraver, Javier Royo, Vincent Lemort, and Sylvain Quoilin. Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications. *Applied Energy*, 117(0):11 – 29, 2014
120. K.J. Di Genova, B.B. Botros, and J.G. Brisson. Method for customizing an organic Rankine cycle to a complex heat source for efficient energy conversion, demonstrated on a Fischer-Tropsch plant. *Applied Energy*, 102(0):746 – 754, 2013
121. I.K. Smith and R. Pitanga Marques da Silva. Development of the trilateral flash cycle system. part 2: Increasing power output with working fluid mixtures. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 208(2):135–144, 1994
122. P. Boyle, L. Hays, K. Kaupert, and P. Welch. Performance of variable phase cycle in geothermal and waste heat recovery applications. volume 37, pages 679–685, 2013
123. T. Ho, S. Mao, and R. Greif. Comparison of the organic flash cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy. *Energy*, 42(1):213 – 223, 2012
124. E. Casati, A. Galli, and P. Colonna. Thermal energy storage for solar-powered organic Rankine cycle engines. *Solar Energy*, 96:205 – 219, 2013
125. M. Kane, D. Larrain, D. Favrat, and Y. Allani. Small hybrid solar power system. *Energy*, 28(14):1427 – 1443, 2003
126. G. Angelino and P. Colonna. Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs). *Energy*, 23(6):449–463, 1998
127. Matthias Lampe, Joachim Groß, and André Bardow. Simultaneous process and working fluid optimisation for Organic Rankine Cycles (ORC) using PC-SAFT. *Computer Aided Chemical Engineering*, 30:572 – 576, 2014.
128. The Modelica Association. Modelica - A unified object-oriented language for physical systems modeling - Language specification version 3.2 revision 2. Online - www.modelica.org (Last accessed June 2014), July 30 2013
129. E. Casati, A. Desideri, F. Casella, and P. Colonna. Preliminary assessment of a novel small CSP plant based on linear collectors, ORC and direct thermal storage. 2012. Proceedings of the 18th SolarPACES conference, Marrakech (MO), 11–14 September

130. J. Harinck, T. Turunen-Saaresti, P. Colonna, S. Rebay, and J. van Buijtenen. Computational study of a high-expansion ratio radial organic rankine cycle turbine stator. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(5), 2010
131. A. Spinelli, M. Pini, V. Dossena, P. Gaetani, and F. Casella. Design, simulation, and construction of a test rig for organic vapors. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(4), 2013
132. T. Mathijssen, E. Casati, M. Gallo, N.R. Nannan, C. Zamfirescu, A. Guardone, and P. Colonna. Flexible asymmetric shock tube (FAST): Commissioning of a high temperature Ludwieg tube for wave propagation measurements. *Submitted for publication*, 2014
133. E. Casati, S. Vitale, M. Pini, G. Persico, and P. Colonna. Centrifugal turbines for Mini-ORC power systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME*, 2014. In print
134. D. Seher, T. Lengenfelder, J. Gerhardt, N. Eisenmenger, M. Hackner, and I. Krinn. Waste heat recovery for commercial vehicles with a Rankine process. In *21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen (DE)*, 2012
135. I.H. Bell, E. A. Groll, J. E. Braun, and W. T. Horton. A computationally efficient hybrid leakage model for positive displacement compressors and expanders. *International Journal of Refrigeration*, 36(7):1965 – 1973, 2013. New Developments in Compressor Technology
136. A. Giuffrida. Modelling the performance of a scroll expander for small organic Rankine cycles when changing the working fluid. *Applied Thermal Engineering*, (0):–, 2014
137. I.K. Smith, N. Stosic, and A. Kovacevic. *Power recovery from low grade heat by means of screw expanders*. Chandos Publishing, 2014
138. H. Wang and R.B. Peterson. Performance enhancement of a thermally activated cooling system using microchannel heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15):2951–2962, 2011
139. S. Karellas, A. Schuster, and A.-D. Leontaritis. Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design. *Applied Thermal Engineering*, 33-34(1):70–76, 2012
140. C. Harris, K. Kelly, T. Wang, A. McCandless, and S. Motakef. Fabrication, modeling, and testing of micro-cross-flow heat exchangers. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 11(6):726–735, 2002
141. M.M. Ohadi, K. Choo, S. Dessiatoun, and E. Cetegen. *Next Generation Microchannel Heat Exchangers*. Springer, 2013
142. K. Boomsma, D. Poulikakos, and F. Zwick. Metal foams as compact high performance heat exchangers. *Mechanics of Materials*, 35(12):1161–1176, 2003
143. A. Muley, C. Kiser, B. Sundn, and R.K. Shah. Foam heat exchangers: A technology assessment. *Heat Transfer Engineering*, 33(1):42–51, 2012
144. L. Godson, B. Raja, D. Mohan Lal, and S. Wongwises. Enhancement of heat transfer using nanofluids-an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(2):629–641, 2010
145. J.G. Cevallos, A.E. Bergles, A. Bar-Cohen, P. Rodgers, and S.K. Gupta. Polymer heat exchangers-history, opportunities, and challenges. *Heat Transfer Engineering*, 33(13):1075–1093, 2012.
146. C. Sprouse and C. Depcik. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 51(1-2):711 – 722, 2013
147. H. Teng, G. Regner, and C. Cowland. Waste heat recovery of heavy-duty Diesel engines by organic Rankine cycle part I: Hybrid energy system of Diesel and Rankine engines. *SAE Technical paper*, 01-0537, 2007
148. H. Teng, G. Regner, and Ch. Cowland. Waste heat recovery of heavy-duty Diesel engines by organic Rankine cycle part II: Working fluids for WHR-ORC. *SAE Technical paper*, 01-0543, 2007
149. R. Freymann, W. Strobl, and A. Obieglo. The Turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications. *MTZ*, 5:20–27, 2008
150. W. Lang, R. Almbauer, and P. Colonna. Assessment of waste heat recovery for a heavy-duty truck engine using an ORC turbogenerator. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME*, 135(4):042313–1–10, April 2013
151. T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, T. Takahashi, and M. Shinohara. Study on maximizing exergy in automotive engines. *SAE Technical Paper*, (2007-01-0257), 2007

152. Mitsuo Kadota and K Yamamoto. Advanced transient simulation on hybrid vehicle using Rankine cycle system. Technical report, SAE Technical Paper, 2008
153. Sylvain Quoilin, Richard Aumann, Andreas Grill, Andreas Schuster, Vincent Lemort, and Hartmut Spliethoff. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery organic Rankine cycles. *Applied Energy*, 88(6):2183 – 2190, 2011
154. F. Casella, T. Mathijssen, J. van Buijtenen, and P. Colonna. Dynamic modeling of ORC power systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(042310), 2013
155. P.K. Nag. *Power Plant Engineering*. Tata McGraw Hill Education Private Limited, 3rd edition, 2008
156. Chan-Chiao Lin, Huei Peng, and Jessy W. Grizzle. Power management strategy for a parallel hybrid electric truck. *IEEE trans. on control systems technology*, 11(6), November 2003
157. R. Dettmer. The mighty micro. *Engineering and Technology*, 5(3):42–45, 2010
158. Malick Kane. Micro-cogeneration based organic Rankine cycle (ORC) system in a district heating network: A case study of the Lausanne city swimming pool. 2011. ORC2011 -1st International Seminar on ORC Power Systems - Delft (NL), September 22-23. Available online: www.kcorc.org/en/literature/orc2011-proceedings
159. R. Zanelli and D. Favrat. Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator. In W. Soedel, editor, *12th International Compressor Engineering Conference*, pages 459–464, Purdue, USA, 1994
160. Faming Sun, Yasuyuki Ikegami, Baoju Jia, and Hirofumi Arima. Optimization design and exergy analysis of organic Rankine cycle in ocean thermal energy conversion. *Applied Ocean Research*, 35(0):38 – 46, 2012
161. Min-Hsiung Yang and Rong-Hua Yeh. Analysis of optimization in an OTEC plant using organic Rankine cycle. *Renewable Energy*, 68(0):25 – 34, 2014
162. A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications. *Applied Thermal Engineering*, 29(8-9):1809–1817, 2009
163. B.F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8):3963–3979, 2011
164. Fredy V'elez, Jos'e J. Segovia, M. Carmen Mart'ın, Gregorio Antol'ın, Farid Chejne, and Ana Quijano. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(6):4175 – 4189, 2012
165. L. Wang, A.P. Roskilly, and R. Wang. Solar powered cascading cogeneration cycle with ORC and adsorption technology for electricity and refrigeration. *Heat Transfer Engineering*, 35(11-12):1028–1034, 2014
166. M. Jradi and S. Riffat. Modelling and testing of a hybrid solar-biomass ORC-based micro-CHP system. *International Journal of Energy Research*, 2013. Article in Press
167. M. Astolfi, L. Xodo, M.C. Romano, and E. Macchi. Technical and economical analysis of a solar-geothermal hybrid plant based on an organic Rankine cycle. *Geothermics*, 40(1):58–68, 2011
168. S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, and V. Lemort. Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. *Solar Energy*, 85(5):955–966, 2011
169. G. Angelino and P. Colonna. Air cooled siloxane bottoming cycle for molten carbonate fuel cells. In *Fuel Cell Seminar*, pages 667–670, October 2000
170. C. De Servi, S. Campanari, A. Tizzanini, and C. Pietra. Enhancement of the electrical efficiency of commercial fuel cell units by means of an organic Rankine cycle: A case study. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(4), 2013
171. A.V. Akkaya and B. Sahin. A study on performance of solid oxide fuel cell-organic Rankine cycle combined system. *International Journal of Energy Research*, 33(6):553–564, 2009
172. F.A. Al-Sulaiman, I. Dincer, and F. Hamdullahpur. Energy analysis of a trigeneration plant based on solid oxide fuel cell and organic Rankine cycle. *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(10):5104–5113, 2010

173. R. Chacartegui, D. Snchez, J.M. Mu noz, and T. S´anchez. Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants. *Applied Energy*, 86(10):2162 – 2170, 2009
174. K. Kusterer, R. Braun, L. K¨ollen, T. Sugimoto, K. Tanimura, and D. Bohn. Combined solar thermal gas turbine and organic Rankine cycle application for improved cycle efficiencies. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, volume 4, San Antonio - Texas, USA, 3-7 June 2013
175. M.T. Dunham and B.D. Iverson. High-efficiency thermodynamic power cycles for concentrated solar power systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30:758–770, 2014
176. Donald L. Nored and Daniel T. Bernatowicz. Electrical power system design for the US space station. In *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, pages 1416–1422, 1986
177. F. Farina, C. Mao, and G. Tuninetti. Organic Rankine cycle power conversion systems for space applications. In *Photovoltaic Generators in Space, Proceedings of the Fifth European Symposium*, pages 225–230. European Space Agency, (Special Publication) ESA SP, 1987.
178. A. Fernandez-Garcia, E. Zarza, L. Valenzuela e M. Perez, Parabolic-trough solar collectors and their applications., *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 1695-1721, 2010.
179. O. A. Jaramillo, E. Venegas-Reyes, J. O. Aguilar, R. Castrejon-Garcia e F. Sosa-Montemayor, Parabolic trough concentrators for low enthalpy processes, *Renewable Energy*, vol. 60, pp. 529-539, 2013.
180. J.I. Rosell, X. Vallverdú, M.A. Lechón, M. Ibáñez, Design and simulation of a low concentrating photovoltaic/thermal system, *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 3034-3046, 2005.
181. M. Li, G.L. Li, X. Ji, F. Yin, L. Xu, The performance analysis of the Trough Concentrating Solar Photovoltaic/Thermal system, *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 2378-2383, 2011.
182. V. Siva Reddy, S.C. Kaushik, K.R. Ranjan, S.K. Tyagi, State-of-the-art of solar thermal power plants - A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 27, pp. 258-273, 2013.
183. L. Zhang, Z. Yu, L. Fan, W. Wang, H. Chen, Y. Hu, J. Fan, M. Ni, K. Cen, An experimental investigation of the heat losses of a U-type solar heat pipe receiver of a parabolic trough collector-based natural circulation steam generation system., *Renewable Energy*, vol. 57, pp. 262-268, 2013.
184. Javier Muñoz, Alberto Abánades, A technical note on application of internally finned tubes in solar parabolic trough absorber pipes, *Solar Energy*, vol. 85, pp. 609-612, 2011.
185. O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammedi, S. Ait-Kaci, A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 39 (2014) 223–250
186. A. Giovannelli, State of the Art on Small-Scale Concentrated Solar Power Plants, *Energy Procedia* 82 (2015) 607 – 614
187. A.M. Delgado-Torres , L. García-Rodríguez, Preliminary design of seawater and brackish water reverse osmosis desalination systems driven by low-temperature solar organic Rankine cycles (ORC), *Energy Conversion and Management* 51 (2010) 2913–2920
188. E. Bou Lawz Ksayer, Design of an ORC system operating with solar heat and producing sanitary hot water, *Energy Procedia* 6 (2011) 389–395
189. D. Casartelli, M. Binotti, P. Silva, E. Macchi, E. Roccaro, T. Passera, Power block off-design control strategies for indirect solar ORC Cycles, *Energy Procedia* 69 (2015) 1220 – 1230
190. M. Astolfi, Techno-economic optimization of low temperature CSP systems based on ORC with screw expanders, *Energy Procedia* 69 (2015) 1100 – 1112
191. F. Ferrara, A. Gimelli*, A. Luongo, Small-scale concentrated solar power (CSP) plant: ORCs comparison for different organic fluids, *Energy Procedia* 45 (2014) 217 – 226
192. M.C. Cameretti, F. Ferrara, A. Gimelli, R. Tuccillo, Combined MGT – ORC solar – hybrid system. PART A: Plant Optimization, *Energy Procedia* 81 (2015) 368 – 378
193. M.C. Cameretti, F. Ferrara, A. Gimelli, R. Tuccillo Combined MGT – ORC solar – hybrid system. PART B: Component Analysis and Prime Mover Selection, *Energy Procedia* 81 (2015) 379 – 389
194. P. Ungureşan, D. Petreuş, A. Pocola, M. Bălan, Potential of solar ORC and PV systems to provide electricity under Romanian climatic conditions, *Energy Procedia* 85 (2016) 584 – 593

195. F.A. Boyaghchi, P. Heidarnajad, Thermo-economic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application, *Energy Conversion and Management* 97 (2015) 224–234
196. F. Calise, M. Dentice d'Accadia, M. Vicidomini, M. Scarpellino, Design and simulation of a prototype of a small-scale solar CHP system based on evacuated flat-plate solar collectors and Organic Rankine Cycle, *Energy Conversion and Management* 90 (2015) 347–363
197. S. Schimpf, R. Span, Techno-economic evaluation of a solar assisted combined heat pump –Organic Rankine Cycle system *Energy Conversion and Management* 94 (2015) 430–437
198. S. Schimpf, R. Span, Simulation of a solar assisted combined heat pump – Organic rankine cycle system *Energy Conversion and Management* 102 (2015) 151–160
199. G. Xu, G. Song, X. Zhu, W. Gao, H. Li, Y. Quan, Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by linear Fresnel reflector solar concentrator, *Applied Thermal Engineering* 80 (2015) 196e204
200. M. Borunda, O.A. Jaramillo, R. Dorantes, A. Reyes, Organic Rankine Cycle coupling with a Parabolic Trough Solar Power Plant for cogeneration and industrial processes, *Renewable Energy* 86 (2016) 651–663
201. J. Li, P. Li, G. Pei, J. Z. Alvi, J. Ji, Analysis of a novel solar electricity generation system using cascade Rankine cycle and steam screw expander, *Applied Energy* 165 (2016) 627–638
202. E. Bocci, M. Villarini, L. Bove, S. Esposto, V. Gasperini, Modeling Small Scale Solar Powered ORC Unit for Standalone Application, *Mathematical Problems in Engineering*, Volume 2012, Article ID 124280, 10 pages, doi:10.1155/2012/124280
203. Z. Wang, J. Hou, *, Y. Sun, Comparative Efficiency Assessment of a Novel Low_Temperature Solar_Powered ORC Based Cogeneration System, *Applied Solar Energy*, 2015, Vol. 51, No. 2, pp. 88–93
204. M. Antonelli, A. Baccioli, M. Francesconi, U. Desideri, L. Martorano, Electrical production of a small size Concentrated Solar Power plant with compound parabolic collectors, *Renewable Energy* 83 (2015) 1110–1118
205. J. Li, J. Zeb Alvi, G. Pei, J. Ji, P. Li, H. Fu, Effect of working fluids on the performance of a novel direct vapor generation solar organic Rankine cycle system, *Applied Thermal Engineering* 98 (2016) 786–797
206. T. Chambers, J. Raush, B. Russo, Installation and operation of parabolic trough organic Rankine cycle solar thermal power plant in south Louisiana, *Energy Procedia* 49 (2014) 1107 – 1116
207. M., S. Riffat, Modelling and testing of a hybrid solar-biomass ORC-based micro-CHP system, *International Journal of Energy Research*, 2014; 38:1039–1052
208. B. Peris, J. Navarro-Esbrí, F. Molés, J.P. Martí, A. Mota-Babiloni, Experimental characterization of an Organic Rankine Cycle (ORC) for micro-scale CHP applications, *Applied Thermal Engineering* 79 (2015) 1–8
209. <https://electratherm.com/>
210. <http://it.mathworks.com/>
211. A. M. Delgado-Torres, L. García-Rodríguez, Comparison of solar technologies for driving a desalination system by means of an organic Rankine cycle, *Desalination*, Volume 216, Issue 1, 2007, Pages 276–291.
212. S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, V. Lemort, Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation, *Solar Energy*, Volume 85, Issue 5, May 2011, Pages 955–966
213. M. Ibarra, A. Rovira, D.-C. Alarcón-Padilla, J. Blanco, Performance of a 5 kWe Organic Rankine Cycle at part-load operation, *Applied Energy*, Volume 120, 1 May 2014, Pages 147–158
214. <http://www.alfalaval.it/>
215. Martin, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Volume 35, Issue 4, 1996, Pages 301–310,
216. R. L. Amalfi, F. Vakili-Farahani, J. R. Thome, Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: Comparison of literature methods to database and new prediction methods, *International Journal of Refrigeration*, Volume 61, January 2016, Pages 185–203, ISSN 0140-7007,

217. R. L. Amalfi, F. Vakili-Farahani, J. R. Thome, Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 1: Review and experimental database, International Journal of Refrigeration, Volume 61, January 2016, Pages 166-184, ISSN 0140-7007[218] J. Bao, L. Zhao, A Review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. Renewable & Sustainable Energy Review 2013, Page 337
218. K. C. Ng, T. B. Lim, T. Y. Bong, Analysis of Screw-Expander Performance. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering February 1989 203: 15-20,
219. G. A. Longo, G. Righetti, C. Zilio, A new model for refrigerant condensation inside brazed plate heat hexchanger, Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference, IHTC-15, August 10-15, 2014, Kyoto, Japan (IHTC15-8532)
220. W. Nusselt, Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure 60 (27), 541–546 (1916)
221. Webb RL. Convective Condensation of Superheated Vapor. ASME. J. Heat Transfer. 1998; 120(2):418-421.
222. <https://www.nist.gov/srd/refprop>

6 Abbreviazioni ed acronimi

Bo	Numero di Bond (eq. 2)
Bd	Numero di boiling (eq. 2)
c_p	Calore specifico, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
d_h	Diametro idraulico dello scambiatore, m (eq 7)
g	Accelerazione di gravità, $m\ s^{-2}$
h	Coefficiente di scambio termico, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$; Entalpia specifica, $J\ kg^{-1}$ (eq. 11 e 12)
L	Lunghezza verticale della piastra, m (eq. 6)
M	Massa molare, $g\ mol^{-1}$
$\dot{m}$	Portata di massa, $kg\ s^{-1}$
n	Indice di espansione pseudo-politropica (eq.4)
Nu	Numero di Nusselt
p	Pressione, Pa
P_{el}	Potenza elettrica, W
Pr	Numero di Prandtl
Q_{in}	Flusso termico in ingresso, W
q_{lat}	Flusso termico latente specifico, $W\ m^{-2}$ (eq. 8)
Re	Numero di Reynolds
r_p	Rapporto di pressione
r_v	Rapporto volumetrico di espansione nominale
s	Entropia specifica, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
T	Temperatura, K
$T_{amb,ref}$	Temperatura dell'ambiente di riferimento, 294.15 K (eq. 10 e eq. 11)
$T_{av,source}$	Temperatura media della sorgente termica, K
V	Portata volumetrica, $L\ s^{-1}$
We_m	Numero di Weber omogeneo (eq. 2)

Lettere greche

α	Rapporto tra area di scambio e area proiettata della piastra (eq. 6)
η_{ex}	Rendimento exergetico del ciclo ORC
η_{ORC}	Rendimento di conversione del ciclo ORC
ΔT	Differenza tra temperatura di saturazione e temperatura di parete, K (eq. 6)
μ	Viscosità dinamica, $Pa\ s$

λ	Conducibilità termica, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
ζ	Fattore di attrito (eq.1)
φ	Angolo di inclinazione della corrugazione della piastra, ° (eq. 1)
ρ	Densità, kg m^{-3}

Pedici

<i>a,c</i>	Acqua calda
<i>cond</i>	Condensazione
<i>el</i>	Elettrico
<i>G</i>	Vapore
<i>i</i>	ingresso
<i>L</i>	Liquido
<i>sh</i>	Vapore surriscaldato
<i>sat</i>	Saturazione
<i>th</i>	termico
<i>u</i>	uscita
<i>w</i>	Parete

Acronimi

<i>CBC</i>	Closed Brayton Cycle
<i>CHP</i>	Combined Heat and Power
<i>CSP</i>	Concentrated Solar Power
<i>EAF</i>	Electric Arc Furnace
<i>EFGT</i>	Externally Fired Gas Turbine
<i>GWP</i>	Global Warming Potential
<i>ODP</i>	Ozone Depletion Potential
<i>OTEC</i>	Ocean Thermal Energy Conversion
<i>SPPP</i>	Solar Pond Power Plant